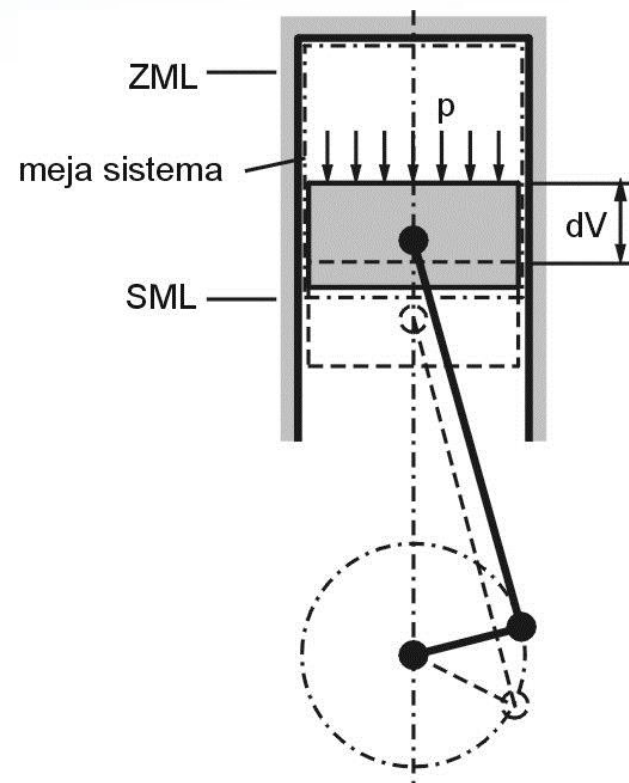
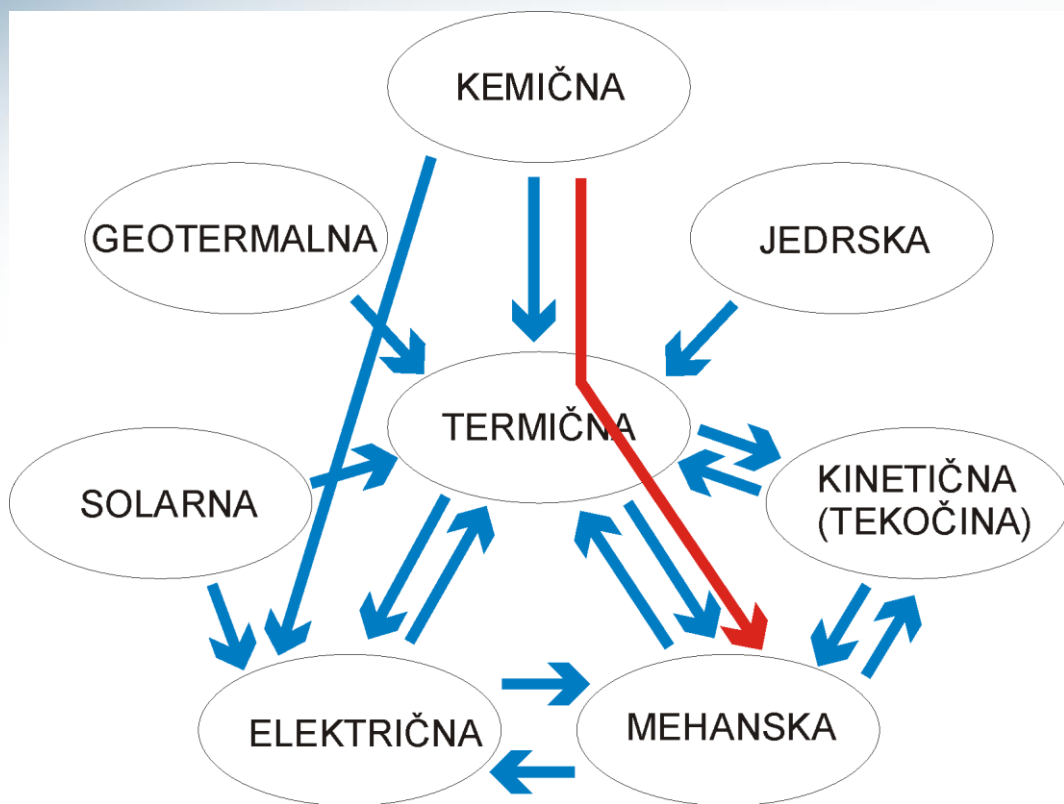




Batni motorji z notranjim zgorevanjem

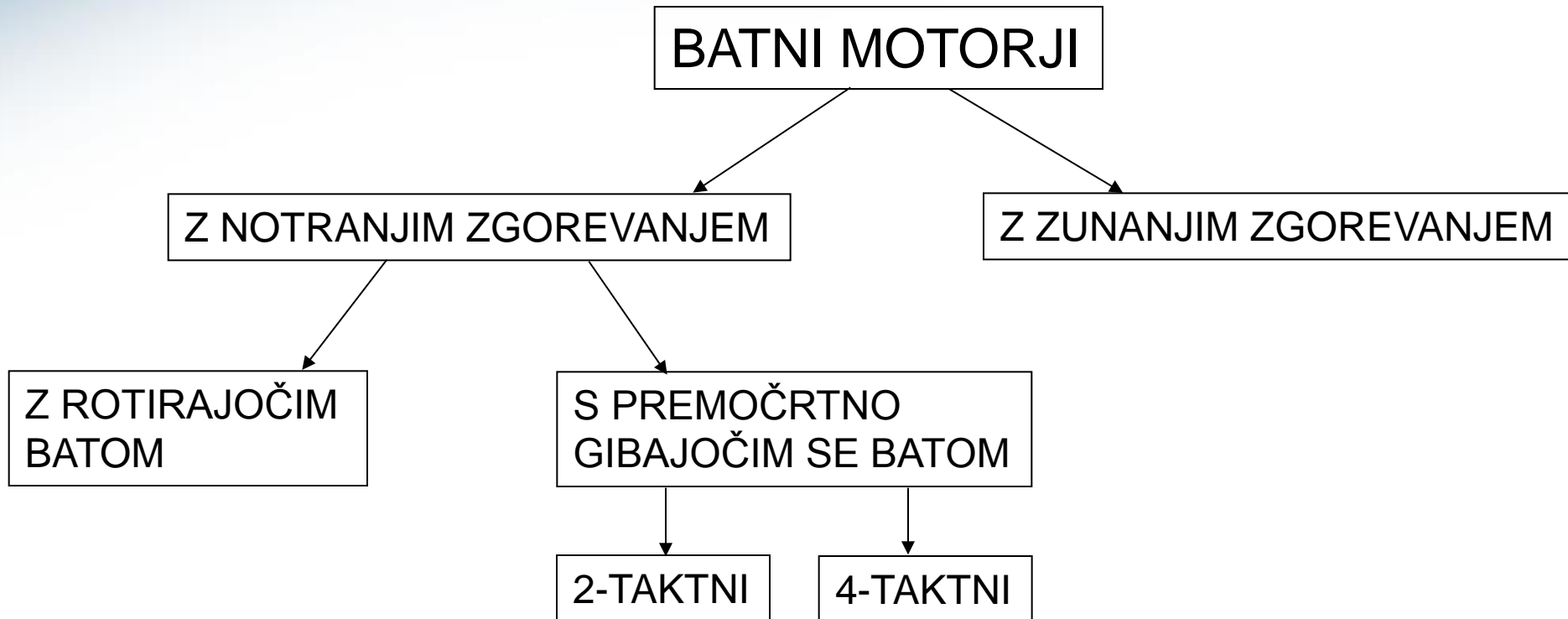


Energijske pretvorbe - BMNZ





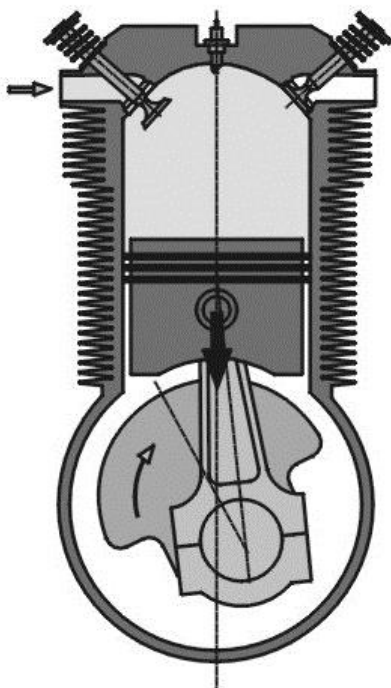
Razvrstitev batnih motorjev z ozirom na tok delovnega medija, gibanje bata in taktnost



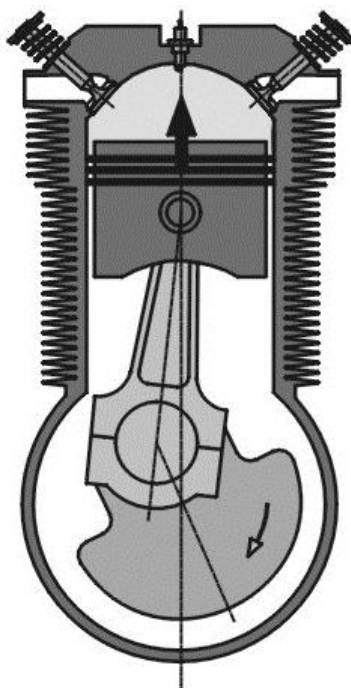


4-taktni delovni cikel

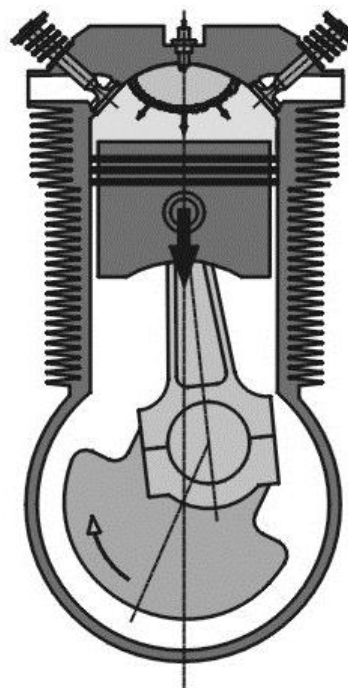
sesanje



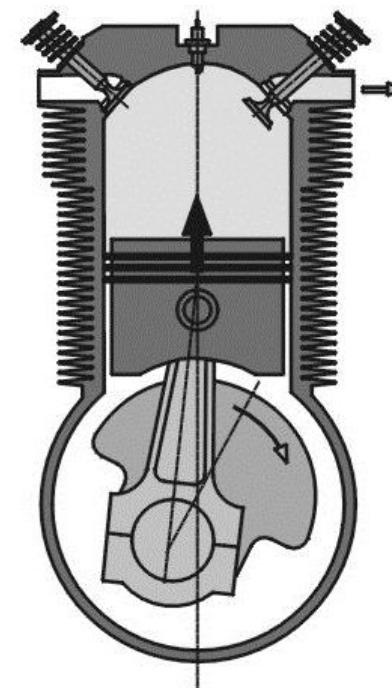
kompresija



zgorevanje in
ekspanzija



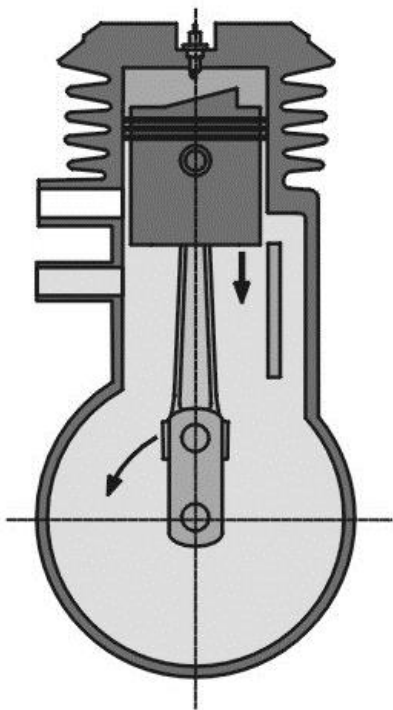
izpuh



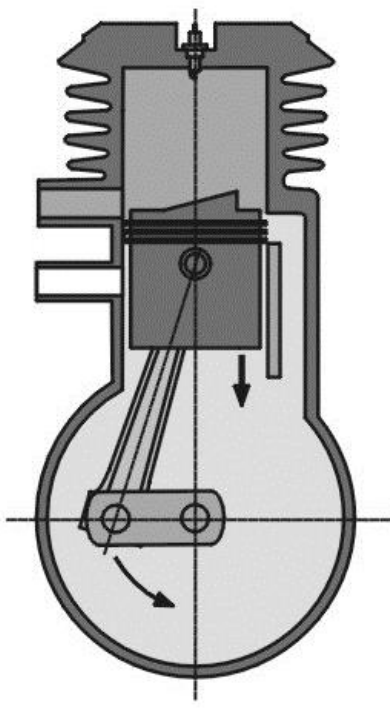


2-taktni delovni cikel

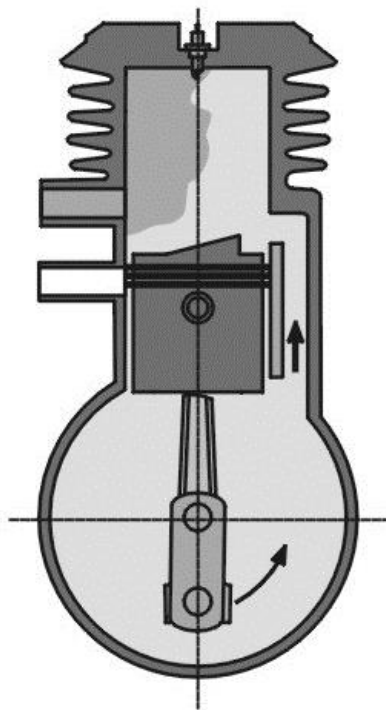
zgorevanje in
ekspanzija



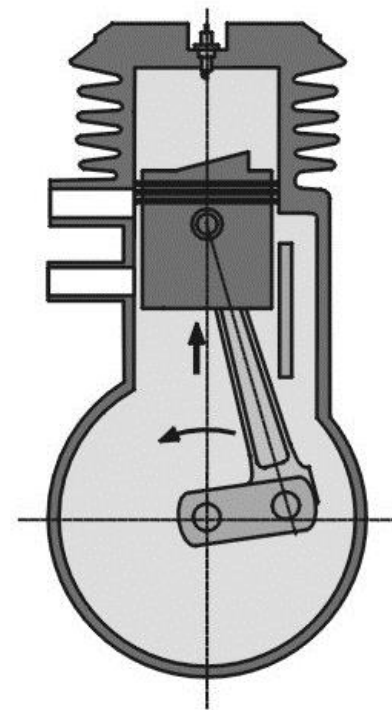
izpuh



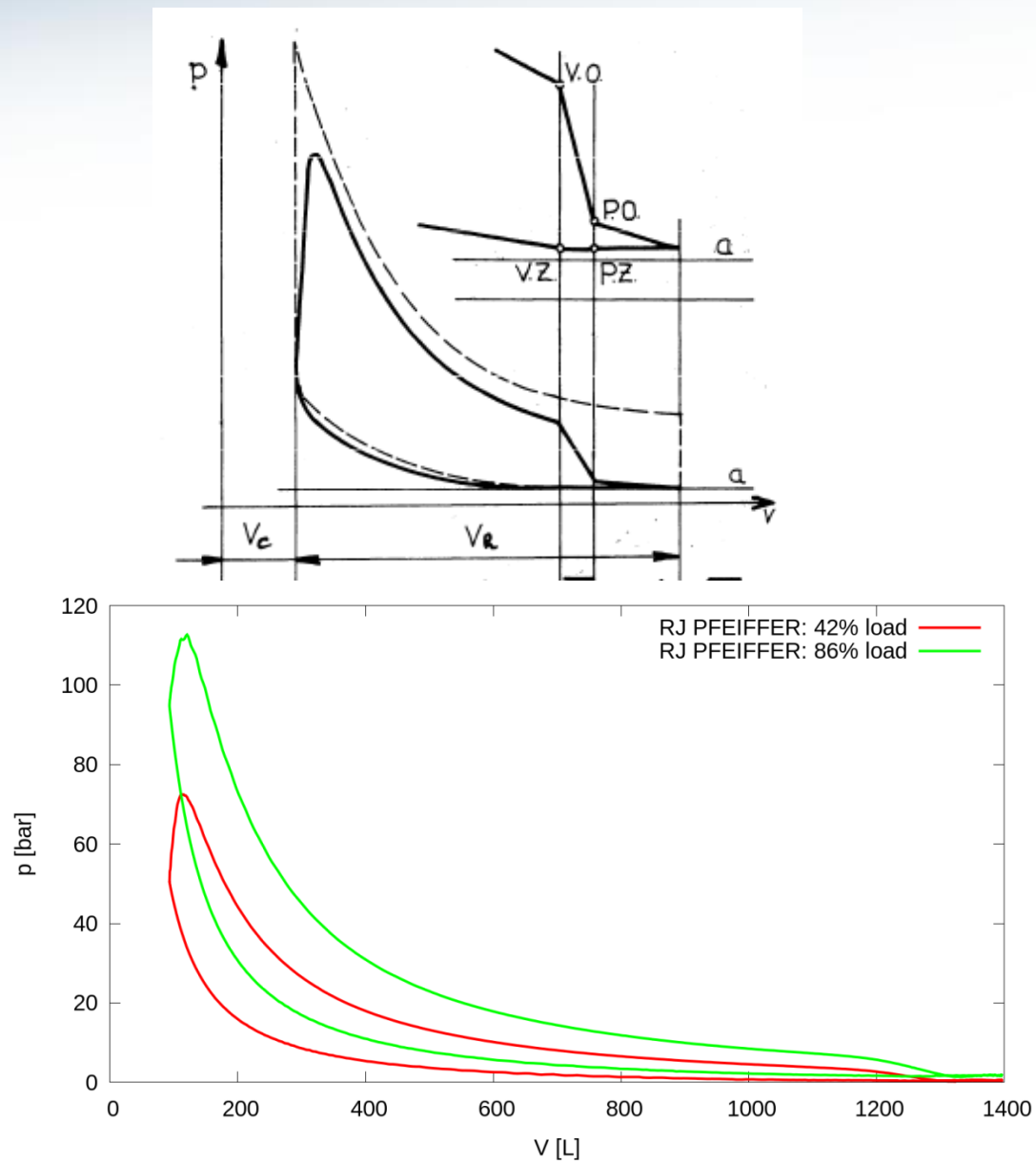
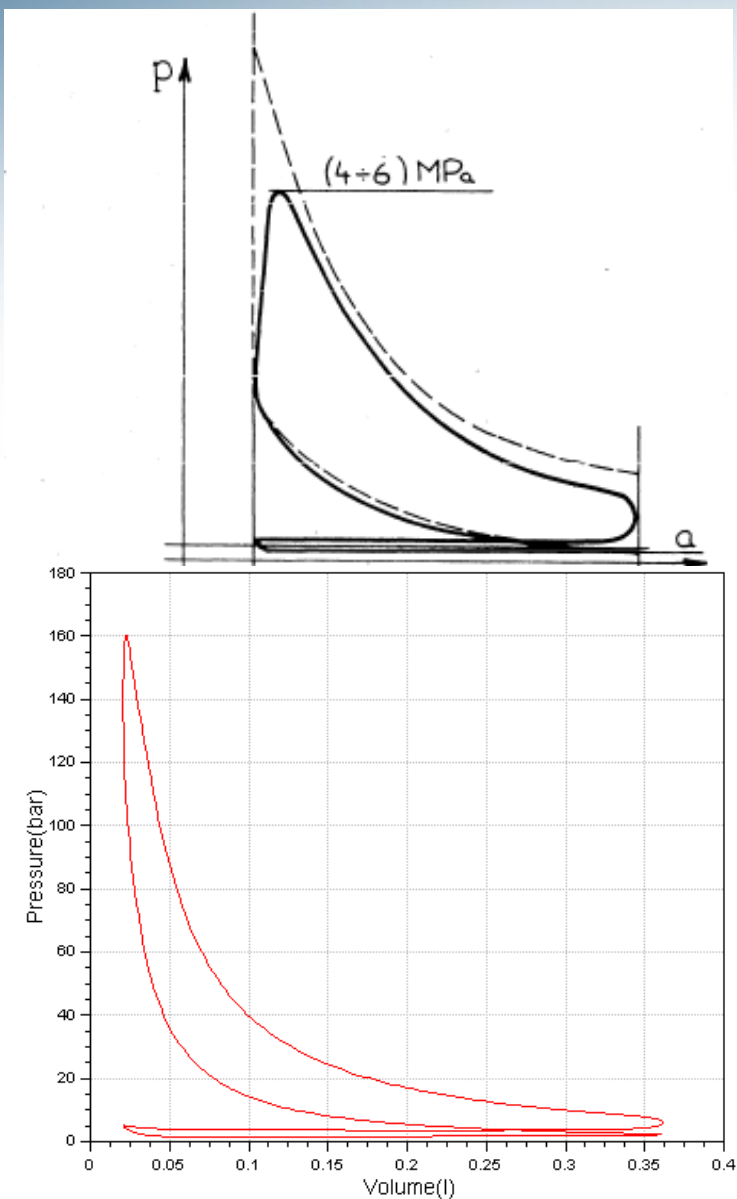
sesanje



kompresija

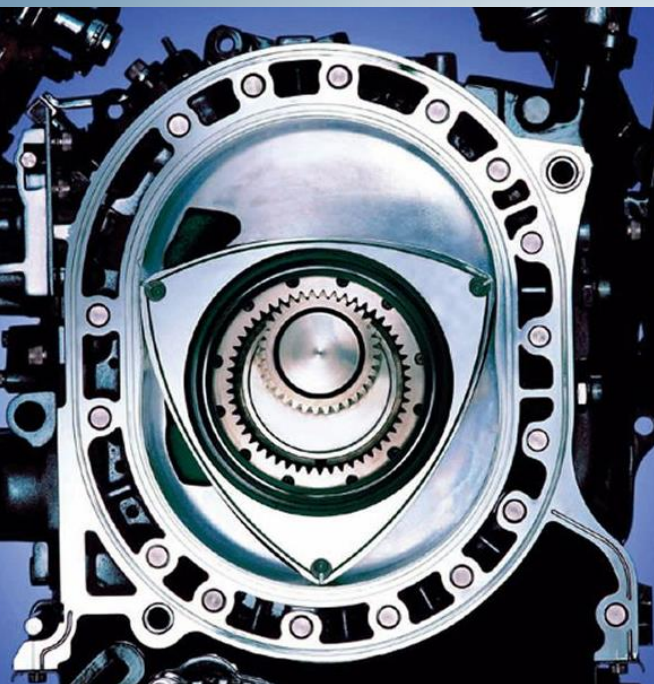


p-V diagram realnih in teoretičnih 4T in 2T ciklov

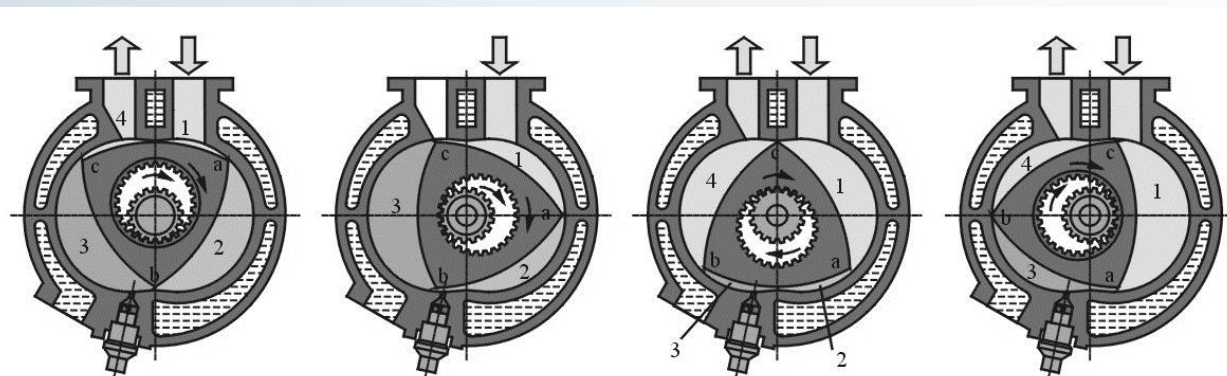




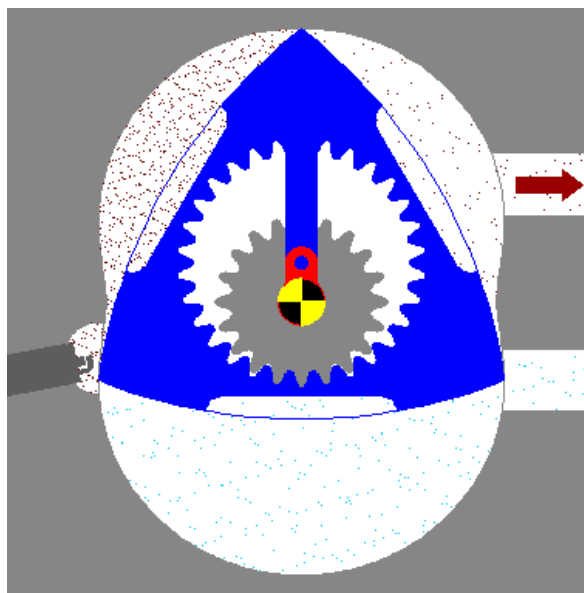
Wanklov motor z rotirajočim batom



<http://image.motortrend.com/f/auto-review/2008-mazda-rx-8-happy-40th-anniversary-wankel-twin/6966031+w750/wankel-engine-cutaway.jpg>



- 1 - sesanje
- 2 - kompresija in vžig
- 3 - zgorevanje in ekspanzija
- 4 - izpuh





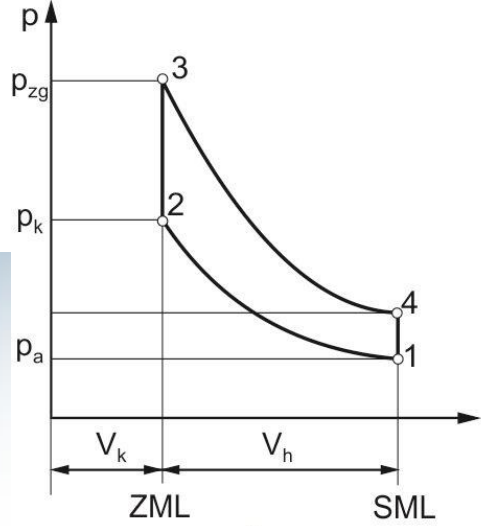
Teoretični delovni cikli

Teoretični delovni cikli so poenostavljeni/idealizirani modeli realnih ciklov, ki potekajo v napravah. Teoretični cikli ne popišejo natančno sprememb termodinamskih veličin delovnega medija. Kljub temu so uporabno orodje za analizo trendov realnega cikla, nikakor pa ne smemo preceniti njihove natančnosti in napovedovalnosti.

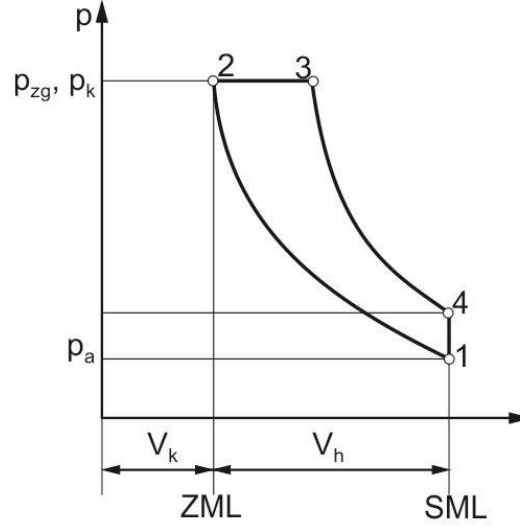
Pri analizi teoretičnih ciklov uvedeno naslednje poenostavitve:

- Proces v motorju popišemo z zaprtim termodinamskim krožnim procesom, kar pomeni, da se ne spremeni količina in kemijska sestava delovnega medija.
- Proces zgorevanja zamenjamo z dovodom toplote iz okolice.
- Proces izmenjave delovnega medija z odvodom toplote v okolico.
- Proces komprijacije in ekspanzije sta adiabatna – ni izmenjave toplote z okolico.
- Eksponent adiabate je enak v procesu komprijacije in ekspanzije, ker se kemijska sestava delovnega medija ne spreminja.

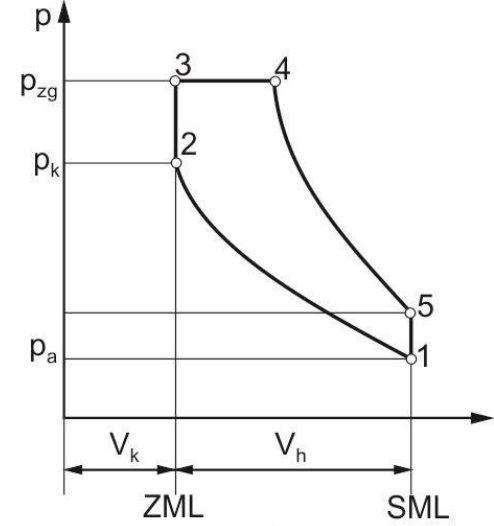
Teoretični delovni cikli



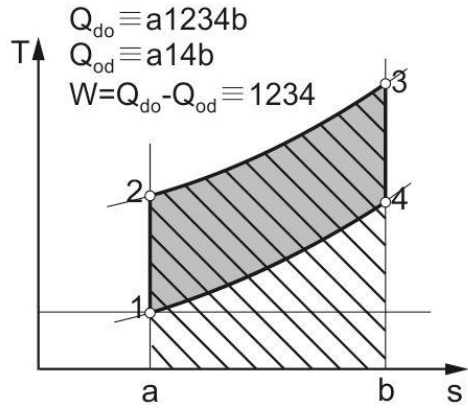
a)



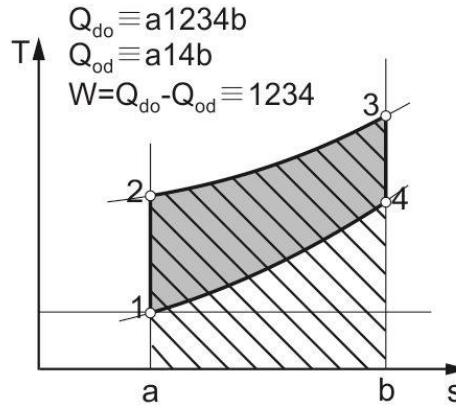
b)



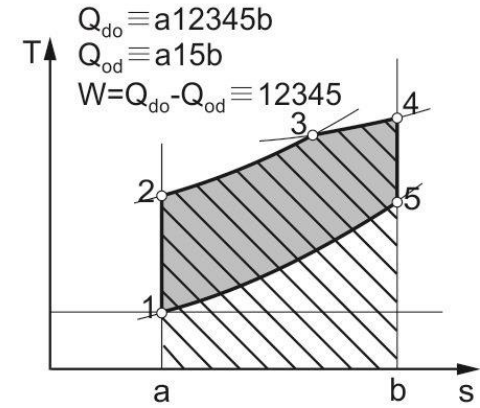
c)



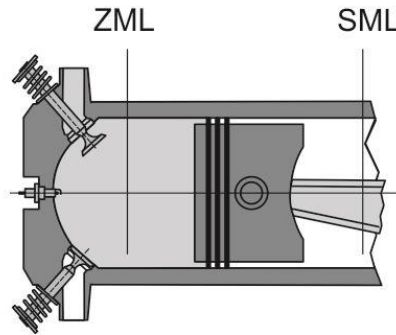
d)



e)



f)



Teoretični procesi:

a) in d) ottov,

b) in e) dizlov

ter c) in f) sabathejev proces



Teoretični delovni cikli

Delo krožnega procesa

$$W_t = W_{tE} - W_{tK} = Q_{do} - Q_{od}$$

V proces dovedena toplota: $Q_{do} = m_G \cdot H_i$

Kurilnost zmesi:

$$H_{i,Zm} = \frac{Q_{do}}{m_{Zm}} \approx \frac{Q_{do}}{m_G + m_Z} = \frac{H_i}{1 + \frac{m_Z}{m_G}}$$

Dejansko delo motorja

$$W_e = \eta_i \cdot \eta_m \cdot W_t$$



Teoretični delovni cikli

Osnovni pojmi teoretičnega popisa

Kompresijsko razmerje:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$$

Stopnja povečanja tlaka:

$$\psi = \frac{p_3}{p_2}$$

Dizelski motor: $\psi = 1$

Stopnja predhodne ekspanzije:

$$\varphi = \frac{V_4}{V_3}$$

Ottov motor: $\varphi = 1$

Izentropna kompresija:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}$$

Izohorni dovod toplote:

$$T_3 = T_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon^{\kappa-1}$$

Izobarni dovod toplote:

$$T_4 = T_1 \cdot \psi \cdot \varphi \cdot \varepsilon^{\kappa-1}$$

Izentropna ekspanzija:

$$T_5 = T_1 \cdot \psi \cdot \varphi^{\kappa}$$



Teoretični delovni cikli

Termični izkoristek krožnega procesa

Sabathejev proces:

$$\eta_t = \frac{Q_{\text{do}} - Q_{\text{od}}}{Q_{\text{do}}} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot (T_5 - T_1)}{m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) + m \cdot c_p \cdot (T_4 - T_3)} =$$

$$= 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{(\psi \cdot \varphi^\kappa - 1)}{(\psi - 1) + \kappa \cdot \psi \cdot (\varphi - 1)}$$

Otto proces ($\varphi = 1$):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

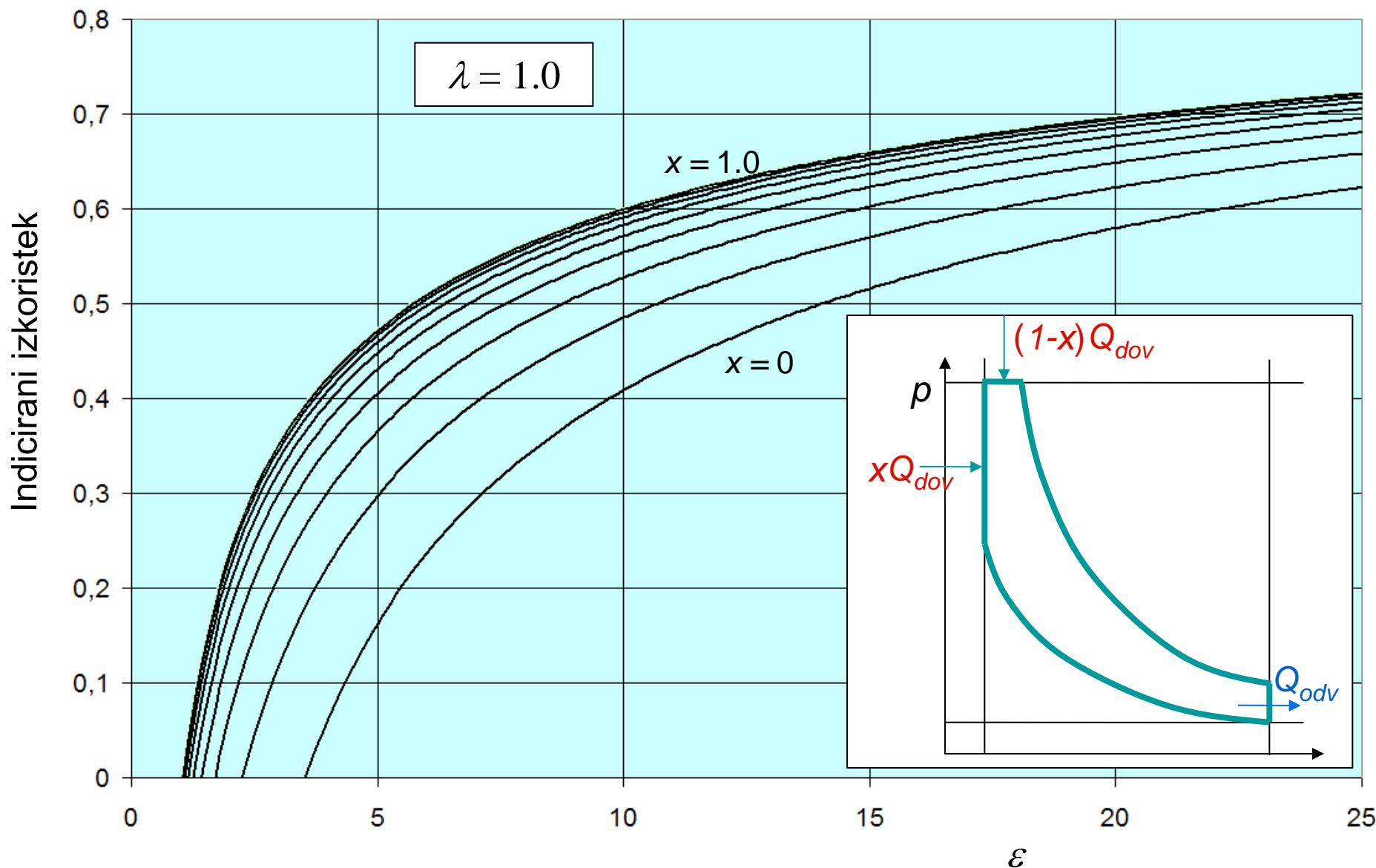
Diesel proces ($\psi = 1$):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{(\varphi^\kappa - 1)}{\kappa \cdot (\varphi - 1)}$$

Pri enakem kompresijskem razmerju ima Ottov motor boljši termični izkoristek kot Dizelski motor. Dizelski motor dopušča (zahteva) večja kompresijska razmerja. Primerjati je potrebno primerjalne procese pri najvišjih temperaturah in tlakih.



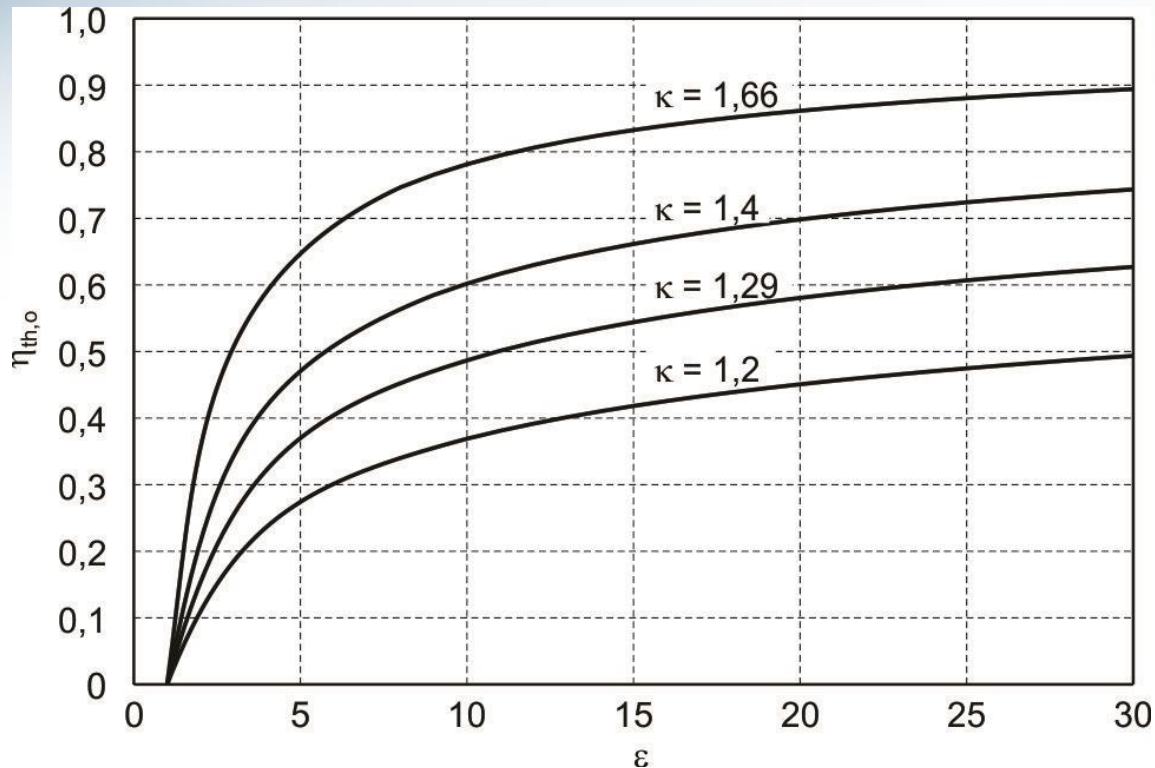
Primerjava izkoristkov Sabathejevega cikla



$$R = 287 \text{ J/kg.K}, c_v = 736 \text{ J/kg.K}, \kappa = 1.4, Q_{dov} = 3275 \text{ J}, p_1 = 100 \text{ kPa}, V_1 = 0.001 \text{ m}^3$$



Izkoristek idealnega Ottovega procesa

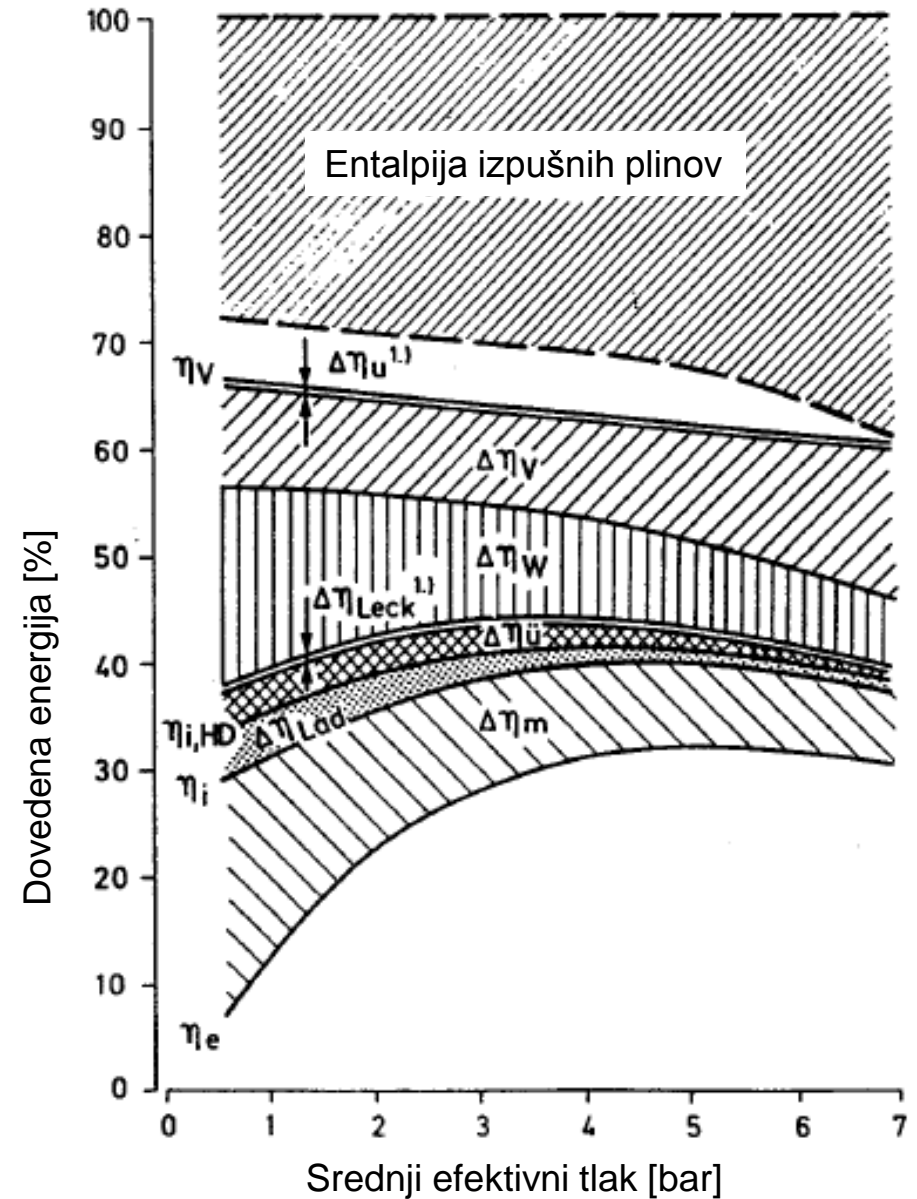


$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}}$$

Odvisnost izkoristka teoretičnega ottovega procesa od kompresijskega razmerja in razmerja specifičnih toplot

Primerjava izkoristka realnega in teoretičnega procesa

- η_e - efektivni izkoristek
- η_i - indicirani izkoristek
- $\eta_{i,HD}$ - indicirani izkoristek brez izgub izmenjave delovnega medija
- η_V - izkoristek teoretičnega primerjalnega procesa
- $\Delta\eta_m$ - znižanje izkoristka zaradi mehanskih izgub
- $\Delta\eta_{Lad}$ - znižanje izkoristka zaradi izmenjave delovnega medija
- $\Delta\eta_{ii}$ - znižanje izkoristka zaradi pretoka iz predkomore
- $\Delta\eta_{Leck}$ - znižanje izkoristka zaradi netesnosti
- $\Delta\eta_W$ - znižanje izkoristka zaradi prestopa toplote
- $\Delta\eta_V$ - znižanje izkoristka zaradi neidealnega poteka zgorevanja
- $\Delta\eta_u$ - znižanje izkoristka zaradi nepopolnega zgorevanja



Porazdelitev izgub 1.5 litrskega Dizelskega motorja s predkomoro pri 3000 1/min v odvisnosti od srednjega efektivnega tlaka



Parametri delovne sposobnosti

Efektivni izkoristek realnega

PI motorja (posredno vbrizgavanje goriva):

$$P = \frac{H_i}{L_{st} \lambda_{set} + 1} \rho_{IM} \eta_v \eta_{eff} V \frac{n_e}{N_{st}}$$

$$\eta_V = \frac{m_{zrak} + m_{gorivo}}{\rho_{IM} V}$$

DI motorja (neposredno vbrizgavanje goriva):

$$P = \frac{H_i}{L_{st} \lambda_{set}} \rho_{IM} \eta_v \eta_{eff} V \frac{n_e}{N_{st}}$$

$$\eta_V = \frac{m_{zrak}}{\rho_{IM} V}$$

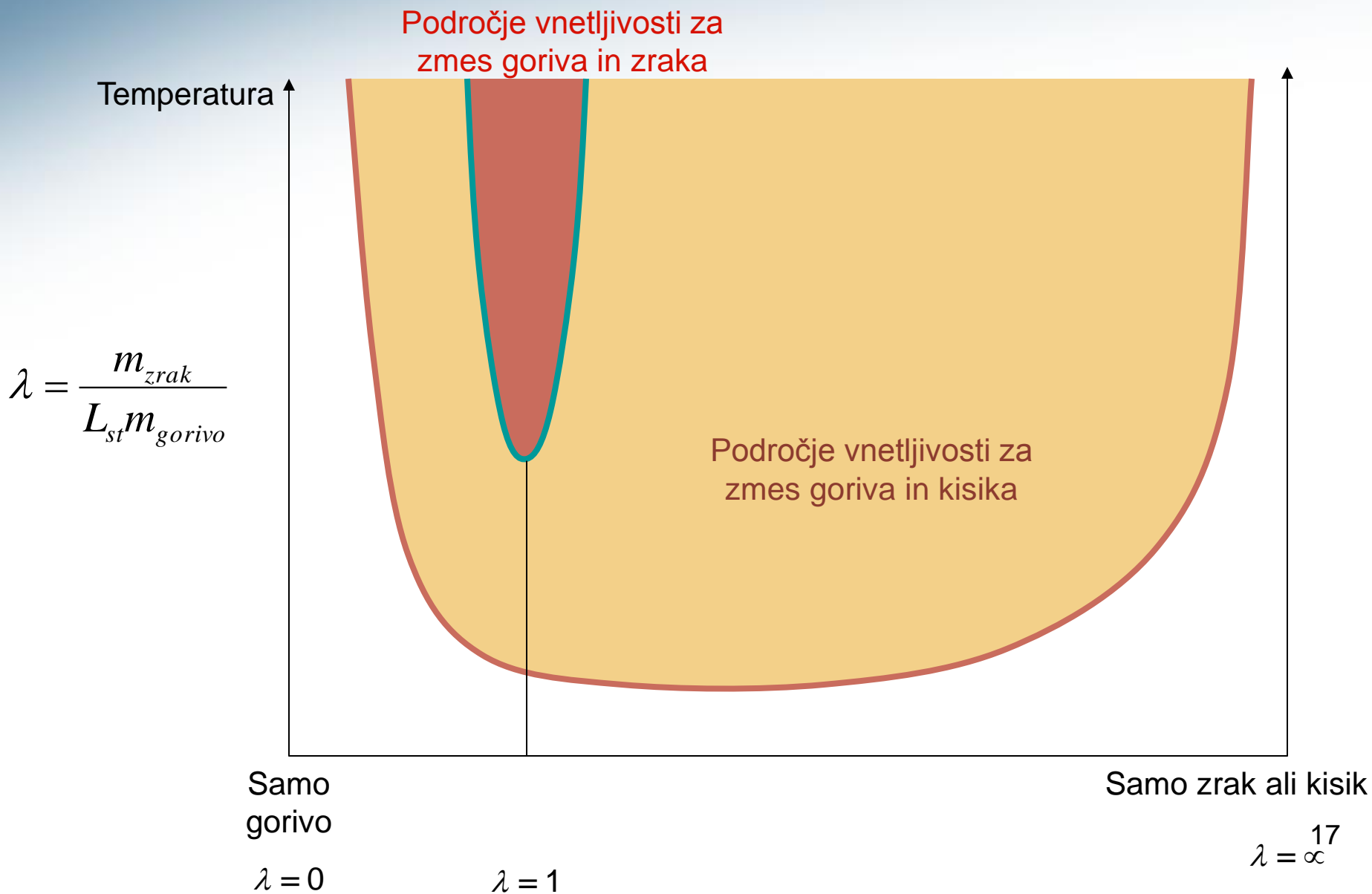
$$N_{st} = 2 \quad \dots \quad 4T$$

$$N_{st} = 1 \quad \dots \quad 2T$$

$$\lambda = \frac{m_{zrak}}{L_{st} m_{gorivo}}$$

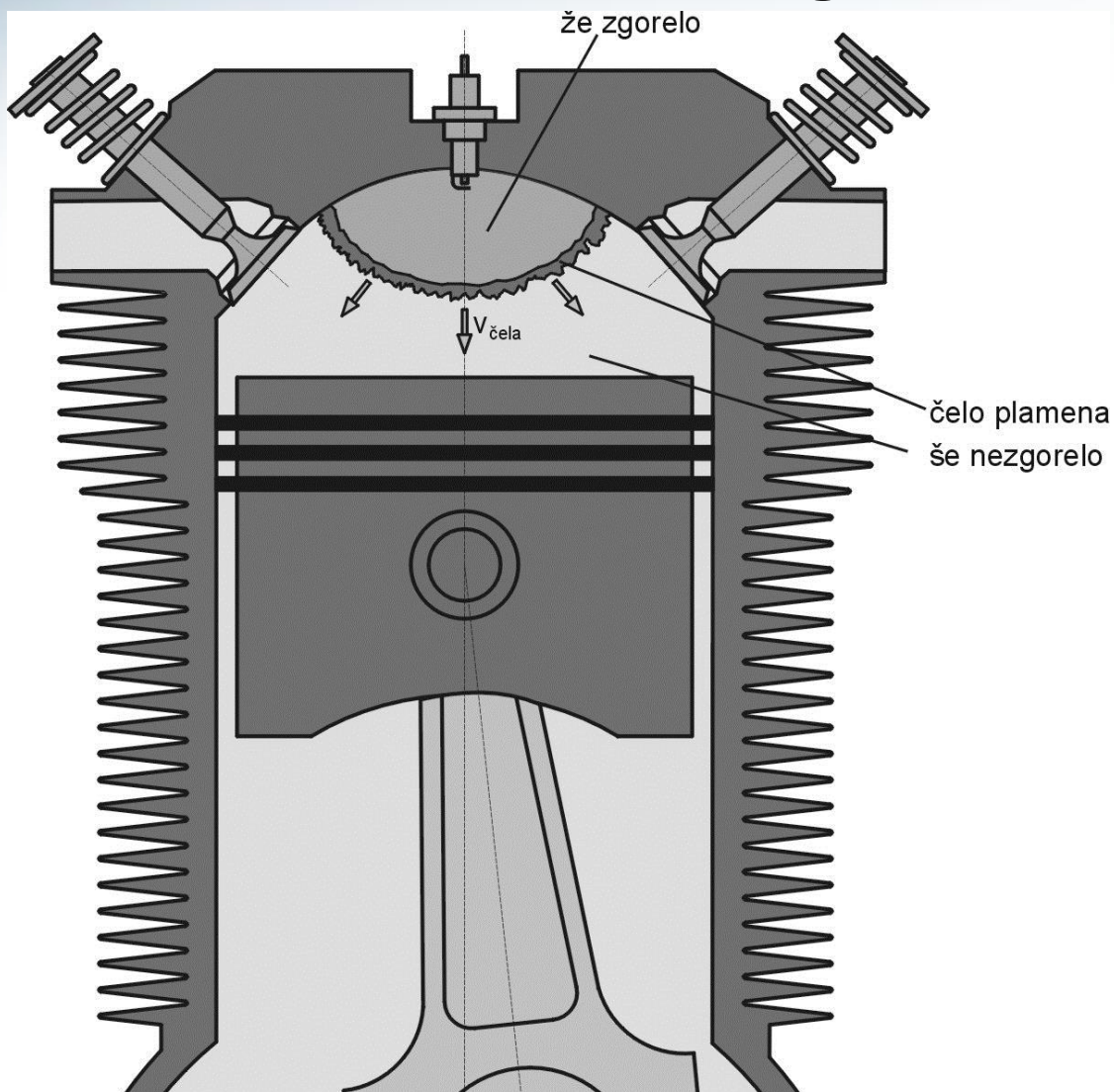


Meje vnetljivosti homogene zmesi



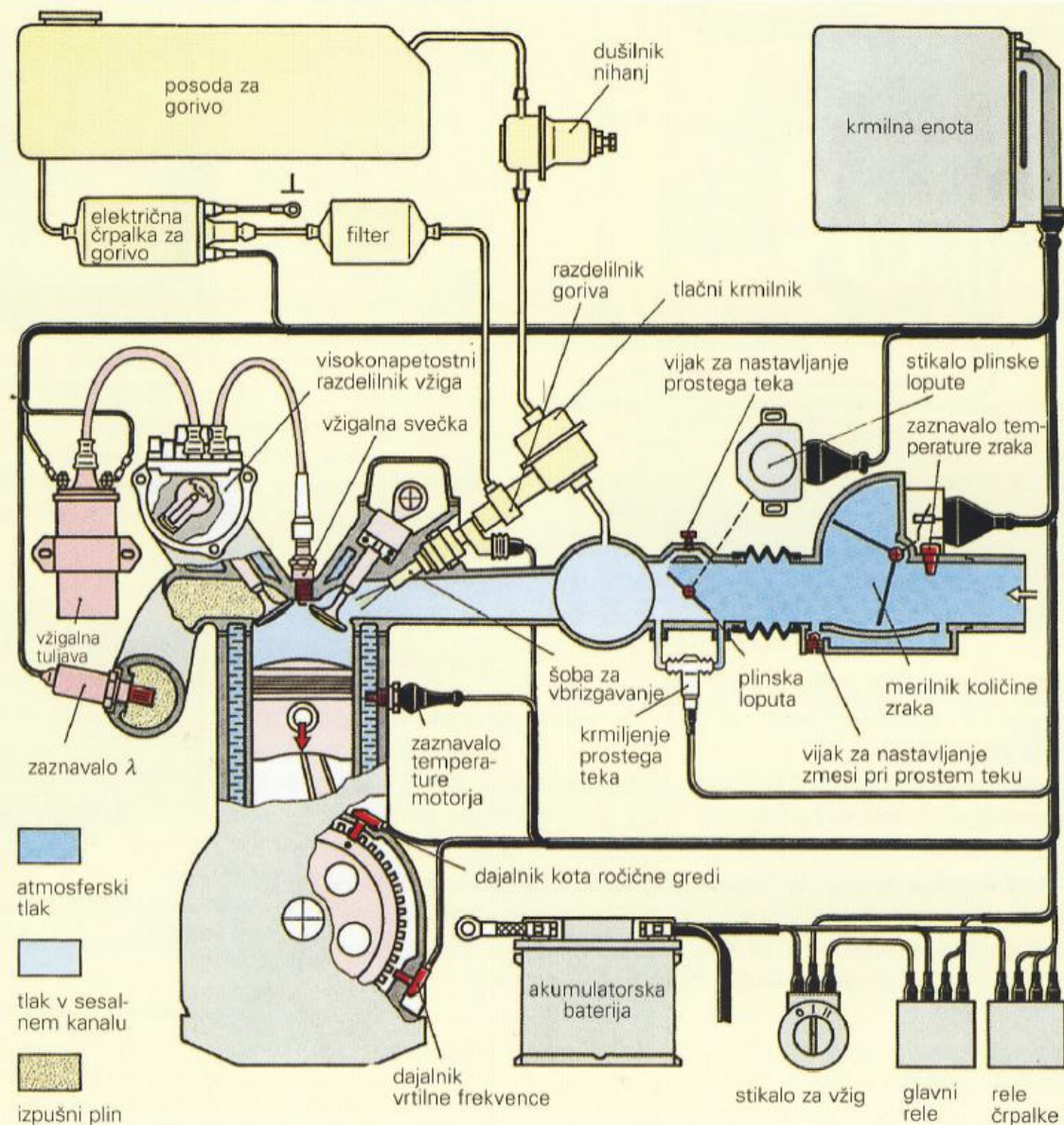


Shematski prikaz zgorevanja homogene zmesi s prisilnim vžigom



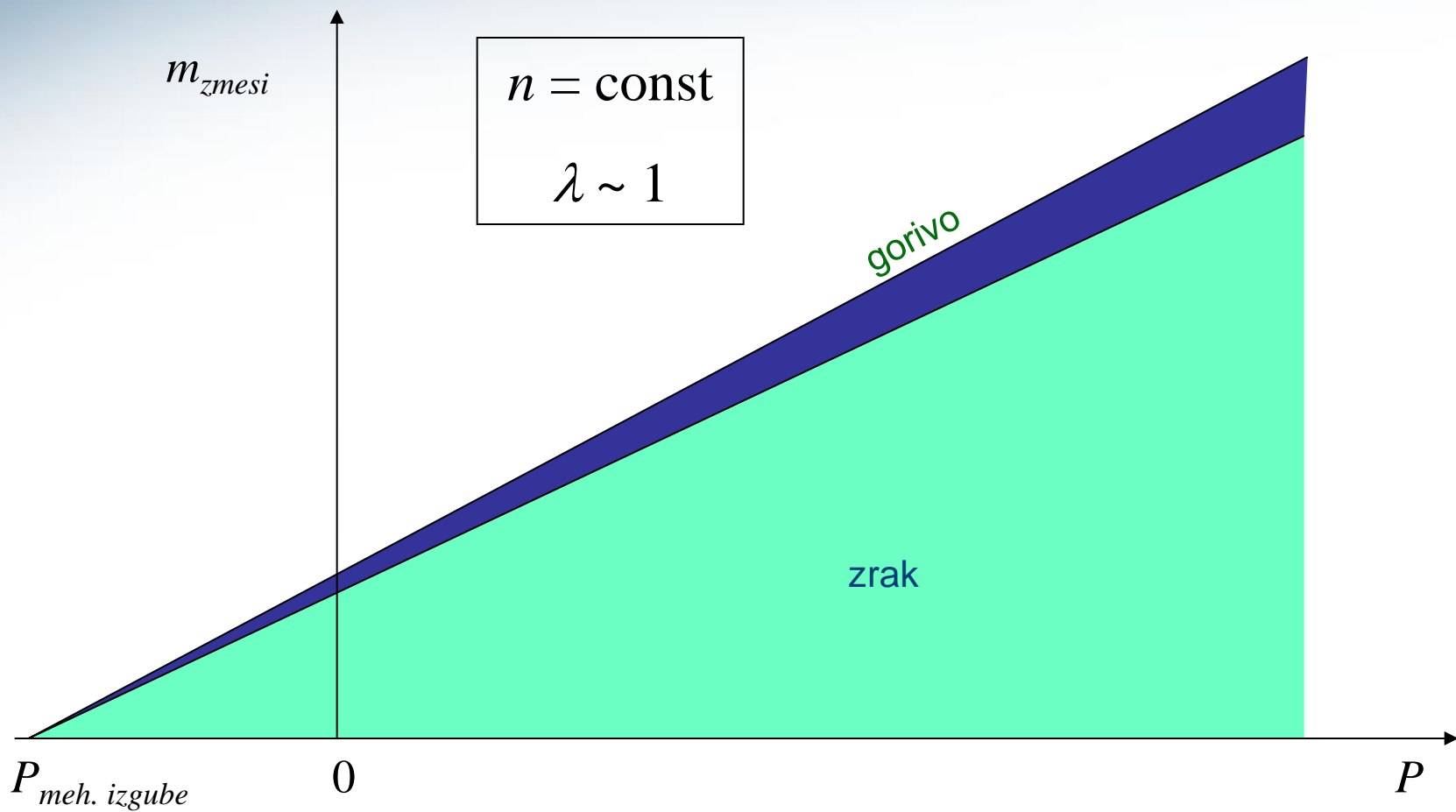


Shema Ottovega motorja





Količinska regulacija zmesi

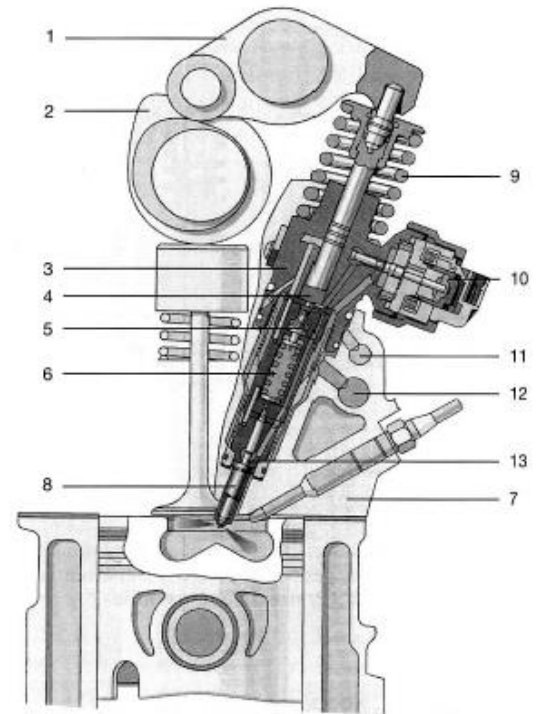
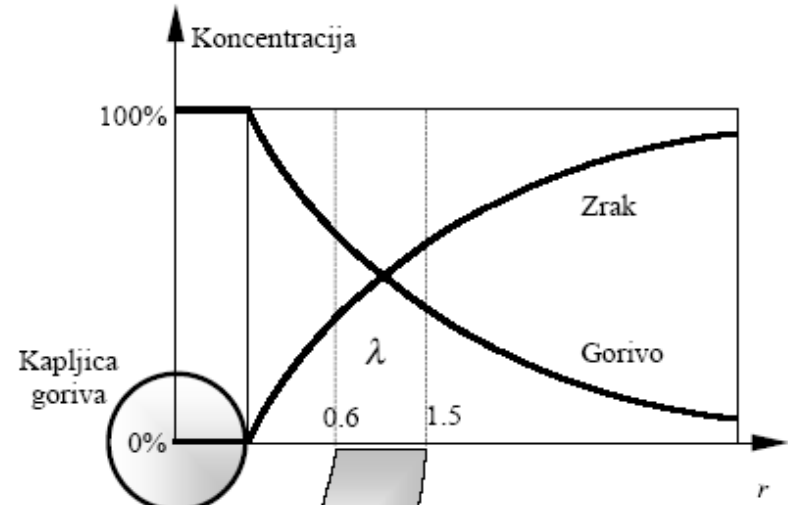


Dizelsko zgorevanje



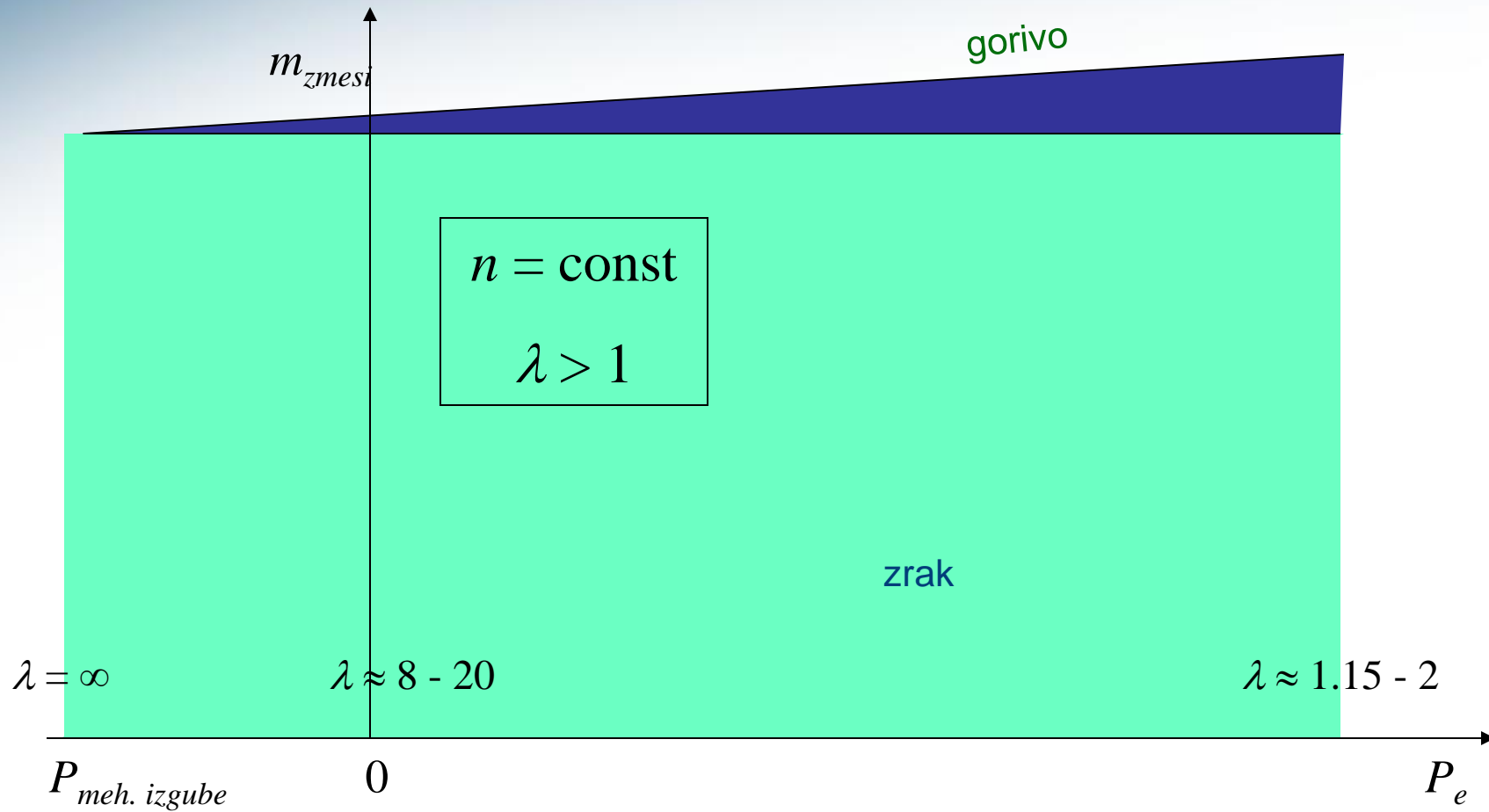
$$\lambda = \frac{m_{zrak}}{L_{st} m_{gorivo}}$$

$$\lambda_{Diesel} > 1$$

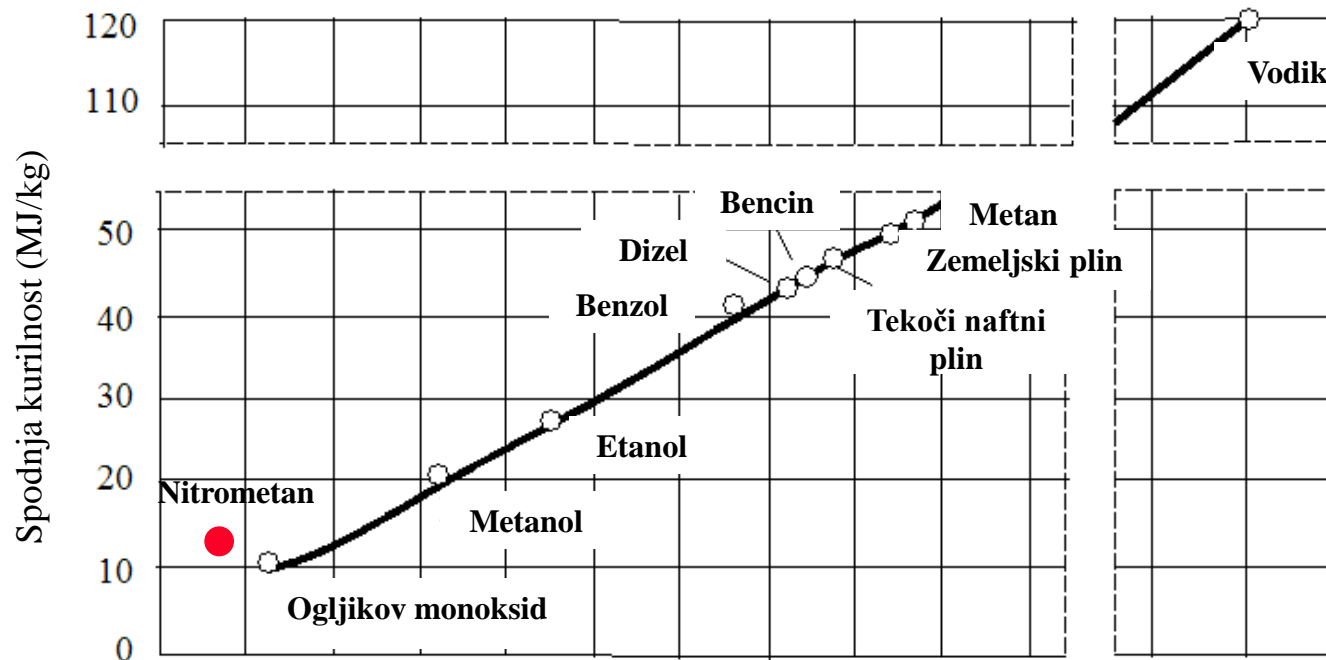




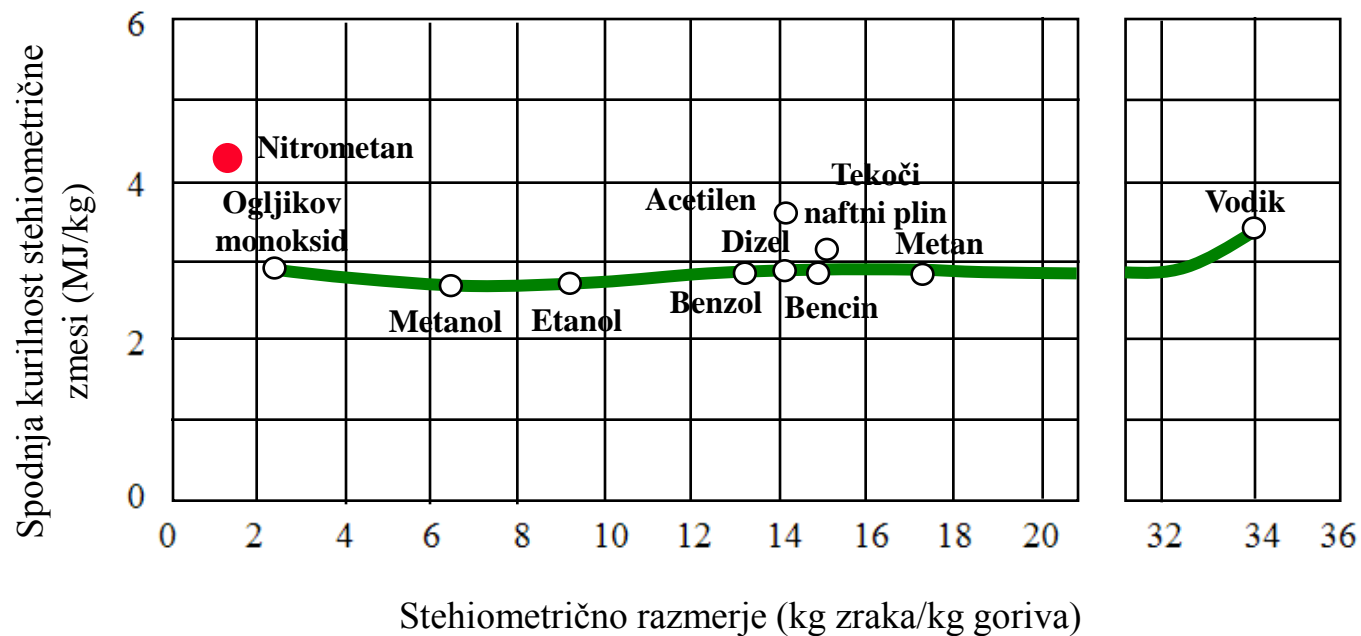
Kvalitativna regulacija zmesi



Kurilna vrednost Goriva in stehiometrične zmesi



$$H_{mix} = \frac{\eta_{comb} H_k}{1 + \lambda L_{st}}$$





Parametri delovne sposobnosti

Efektivni izkoristek realnega

PI motorja (posredno vbrizgavanje goriva):

$$P = \frac{H_i}{L_{st} \lambda_{set} + 1} \rho_{IM} \eta_v \eta_{eff} V \frac{n_e}{N_{st}}$$

$$\eta_V = \frac{m_{zrak} + m_{gorivo}}{\rho_{IM} V}$$

DI motorja (neposredno vbrizgavanje goriva):

$$P = \frac{H_i}{L_{st} \lambda_{set}} \rho_{IM} \eta_v \eta_{eff} V \frac{n_e}{N_{st}}$$

$$\eta_V = \frac{m_{zrak}}{\rho_{IM} V}$$

$$N_{st} = 2 \quad \dots \quad 4T$$

$$N_{st} = 1 \quad \dots \quad 2T$$

$$\lambda = \frac{m_{zrak}}{L_{st} m_{gorivo}}$$

Primerjava izkoristka realnega in teoretičnega cikla

η_e - efektivni izkoristek

η_i - indicirani izkoristek

$\eta_{i,HD}$ - indicirani izkoristek brez izgub izmenjave delovnega medija

η_V - izkoristek teoretičnega primerjalnega procesa

$\Delta\eta_m$ - znižanje izkoristka zaradi mehanskih izgub

$\Delta\eta_{Lad}$ - znižanje izkoristka zaradi izmenjave delovnega medija

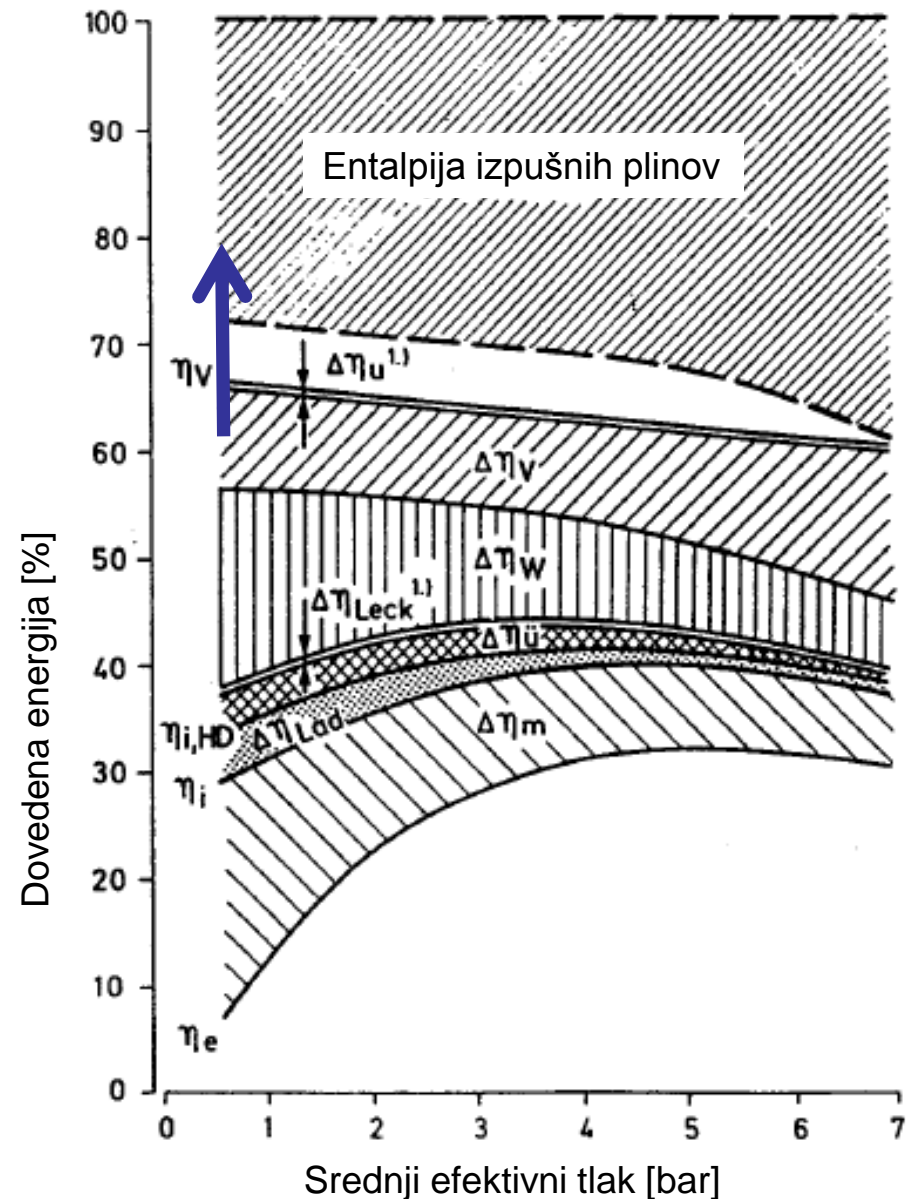
$\Delta\eta_{ii}$ - znižanje izkoristka zaradi pretoka iz predkomore

$\Delta\eta_{Leck}$ - znižanje izkoristka zaradi netesnosti

$\Delta\eta_W$ - znižanje izkoristka zaradi prestopa toplote

$\Delta\eta_V$ - znižanje izkoristka zaradi neidealnega poteka zgorevanja

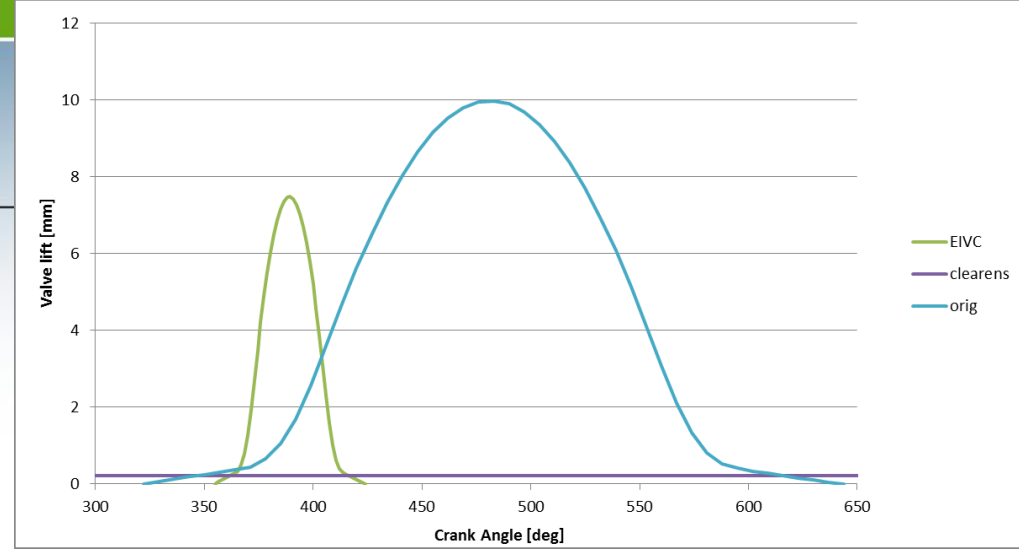
$\Delta\eta_u$ - znižanje izkoristka zaradi nepopolnega zgorevanja



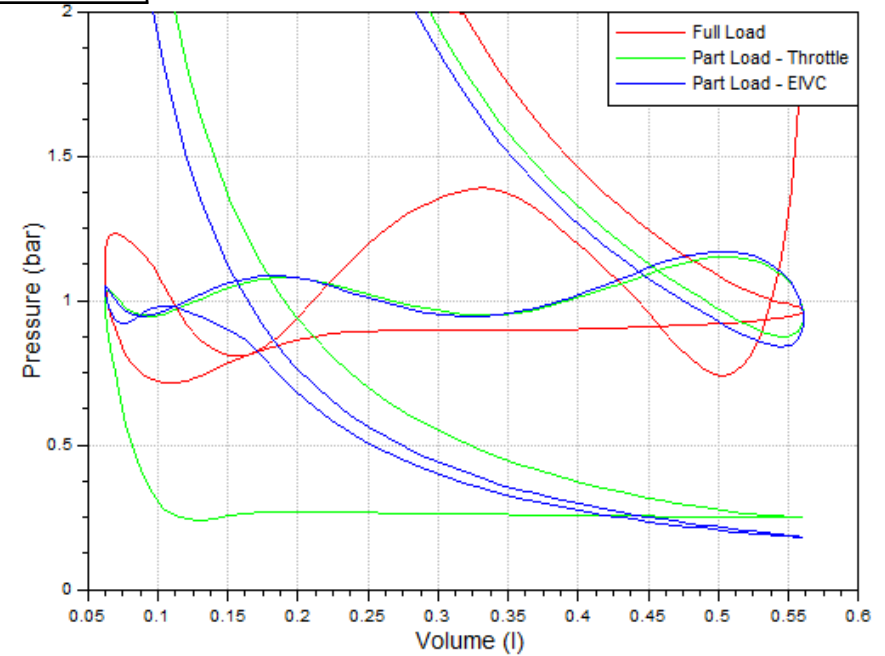
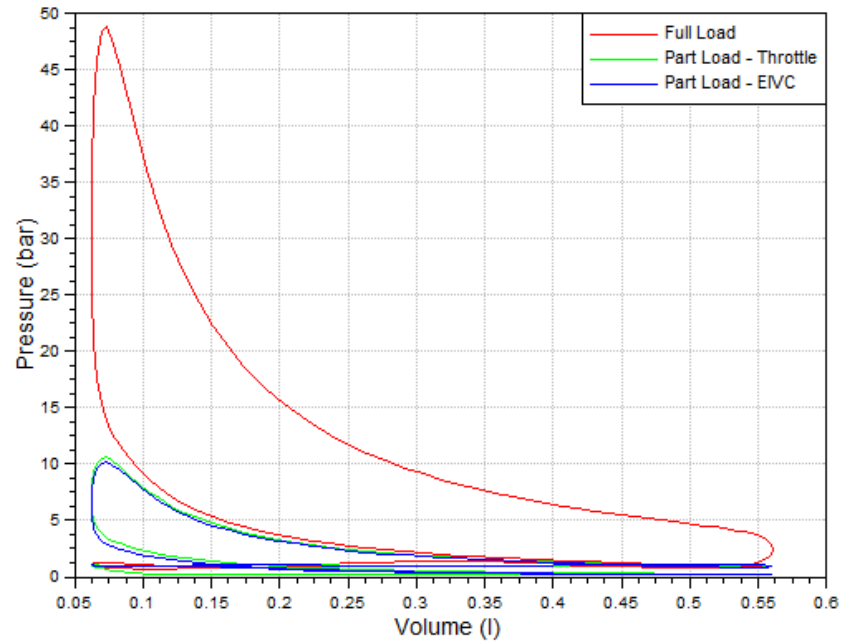
Porazdelitev izgub 1.5 litrskega Dizelskega motorja s predkomoro pri 3000 1/min v odvisnosti od srednjega efektivnega tlaka

Sprememba obremenitve Ottovega motorja

$$IMEP = \frac{N_{st} W_i}{V_g} = \frac{N_{st} \oint p dV}{V_g}$$

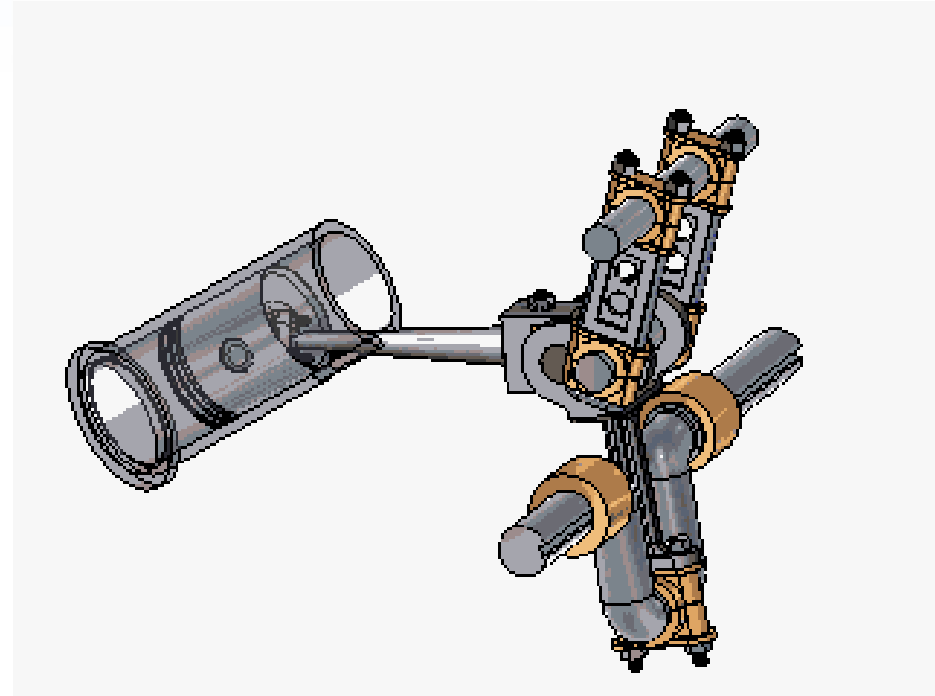
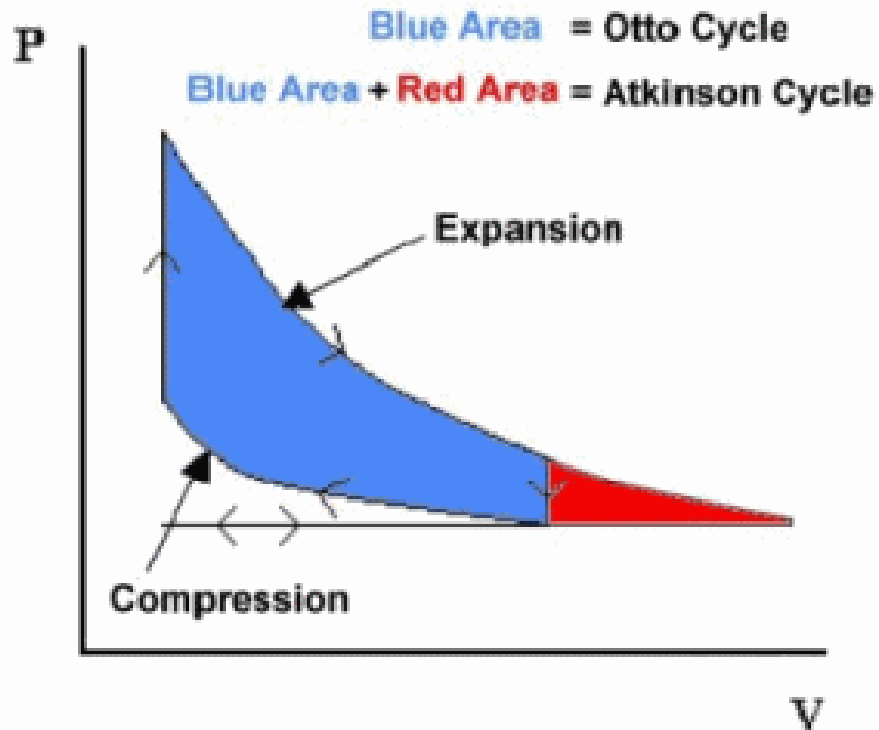


OP	IMEP [bar]	IMEP_HP [bar]	IMEP_LP [bar]	ISFC [g/kWh]
Full Load	10.04	10.25	-0.21	230
Part Load- Throttle	1.27	2.03	-0.76	357
Part Load - EIVC	1.54	2.08	-0.54	303

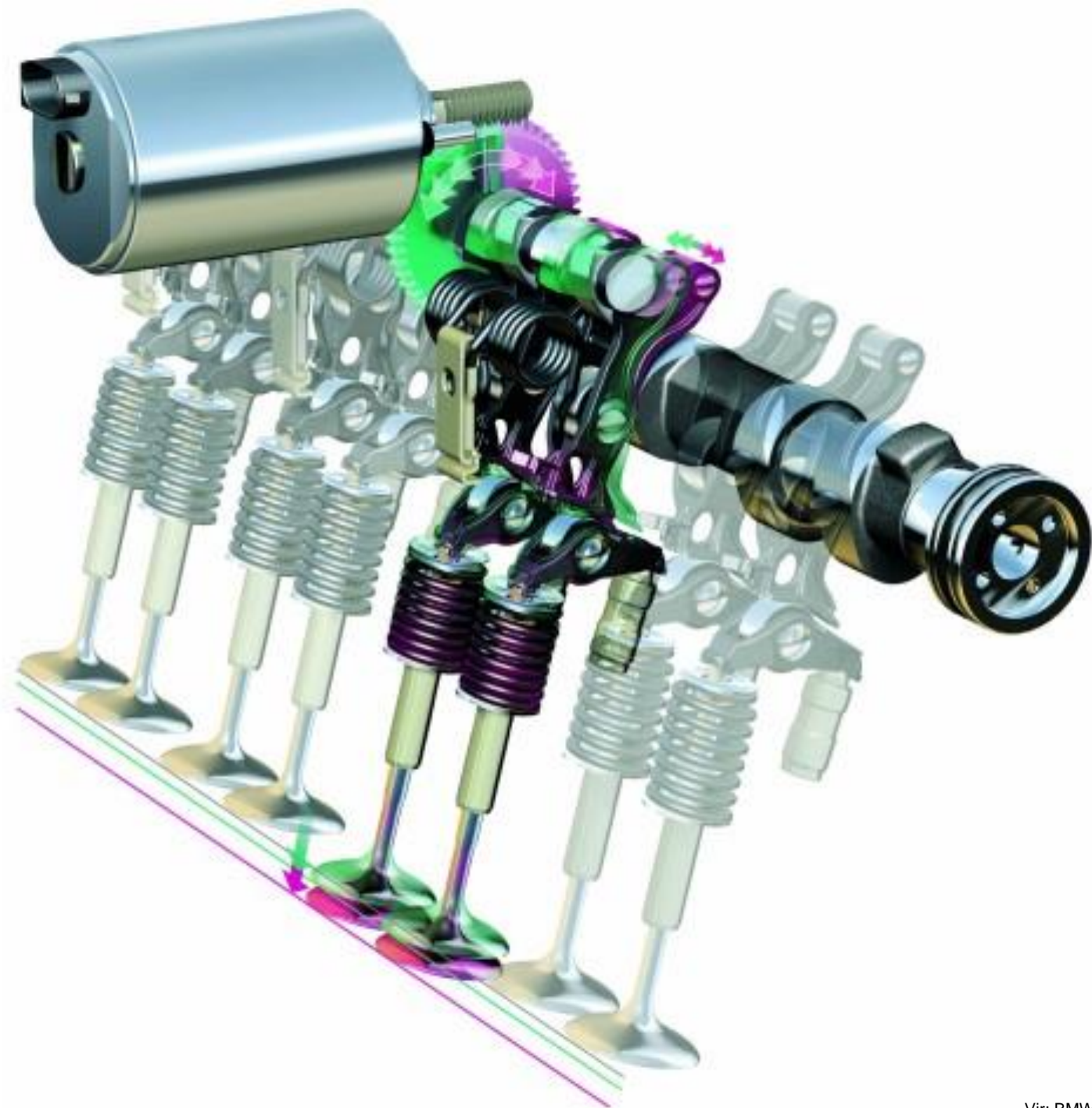




Podaljšana ekspanzija – Atkinsonov cikel

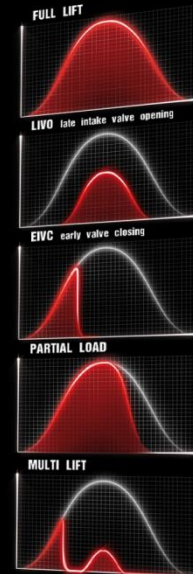
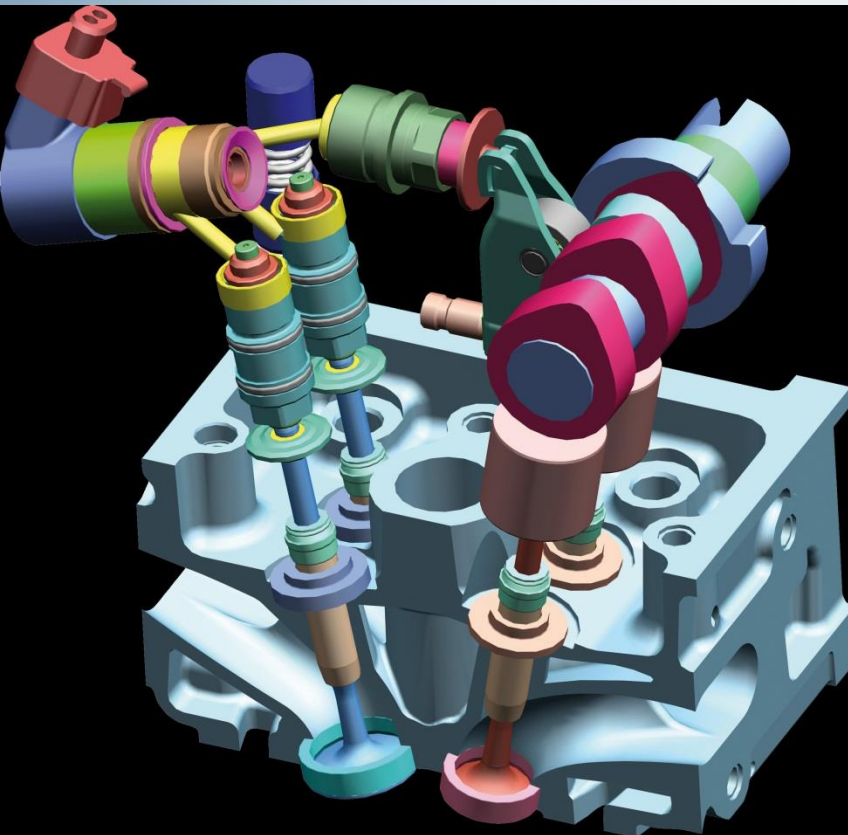


BMW Valvetronic





Elektro-hidravlično krmiljenje ventilov





Parametri delovne sposobnosti

Efektivni izkoristek realnega

PI motorja (posredno vbrizgavanje goriva):

$$P = \frac{H_i}{L_{st} \lambda_{set} + 1} \rho_{IM} \eta_v \eta_{eff} V \frac{n_e}{N_{st}} \quad \eta_V = \frac{m_{zrak} + m_{gorivo}}{\rho_{IM} V}$$

DI motorja (neposredno vbrizgavanje goriva):

$$P = \frac{H_i}{L_{st} \lambda_{set}} \rho_{IM} \eta_v \eta_{eff} V \frac{n_e}{N_{st}} \quad \eta_V = \frac{m_{zrak}}{\rho_{IM} V}$$

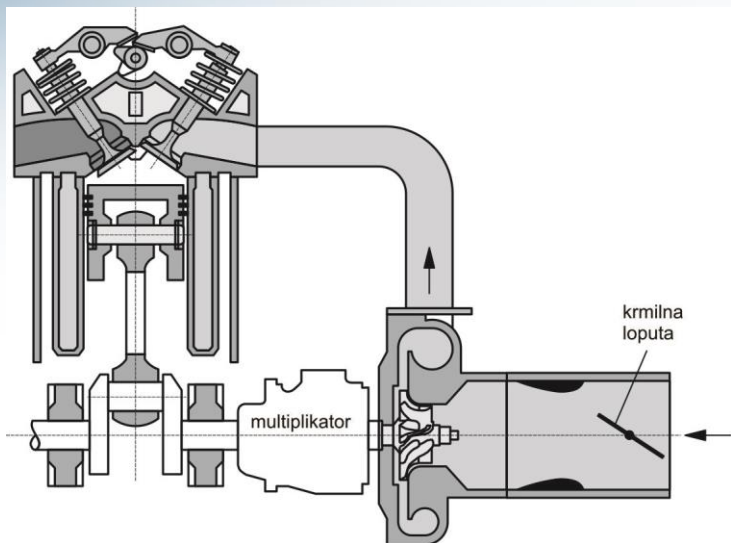
$$N_{st} = 2 \quad \dots \quad 4T$$

$$N_{st} = 1 \quad \dots \quad 2T$$

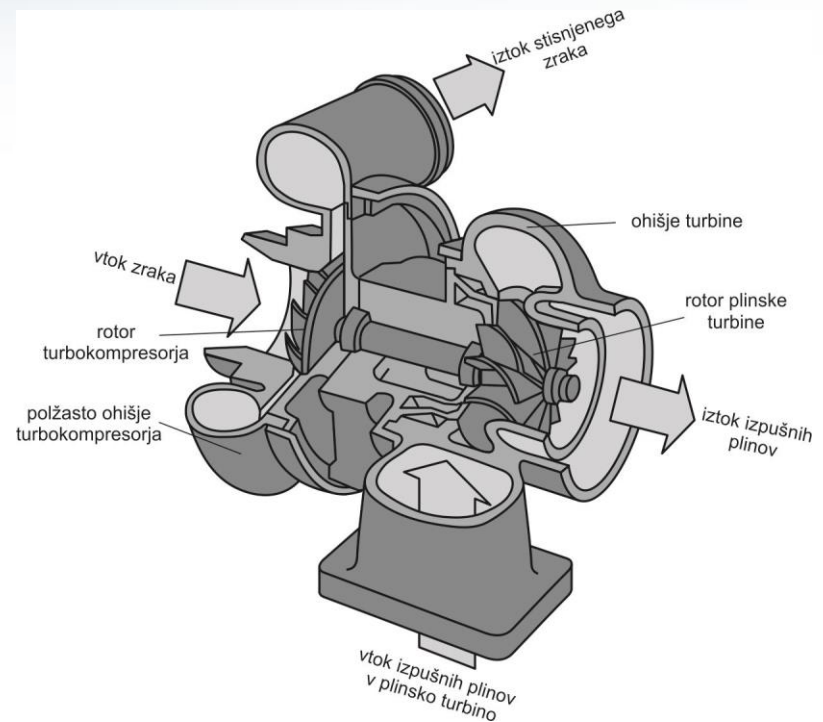
$$\lambda = \frac{m_{zrak}}{L_{st} m_{gorivo}}$$



Izvedbe pogona kompresorja



Shema mehansko gnanega turbokompresorja in njegova povezava z motorjem



Turbokompresor s plinsko turbino



Turbopolnilnik

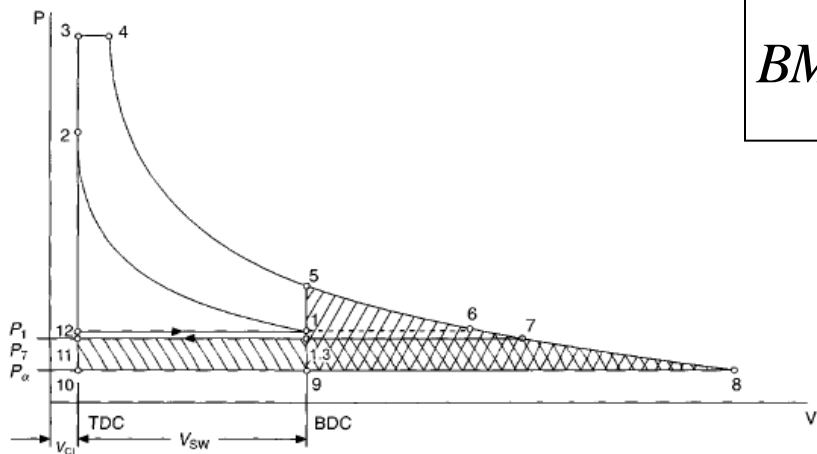
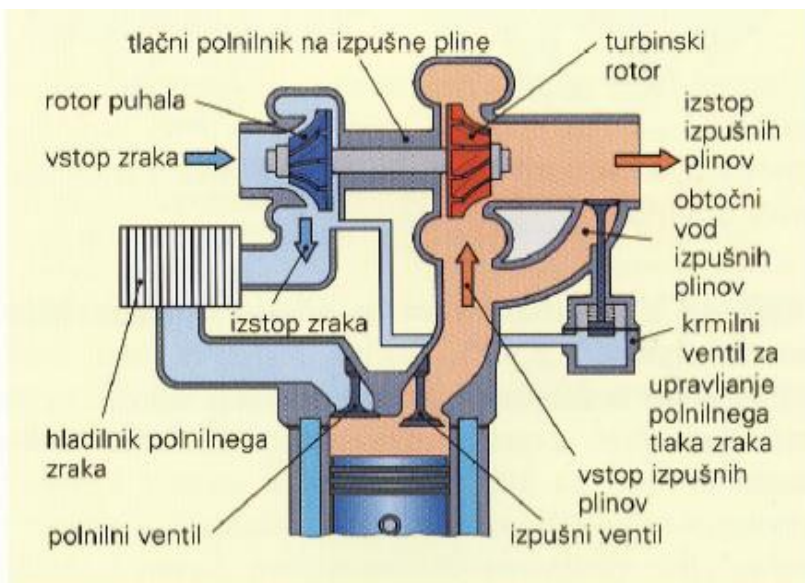


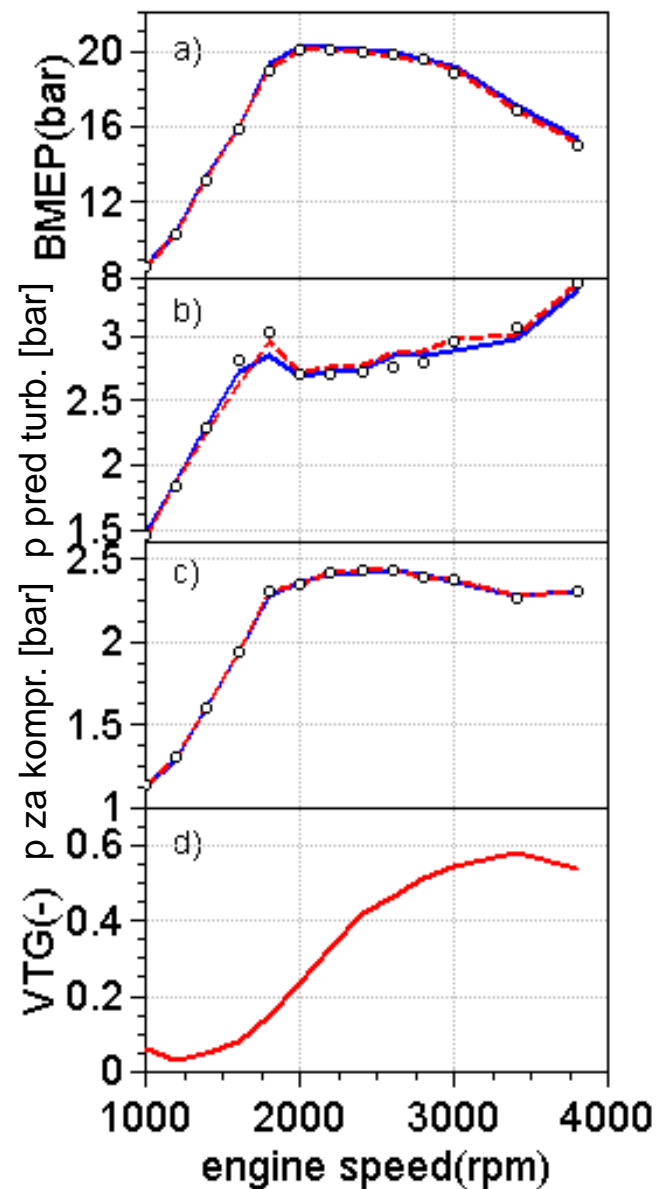
Figure 2.18 Ideal turbocharged limited pressure cycle

$$BMEP = \frac{2\pi MN_{st}}{V}$$



Slika 2.5.2-2: Shema motorja s tlačnim polnilnikom na izpušne pline

Vir: Motorno vozilo, 2004





Parametri delovne sposobnosti

Efektivni izkoristek realnega

PI motorja (posredno vbrizgavanje goriva):

$$P = \frac{H_i}{L_{st} \lambda_{set} + 1} \rho_{IM} \eta_v \eta_{eff} V \frac{n_e}{N_{st}} \quad \eta_V = \frac{m_{zrak} + m_{gorivo}}{\rho_{IM} V}$$

DI motorja (neposredno vbrizgavanje goriva):

$$P = \frac{H_i}{L_{st} \lambda_{set}} \rho_{IM} \eta_v \eta_{eff} V \frac{n_e}{N_{st}} \quad \eta_V = \frac{m_{zrak}}{\rho_{IM} V}$$

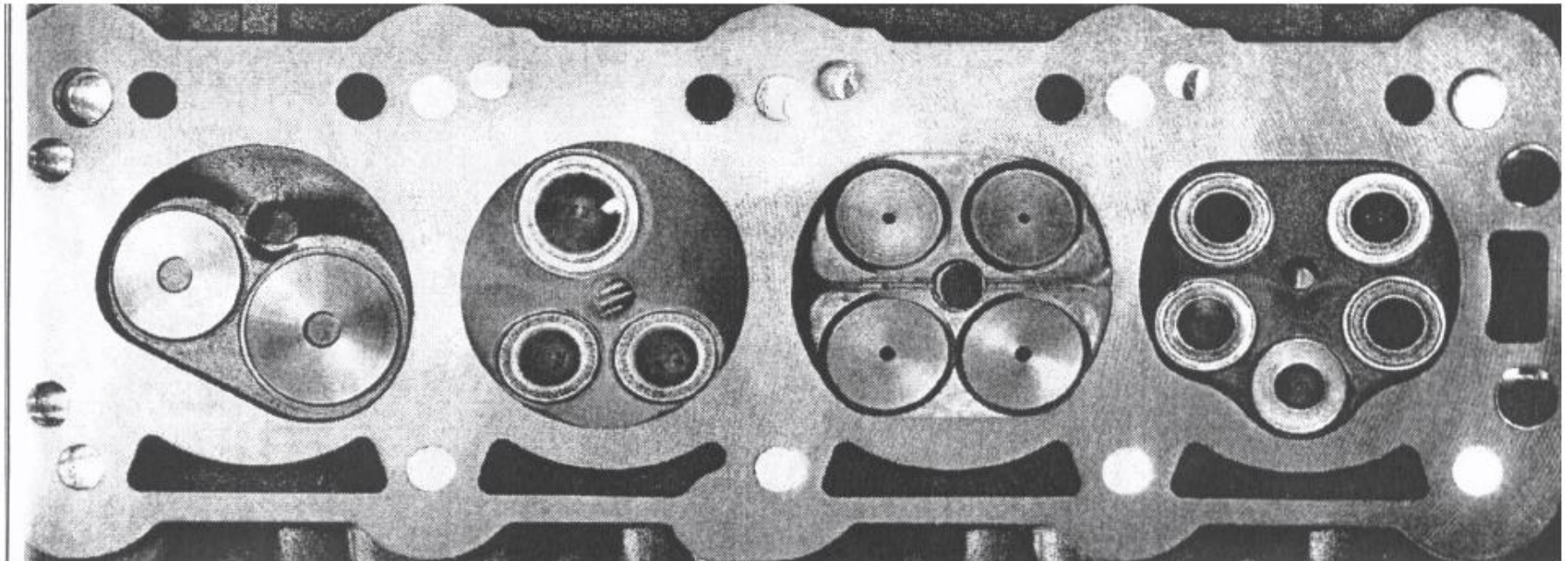
$$N_{st} = 2 \quad \dots \quad 4T$$

$$N_{st} = 1 \quad \dots \quad 2T$$

$$\lambda = \frac{m_{zrak}}{L_{st} m_{gorivo}}$$



Izvedbe z različnim številom ventilov



Volumetrični izkoristek je s stališča ventilov možno izboljšati s:

- povečanjem pretočne površine,
- spremenljivimi krmilni časi ventilov.



Valovne dinamika v polnilnem zbiralniku

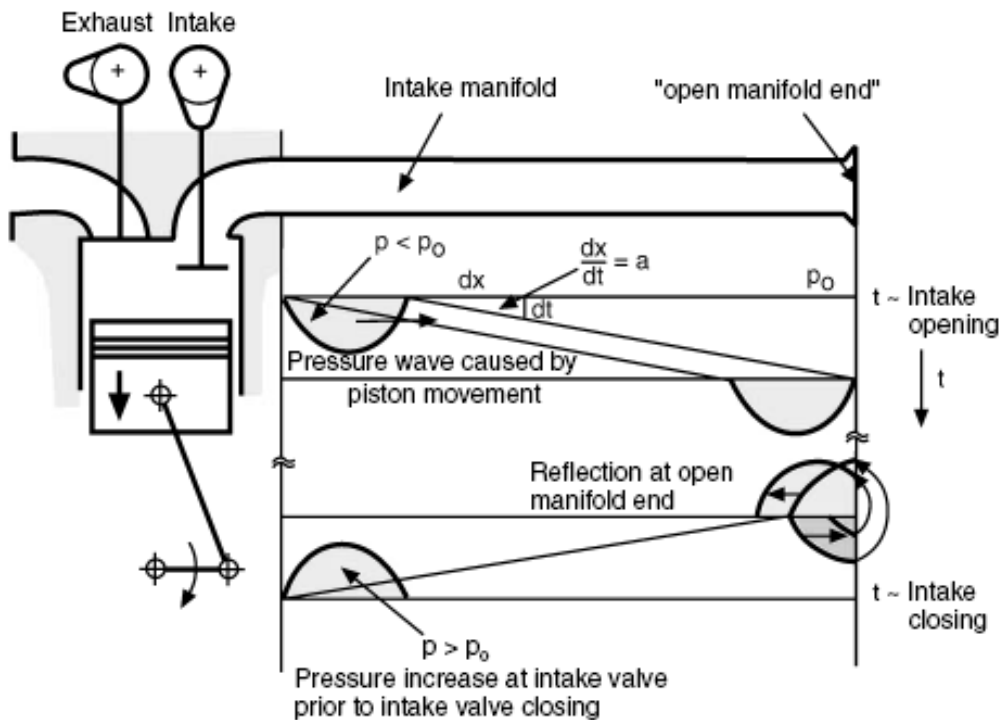
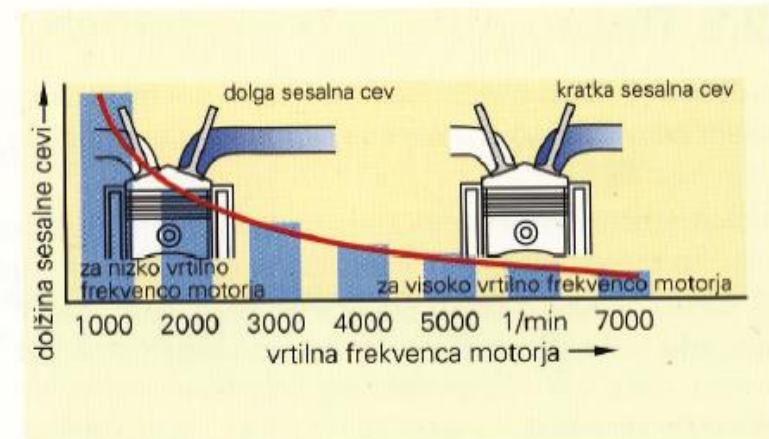


Fig. 2.1. Excitation and propagation characteristics of air pressure waves in an intake manifold, and pulse charge effect obtainable with them



Slika 2.5.1-2: Soodvisnost med dolžino resonančne sesalne cevi in vrtilno frekvenco motorja