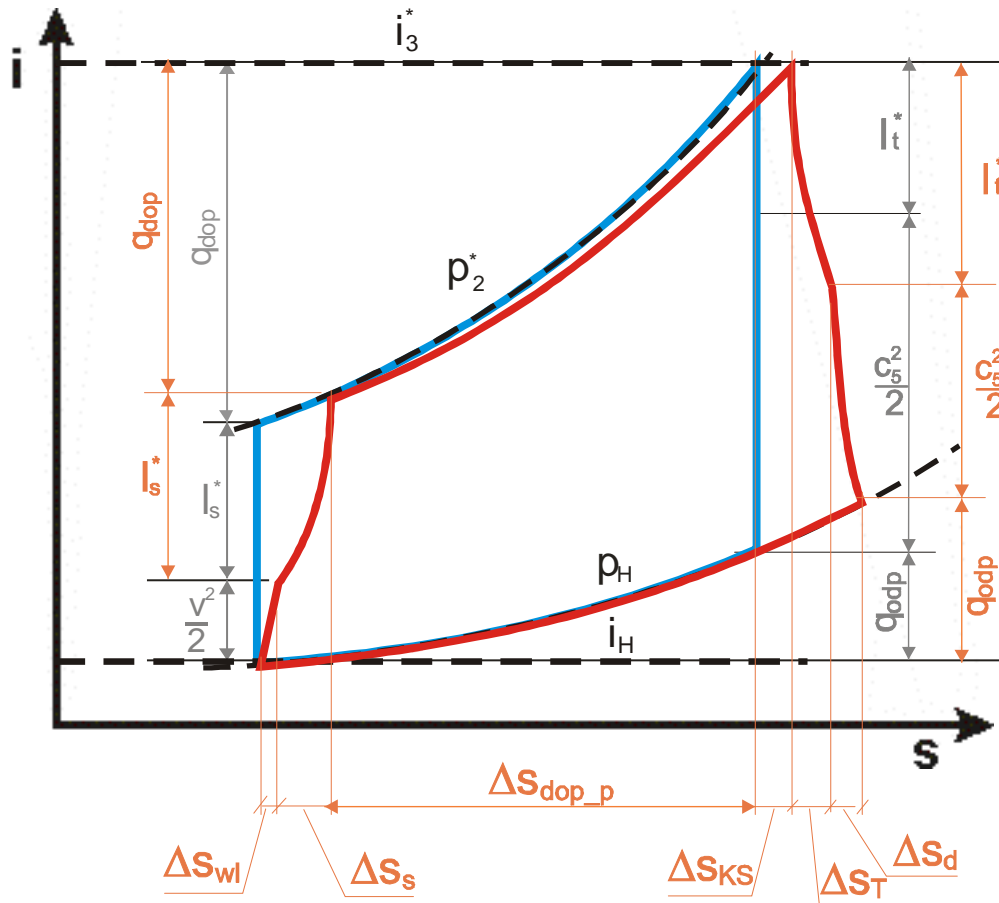


# Turbinowy silnik odrzutowy – obieg rzeczywisty

opracował

Dr inż. Robert Jakubowski

# Obieg silnika z uwzględnieniem strat



$$\pi_c = \frac{p_2^*}{p_H} = idem$$

$$\Delta = \frac{T_3^*}{T_H} \approx \frac{i_3^*}{i_H} = idem$$

$$\begin{aligned} (c_5) < (c_5)_{ideal} & \Rightarrow (l_{ob}) < (l_{ob})_{ideal} & \Rightarrow (k_j) < (k_j)_{ideal} \\ (q_{odp}) > (q_{odp})_{ideal} & \Rightarrow (\eta_{ob}) < (\eta_{ob})_{ideal} & \Rightarrow (c_j) > (c_j)_{ideal} \end{aligned}$$

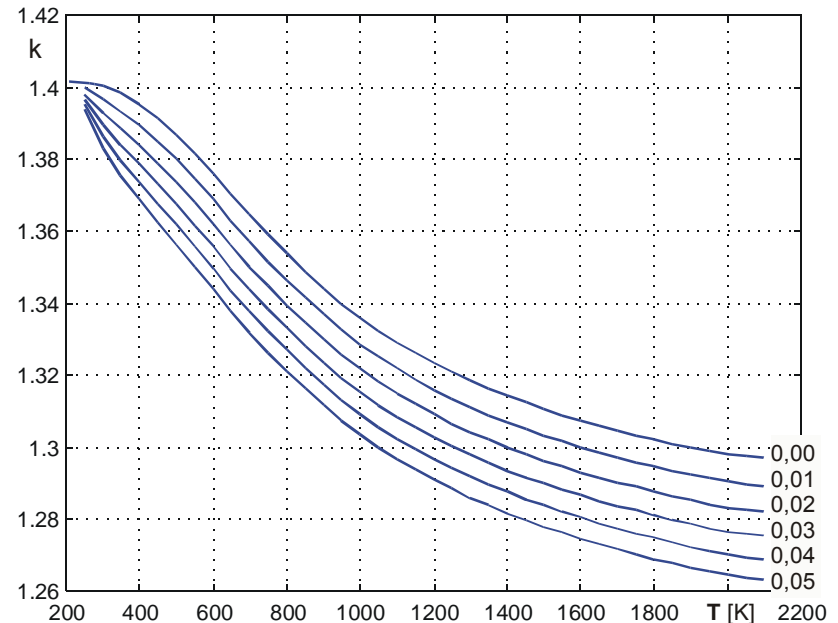
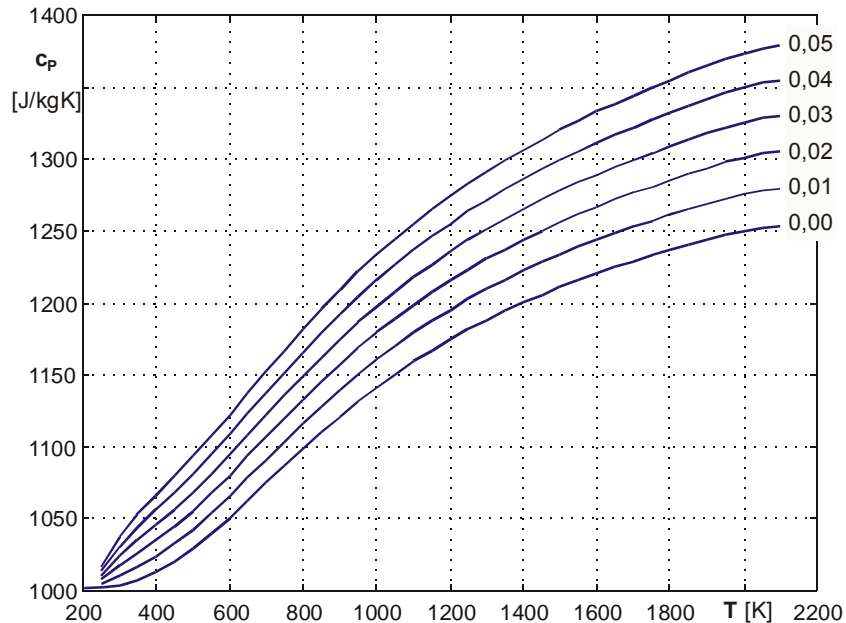
# Analiza i modelowanie procesów w silniku rzeczywistym

- Analiza jest prowadzona w oparciu o obieg silnika idealnego z uwzględnieniem wskaźników określających odstępstwa parametrów obiegu rzeczywistego od procesów idealnych
- Model czynnika roboczego uwzględnia zmiany jego właściwości wzdłuż silnika poprzez zastosowanie modelu gazu półdoskonałego lub rzeczywistego

# Gaz półdoskonały

Gaz w którym uwzględnia się drgania drobin. Wielkości opisujące właściwości gazu zależą od temperatury i składu

$$c_p, c_v, k, R = f(T, \text{skład})$$

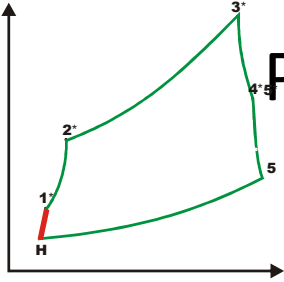


Zależność pojemności cieplnej  $c_p$  oraz wykładnika izentropy  $k$  dla spalin powstałych ze spalania paliwa o uśrednionym składzie chemicznym  $C_{12}H_{23,5}$  od temperatury dla różnych wartości względnego zużycia paliwa  $\tau_{pal}$  (dla powietrza  $\tau_{pal}=0$ )

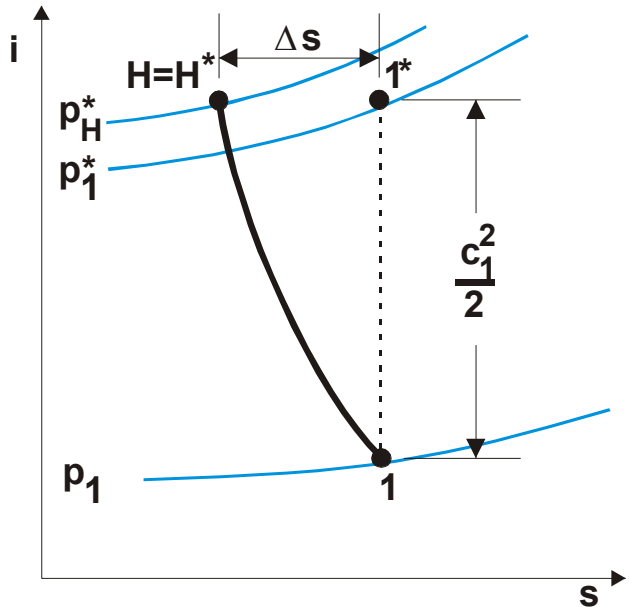
$$\bar{c}_p = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT / (T_2 - T_1)$$

$$\bar{k} = \int_{T_1}^{T_2} k dT / (T_2 - T_1) = \frac{\bar{c}_p}{\bar{c}_p - R}$$

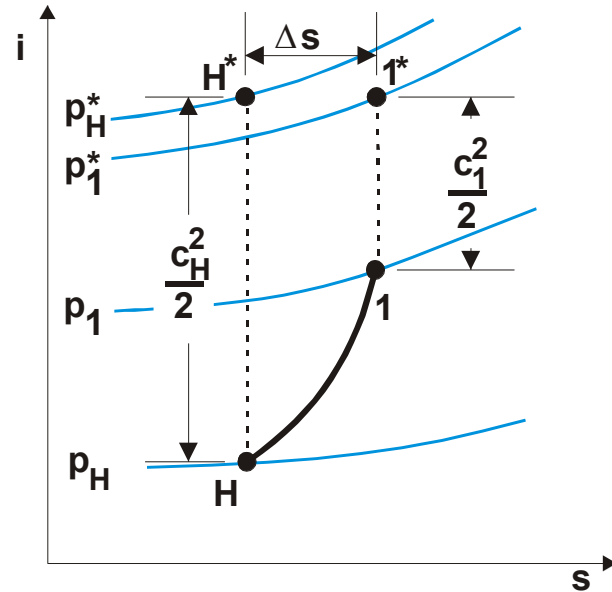
# Procesy termodynamiczne w zespołach silnika WLOT (INLET, INTAKE)



DLA PRĘDKOŚCI LOTU 0



DLA WARUNKÓW PRZELOTOWYCH



Entalpia we wlocie

$$i_1^* = i_H^* = c_p \cdot T_H^*$$

$$T_1^* = T_H^*$$

Spręż dynamiczny

$$\pi_{dyn} = \frac{p_H^*}{p_H} = \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma^2\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Straty ciśnienia we wlocie

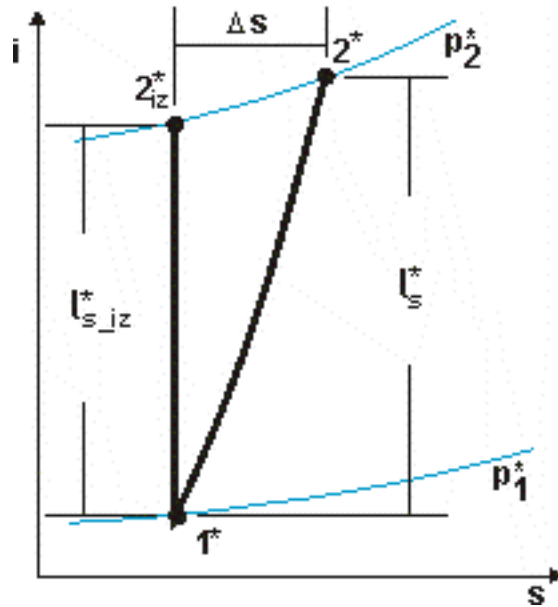
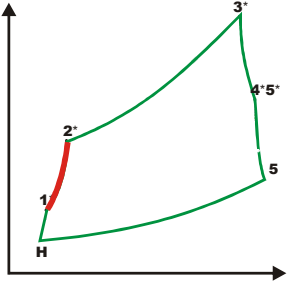
$$\sigma_{wl}^* = \frac{p_1^*}{p_H^*}$$

Przyrost entropii

$$\Delta s = s_1^* - s_H^* = c_p \ln \frac{T_1^*}{T_H^*} - R \ln \frac{p_1^*}{p_H^*} = -R \ln \sigma_{wl}^* = R \ln \frac{1}{\sigma_{wl}^*}$$

# Procesy termodynamiczne w zespołach silnika

## SPRĘŻARKA (COMPRESSOR)



Zależność zmiany temperatury od sprężu sprężarki:

$$T_2^* = T_1^* \left( 1 + \frac{\pi_s^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{s\_iz}} \right)$$

Spręż sprężarki:

$$\pi_s^* = \frac{p_2^*}{p_1^*}$$

Przyrost entalpii w sprężarce:

$$i_2^* = i_1^* + l_s^*$$

Praca sprężarki:

$$l_s^* = c_p (T_2^* - T_1^*)$$

Sprawność sprężarki:

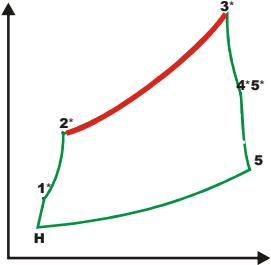
izentropowa  $\eta_s^* = \frac{l_{s\_iz}^*}{l_s^*} = \frac{i_{2\_iz}^* - i_1^*}{i_2^* - i_1^*}$

Przyrost entropii

$$\Delta s = s_2^* - s_1^* = c_p \ln \frac{T_2^*}{T_1^*} - R \ln \frac{p_2^*}{p_1^*}$$

# Procesy termodynamiczne w zespołach silnika

## KOMORA SPALANIA (COMBUSTOR, BURNER)

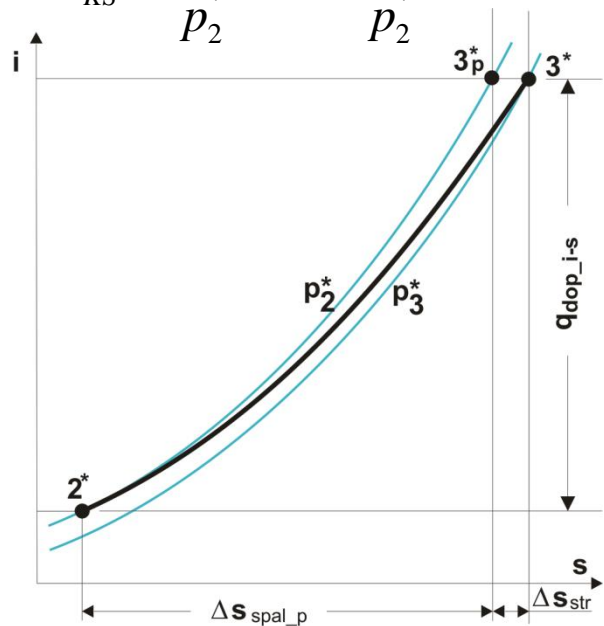


Bilans energii dla komory spalania

$$q_{dop} = \frac{\dot{Q}_{KS}}{\dot{m}} = \Delta i_{KS} = \left( c'_p (1 + \tau_{pal}) T_3^* - c_p T_2^* \right) \approx \bar{c}_p (T_3^* - T_2^*)$$

Współczynnik strat ciśnienia w KS:

$$\sigma_{KS}^* = \frac{p_3^*}{p_2^*} = 1 - \frac{\Delta p_{KS}^*}{p_2^*}$$



Współczynnik wydzielania ciepła w KS  
(sprawność cieplna KS)

$$\eta_{KS} = \frac{q_{dop}}{q_{dop-t}} = \frac{c'_p (1 + \tau_{pal}) T_3^* - c_p T_2^*}{W_u \tau_{pal}}$$

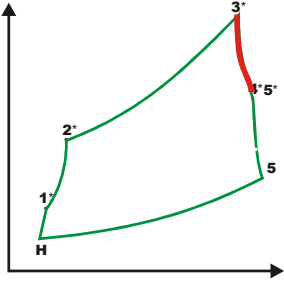
- $q_{dop-t}$  - Ciepło teoretycznie doprowadzone (proces idealny)
- $q_{dop}$  - Ciepło rzeczywiście wydzielone w procesie spalania
- $\tau_{pal}$  - Względne zużycie paliwa
- $c_p$  - Ciepło właściwe dla powietrza
- $c'_p$  - Ciepło właściwe dla spalin
- $\bar{c}_p$  - Średnie ciepło właściwe dla procesu spalania
- $T_2^*, p_2^*$  - Temperatura i ciśnienia za sprężarką
- $T_3^*, p_3^*$  - Temperatura i ciśnienie za komorą spalania

Przyrost entropii

$$\Delta s_{KS} = \Delta s_{spal-p} + \Delta s_{str} = c_p \ln \frac{T_3^*}{T_2^*} + R \ln \frac{1}{\sigma_{KS}^*}$$

# Procesy termodynamiczne w zespołach silnika

## TURBINA (TURBINE)



### BILANS MOCY TURBINA SPRĘŻARKA

$$(1 + \tau_{pal}) l_T^* \eta_m = l_S^* \rightarrow T_4^* = T_3^* - \frac{l_S^*}{\eta_m c'_p (1 + \tau_{pal})}$$

Praca turbiny

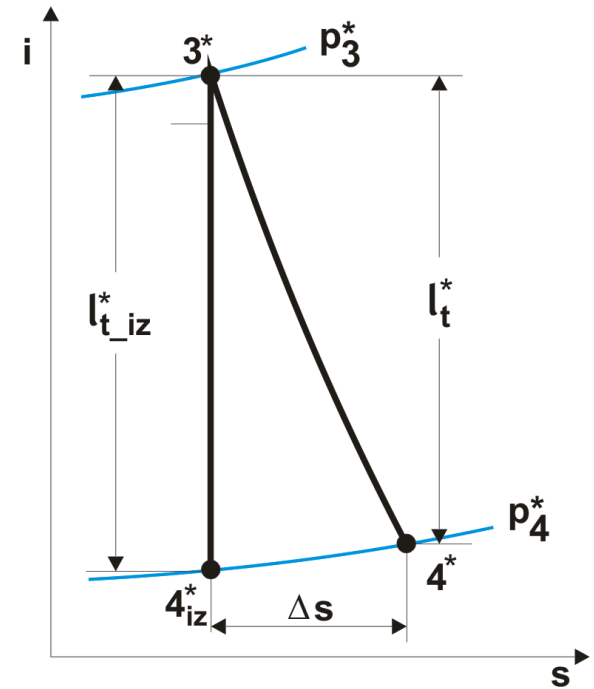
$$l_T^* = i_3^* - i_4^* = c'_p (T_3^* - T_4^*)$$

### SPRAWNOŚĆ TURBINY IZENTROPOWA, ROZPRĘŻ NA TURBINIE

$$\eta_t^* = \frac{l_t^*}{l_{t\_iz}^*} = \frac{1 - T_4^*/T_3^*}{1 - (p_4^*/p_3^*)^{\frac{k'-1}{k'}}} \rightarrow \frac{p_4^*}{p_3^*} = \frac{1}{\pi_t^*} = \left( \frac{\eta_t^* + \frac{T_4^*}{T_3^*} - 1}{\eta_t^*} \right)^{\frac{k'}{k'-1}}$$

Przyrost entropii w turbinie:

$$\Delta s = s_4^* - s_3^* = c_p \ln \frac{T_4^*}{T_3^*} - R \ln \frac{p_4^*}{p_3^*}$$

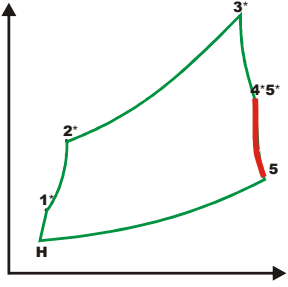


- $l_T^*$  - Praca turbiny
- $l_S^*$  - Praca sprężarki
- $\tau_{pal}$  - Względne zużycie paliwa
- $\eta_m$  - Sprawność mechaniczna
- $c'_p$  - Ciepło właściwe dla spalin
- $k'$  - Wykładnik izentropy dla spalin
- $T_3^*, p_3^*$  - Temperatura i ciśnienia przed turbiną
- $T_4^*, p_4^*$  - Temperatura i ciśnienie za turbiną



# Procesy termodynamiczne w zespołach silnika

## DYSZA WYLOTOWA (NOZZLE)



Entalpia w dyszy wylotowej

$$i_5^* = i_4^* = c'_p \cdot T_4^*$$

$$T_5^* = T_4^*$$

Straty ciśnienia w dyszy

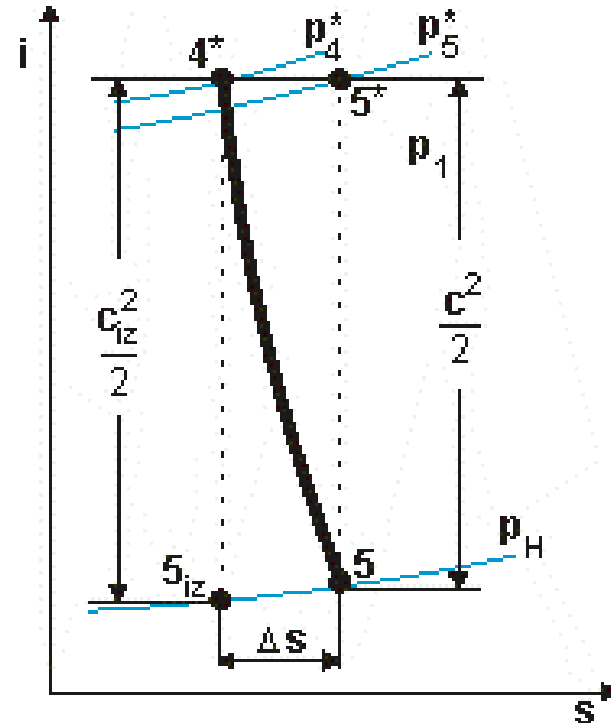
$$\sigma_{dysz}^* = \frac{p_5^*}{p_4^*}$$

Strata prędkości w dyszy

$$\varphi = \frac{c}{c_{iz}}$$

Przyrost entropii

$$\Delta s = s_5^* - s_4^* = -R \ln \frac{p_5^*}{p_4^*} = -R \ln \sigma_{dysz}^* = R \ln \frac{1}{\sigma_{dysz}^*}$$



Prędkość spalin na wyjściu z dyszy wylotowej z równania Bernuliego:

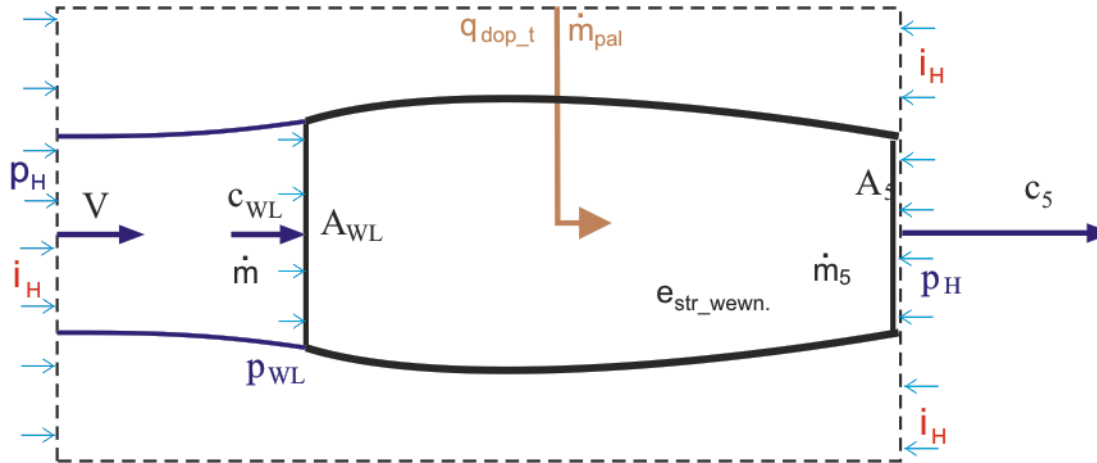
$$c'_p \cdot T_5^* = c_p \cdot T_5 + \frac{c_5^2}{2}$$

$$c_5 = \sqrt{2c'_p \cdot (T_5^* - T_5)}$$

# Bilans energii silnika

## Równanie pędu – SIŁA CIĄGU

(dla zupełnego rozprężu spalin w dyszy wylotowej silnika)



Ciąg silnika:

$$K = \dot{m}_5 c_5 - \dot{m} V$$

Bilans energii silnika:

$$i_H + \frac{V^2}{2} + q_{dop\_t} = e_{str\_wewn.} + \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}} \left( \frac{c_5^2}{2} + i_5 \right)$$

$$q_{dop\_t} = \frac{\dot{m}_{pal}}{\dot{m}} W_u = e_{str\_wewn.} + \left( \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}} \frac{c_5^2}{2} - \frac{V^2}{2} \right) + q_{odp}$$

Strata  
energii w  
silniku

Zmiana energii  
kinetycznej

Ciepło  
odprowa  
dzone

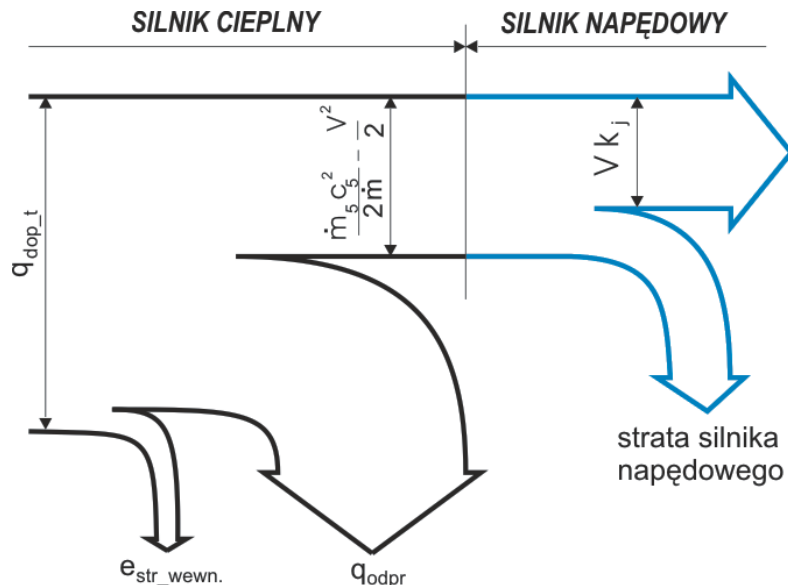
# Parametry charakteryzujące pracę silnika

## Energetyczne

- Sprawność cieplna:  $\eta_c = \frac{l_{ob}}{q_{dop}} = \left( \frac{\dot{m}_5 c_5^2}{\dot{m} 2} - \frac{V^2}{2} \right) / \left( \frac{\dot{m}_{pal}}{\dot{m}} W_u \right)$

- Sprawność napędowa:  $\eta_k = \frac{k_j V_H}{l_{ob}} = k_j V_H / \left( \frac{\dot{m}_5 c_5^2}{\dot{m} 2} - \frac{V^2}{2} \right)$

- Sprawność ogólna:  $\eta_o = \frac{k_j V_H}{q_{dop}} = k_j V_H / \left( \frac{\dot{m}_{pal}}{\dot{m}} W_u \right)$



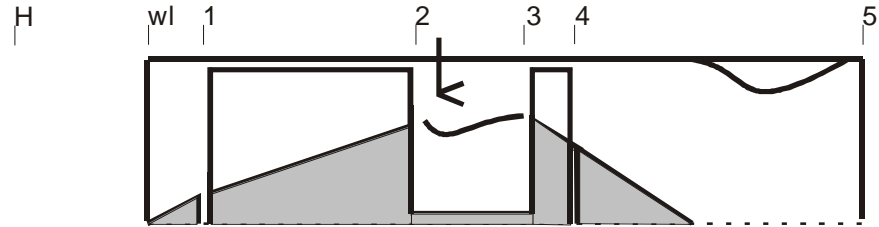
$$q_{dop\_t} = \frac{\dot{m}_{pal}}{\dot{m}} W_u = e_{str\_wewn.} + \left( \frac{\dot{m}_5 c_5^2}{\dot{m} 2} - \frac{V^2}{2} \right) + q_{odpr}$$

# Analiza parametrów termodynamicznych obiegu silnika jednoprzepływowego

## DANE

$$T_H, p_H, Ma_H, \pi_s^*, T_3^*, \dot{m}$$

Sprawności oraz straty przepływowe zespołów silnika  
W analizie przyjęto model gazu doskonałego



WLOT:

$$T_1^* = T_H^* = T_H \left( 1 + \frac{k-1}{2} Ma_H^2 \right)$$

$$p_1^* = \sigma_{wl}^* \cdot p_H^* = \sigma_{wl}^* p_H \left( 1 + \frac{k-1}{2} Ma_H^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

SPRĘŻARKA

$$p_2^* = \pi_s^* \cdot p_1^*$$

$$T_2^* = T_1^* \left( 1 + \frac{\pi_s^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_s^*} \right)$$

KOMORA SPALANIA

(na podstawie bilansu komory spalania) ub

$$\tau_{pal} = \frac{\dot{m}_{pal}}{\dot{m}} = \frac{c_p' T_3^* - c_p T_2^*}{\eta_{ks} W_u - c_p' T_3^*} \approx \frac{c_p' T_3^* - c_p T_2^*}{\xi_{ks} W_u}$$

$$p_3^* = \sigma_{KS}^* \cdot p_2^*$$

# Analiza parametrów termodynamicznych obiegu silnika jednoprzepływowego c.d.

## TURBINA

(na podstawie bilansu mocy turbina-sprężarka)

$$T_4^* = T_3^* - \frac{c_p (T_2^* - T_1^*)}{\eta_m c_p' (1 + \tau_{pal})}$$

$$p_4^* = p_3^* \left( \frac{\eta_T^* + \frac{T_4^*}{T_3^*} - 1}{\eta_T^*} \right)^{\frac{k'}{k'-1}} \text{ lub}$$

## DYSZA WYLOTOWA

$$p_5 = p_H \quad T_5^* = T_4^*$$

$$c_5 = \sqrt{2c_p' \cdot T_4^* \left( 1 - \frac{p_5}{\sigma_{dysz} p_4^*} \right)}$$

$$c_5 = \varphi_{dysz} \sqrt{2c_p' \cdot T_4^* \left( 1 - \frac{p_5}{p_4^*} \right)}$$

Poprawić zależności

$$p_5^* = \sigma_{dysz} p_4^*$$

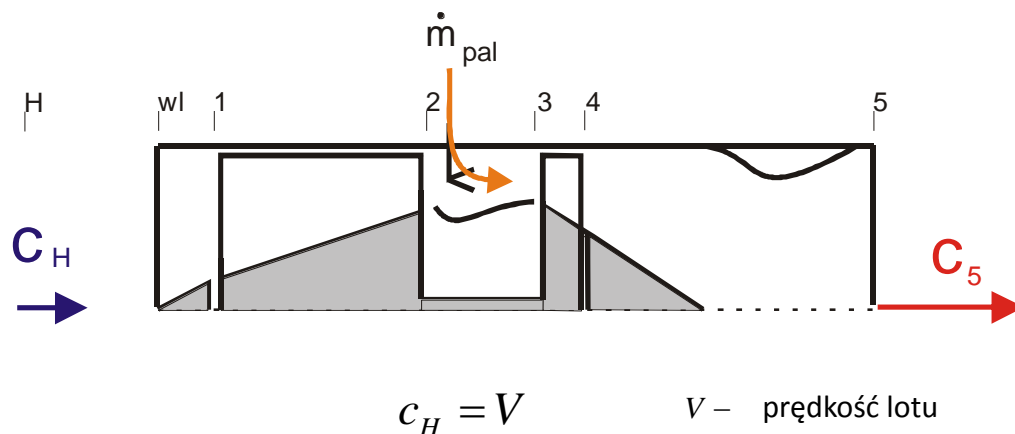
$$T_5 \cdot = T_5^* - \frac{c_5^2}{2c_p'}$$

$$T_5 = T_5^* \left( \frac{p_5}{p_5^*} \right)^{\frac{k'-1}{k'}}$$

$$p_5^* = p_5 \left( \frac{T_5^*}{T_5} \right)^{\frac{k'}{k'-1}}$$

# Analiza parametrów termodynamicznych obiegu silnika jednoprzepływowego

## PARAMETRY UŻYTKOWE SILNIKA



CIAG SILNIKA

$$K = \dot{m}_5 c_5 - \dot{m} c_H = \dot{m} \left( (1 + \tau_{pal}) c_5 - c_H \right)$$

gdzie:  $c_H = Ma_H \sqrt{kRT_H}$

CIAG JEDNOSTKOWY

$$k_j = (1 + \tau_{pal}) c_5 - c_H$$

ZUŻYCIE PALIWA

$$\dot{m}_{pal} = \tau_{pal} \dot{m}$$

JEDNOSTKOWE ZUŻYCIE PALIWA

$$c_j = \frac{\dot{m}_{pal}}{K} = \frac{\tau_{pal}}{k_j}$$

# Optimalizacja parametrów obiegu termodynamicznego silnika jednoprzepływowego

Polega ona na poszukiwaniu maksimum pracy obiegu (ciągu, ciągu jednostkowego) i minimum jednostkowego zużycia paliwa w zależności od parametrów termodynamicznych silnika.

$$l_{OB\_max}(\pi_c, T_3^*), K_{max}(\pi_c, T_3^*), k_{j\_max}(\pi_c, T_3^*) \Leftrightarrow \begin{cases} \left. \frac{dk_j}{d\pi_c} \right|_{T_3^*=idem} = 0 \\ \text{lub} \\ \left. \frac{dk_j}{dT_3^*} \right|_{\pi_c=idem} = 0 \end{cases}$$

Wartość parametru, przy której ciąg (ciąg jednostkowy) osiąga maksymalną wartość określa się mianem optymalny np. spręż optymalny

$$c_{j\_min}(\pi_c, T_3^*) \Leftrightarrow \begin{cases} \left. \frac{dc_j}{d\pi_c} \right|_{T_3^*=idem} = 0 \\ \text{lub} \\ \left. \frac{dc_j}{dT_3^*} \right|_{\pi_c=idem} = 0 \end{cases}$$

Wartość parametru, przy której jednostkowe zużycie paliwa osiąga wartość minimalną określa się mianem ekonomiczny np. spręż ekonomiczny

# PRZYKŁAD

Wyznaczyć wartość sprężu optymalnego dla silnika o temperaturze  $T_3^*$  dla prędkości  $Ma_H=0$  i wysokości  $H=0$  dla silnika o zupełnym rozprężu spalin w dyszy wylotowej

Poszukujemy maksimum pracy obiegu, gdzie pracę obiegu wyraża zależność:

$$l_{ob} = \frac{(1 + \tau_{pal})c_5^2}{2} \approx \frac{c_5^2}{2} \quad \text{bo} \quad \tau_{pal} \ll 1$$

$$c_5 = \sqrt{2c_p(T_5^* - T_5)} = \sqrt{2c_p T_5 \left( \left( \frac{p_5^*}{p_5} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} = \sqrt{2c_p T_4^* \left( 1 - \left( \frac{p_5^*}{p_5} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}$$

gdzie dla rozprężu zupełnego w dyszy  $p_5 = p_H$

$$p_5^* = p_H \sigma_{wl}^* \sigma_{KS}^* \sigma_{dysz}^* \pi_s^* \frac{p_4^*}{p_3^*}, \quad \text{gdzie:} \quad \frac{p_4^*}{p_3^*} = \left( \frac{\eta_T + \frac{T_4^*}{T_3^*} - 1}{\eta_T} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

co przy założeniu  $\eta_T = 1$  daje  $\frac{p_4^*}{p_3^*} = \left( \frac{T_4^*}{T_3^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$

po podstawieniu i uporządkowaniu:

oraz z bilansu T-S

$$T_4^* = T_3^* - \frac{1}{\eta_m} T_H \frac{\pi_s^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{(1 + \tau_{pal}) \eta_S} \approx T_3^* - \frac{1}{\eta_m} T_H \frac{\pi_s^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_S}$$

$$c_5 = \sqrt{2c_p T_3^* \left( 1 - \frac{T_H \left( \pi_s^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_3^* \eta_m \eta_S} + \left( \frac{1}{\sigma_{wl}^* \sigma_{KS}^* \sigma_{dysz}^* \pi_s^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}$$

Wyznaczając wartość sprężu optymalnego zamiast obliczać różniczkę

dla zadanych warunków można wyznaczyć

$$\frac{dc_5^2}{d\pi_s^{*\frac{k-1}{k}}} = 2c_p T_3^* \left( -\frac{T_H}{\eta_m \eta_S T_3^*} + \frac{1}{\left( \sigma_{wl}^* \sigma_{KS}^* \sigma_{dysz}^* \right)^{\frac{k-1}{k}} \left( \pi_s^{*\frac{k-1}{k}} \right)^2} \right) = 0$$

$$\pi_{s\_opt}^{*\frac{k-1}{k}} = \sqrt{\frac{T_3^*}{T_H} \frac{\eta_m \eta_S}{\left( \sigma_{wl}^* \sigma_{KS}^* \sigma_{dysz}^* \right)^{\frac{k-1}{k}}}}$$

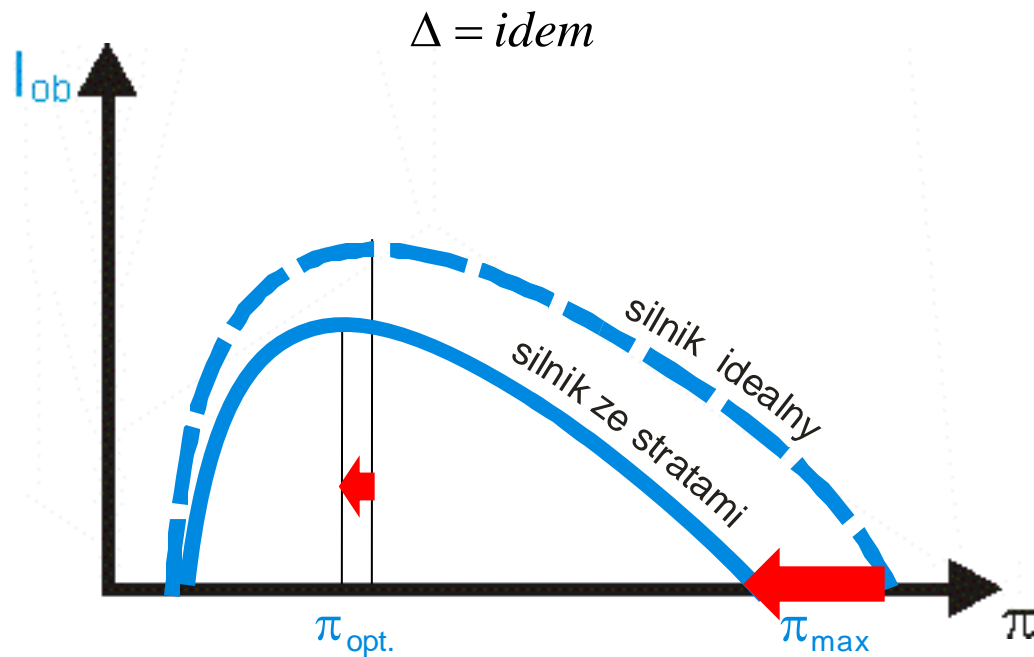


# Wartość sprężu optymalnego, gdy w opisie silnika uwzględnia się sprawności politropowe sprężania i rozprężania

$$\pi_{s\_opt}^* \frac{k-1}{k} = \sqrt{\frac{T_3^*}{T_H} \frac{\eta_m \eta_{s\_pol} \eta_{T\_pol}}{(\sigma_{wl}^* \sigma_{KS}^* \sigma_{dysz}^*)^{\frac{k-1}{k}}}}$$

Przedstawiona zależność wskazuje, że zwiększenie stopnia podgrzania silnika będzie powodowało wzrost sprężu optymalnego. Poprawa sprawności turbiny i sprężarki będzie także się przyczyniać do wzrostu sprężu optymalnego, ale podnoszenie wartości wskaźników strat ciśnienia w zespołach silnika, będzie powodowało, że maksymalne wartości ciągu będą osiągnane przy niższych wartościach sprężu sprężarki.

# Charakterystyka obiegu silnika ze stratami



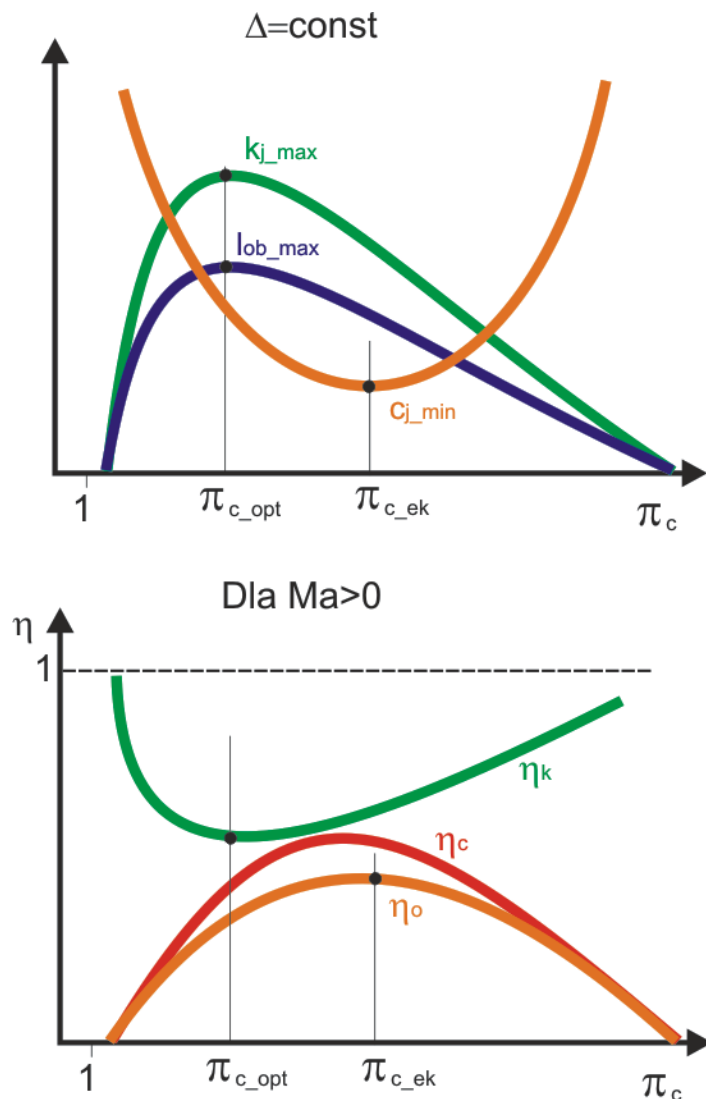
$$\eta_{S\_pol} = 0,89$$

$$\eta_{R\_pol} = 0,9$$

$$\pi_{opt}^* = \sqrt{\left(\eta_{S\_pol} \eta_{R\_pol} \Delta\right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

Stopień podgrzania	Spręż optymalny silnik idealny	Spręż optymalny silnik ze stratami
4	11,3	7,5
5	16,7	11,1
6	23	15,3

# Charakterystyki wewnętrzne silnika jednoprzepływowego dla stałej wartości stopnia podgrzania w silniku

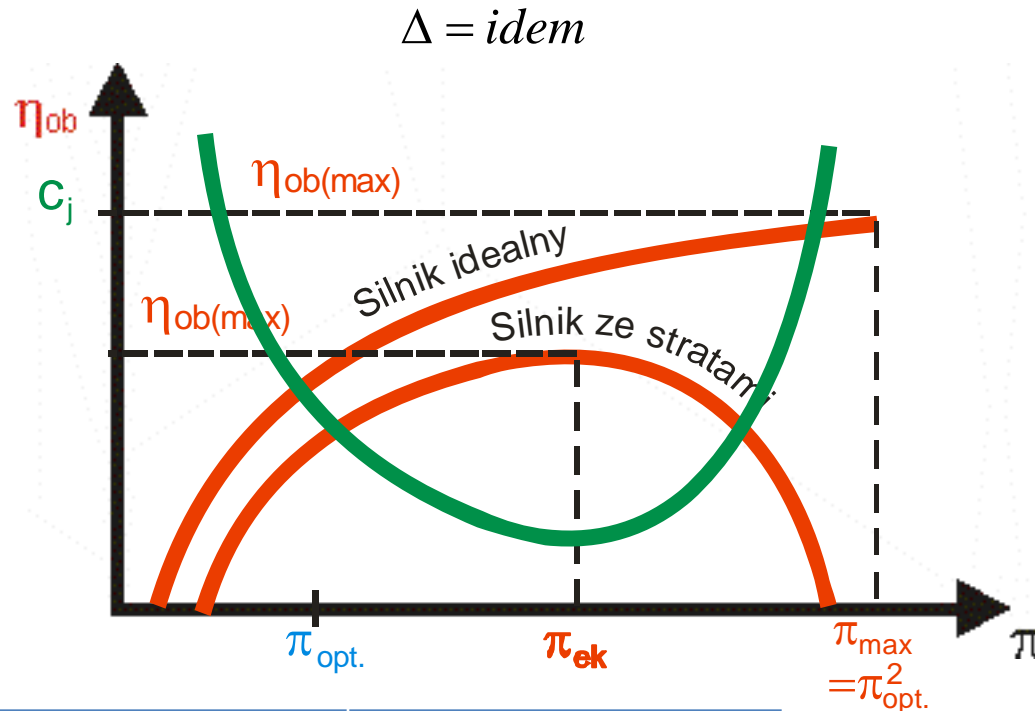


Ciąg jednostkowy i praca obiegu dla silnika o stałym stopniu podgrzania osiągają maksimum przy tej samej wartości sprężu całkowitego silnika. Natomiast gdy prędkość lotu jest większa od zera, to sprawność napędowa dla tej wartości sprężu jest najmniejsza. Spręż ten nazywa się sprężem optymalnym silnika.

Jednostkowe zużycie paliwa osiąga minimum przy sprężu większym od sprężu optymalnego. Gdy prędkość lotu jest większa od zera, to dla tej wartości sprężu sprawność ogólna osiąga wartości maksymalne. Spręż ten nazywa się sprężem ekonomicznym silnika.

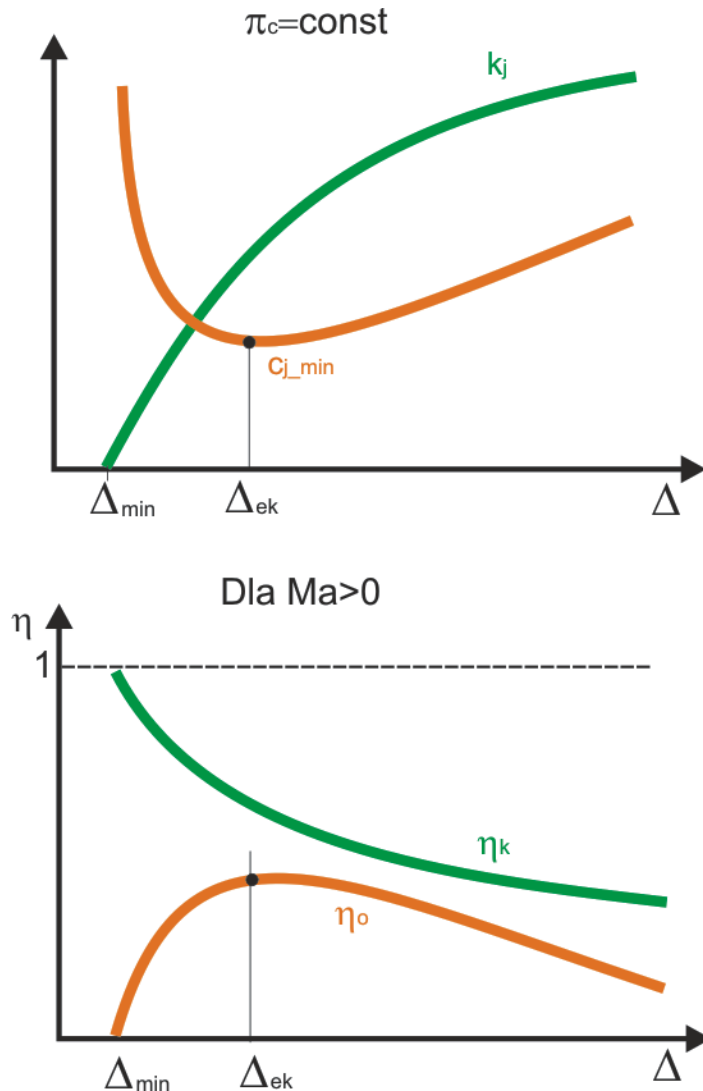
$$\pi_c^* = \sigma_{wl}^* \pi_{dyn}^* \pi_s^*$$

# Sprawność i jednostkowe zużycie paliwa silnika ze stratami



Stopień podgrzania	Spręż ekonomiczny silnik ze stratami	Spręż optymalny silnik ze stratami
4	38	7,5
5	65	11,1
6	115	15,3

# Charakterystyki wewnętrzne silnika jednoprzepływowego dla stałej wartości sprężu całkowitego

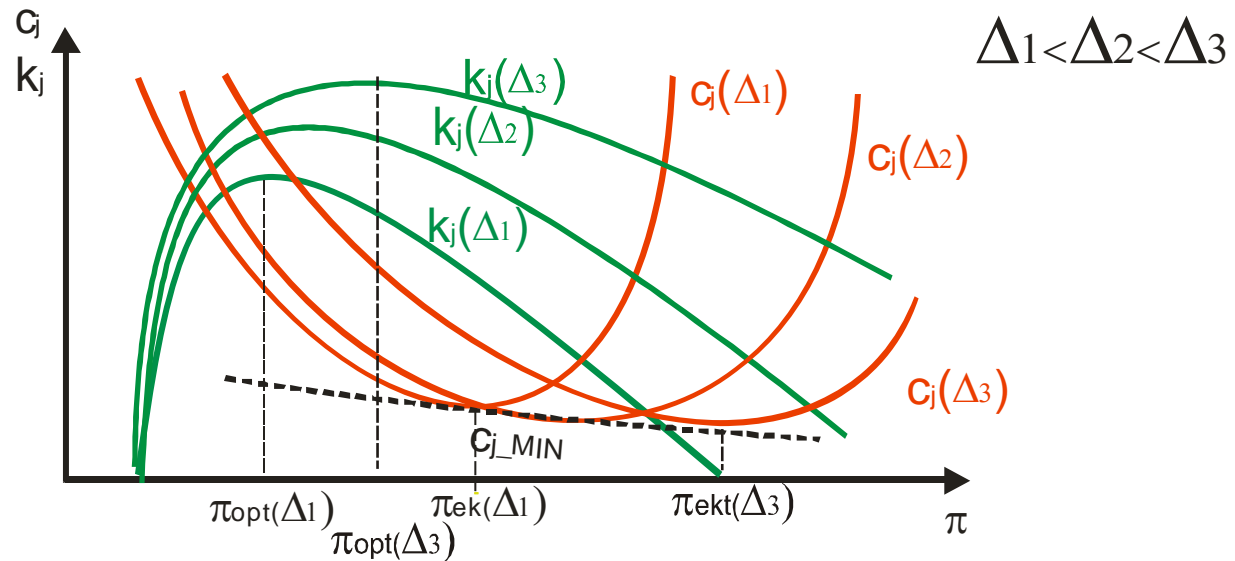


Ciąg jednostkowy dla silnika o stałym sprężu całkowitym rośnie ze wzrostem stopnia podgrzania. Tym samym gdy prędkość lotu jest większa od zera sprawność napędowa ze wzrostem stopnia podgrzania maleje.

Jednostkowe zużycie paliwa dla silnika o stałym sprężu ze wzrostem stopnia podgrzania szybko maleje osiągając wartość najmniejszą przy stopniu podgrzania nieznacznie większym od minimalnego (ekonomiczny stopień podgrzania, ekonomiczna temperatura przed turbiną), a następnie wzrasta. Sprawność ogólna zachowuje się podobnie, z tym że dla ekonomicznego stopnia podgrzania osiąga wartość największą

W praktyce analizy dla stałej wartości sprężu silnika się nie prowadzi. Natomiast poszukuje się sprężu dla określonej wartości stopnia podgrzania, bowiem maksymalna temperatura w silniku najczęściej jest limitowana ograniczeniami materiałowymi konstrukcji

# Wpływ stopnia podgrzania na wartości sprężu optymalnego i ekonomicznego

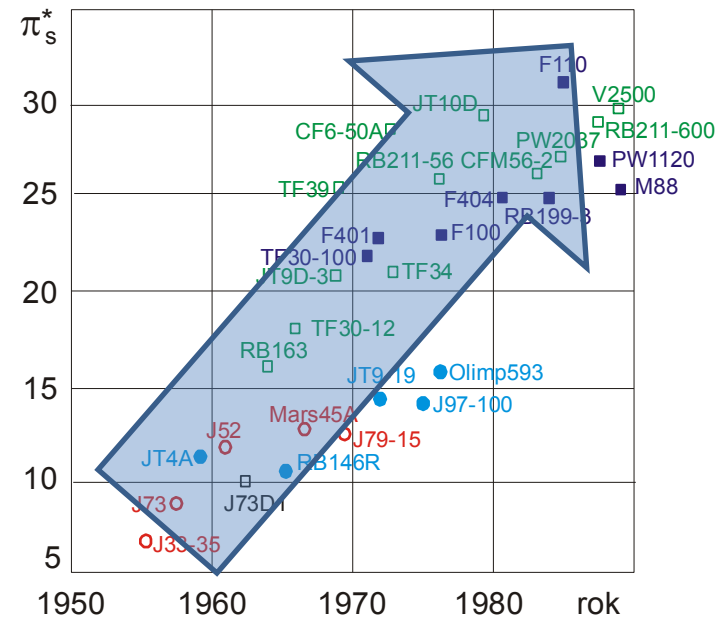
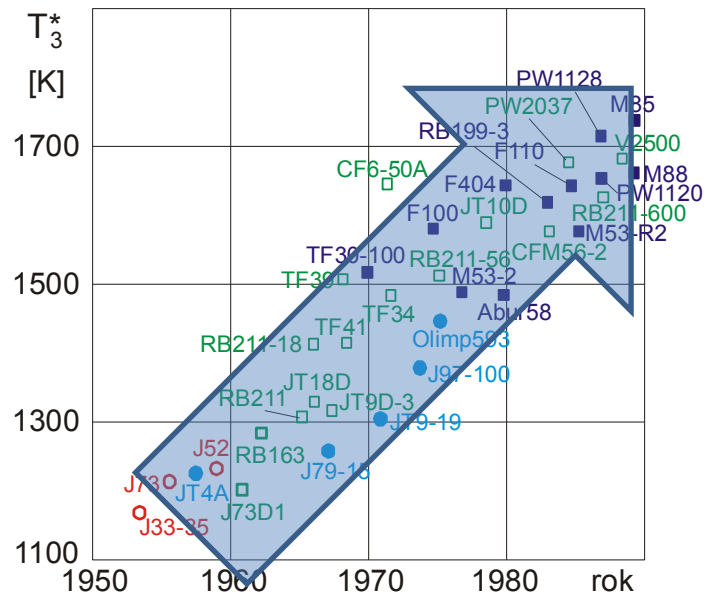


Ze wzrostem stopnia podgrzania silnika:

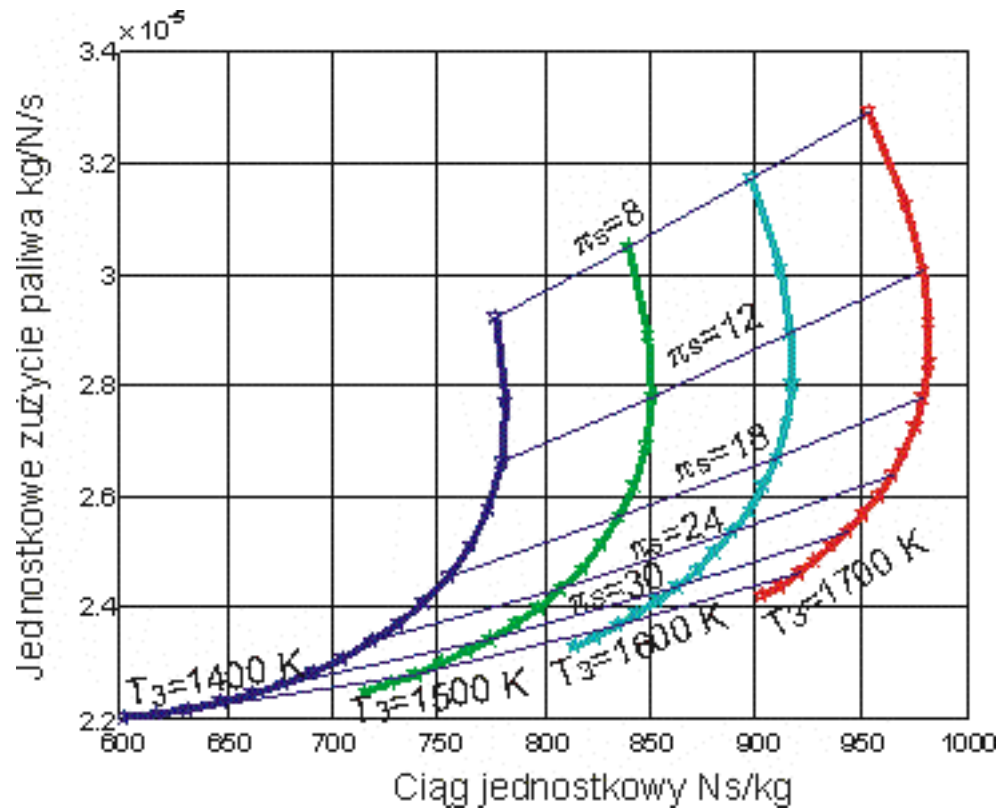
- wzrasta ciąg maksymalny silnika, który jest osiągnięty przy większych wartościach sprężu optymalnego
- obniża się wartość minimalnego jednostkowego zużycia paliwa, które jest osiągnięte przy większych wartościach sprężu ekonomicznego
- rozszerza się zakres sprężu, przy których praca obiegu jest dodatnia.
- zwiększa się rozbieżność pomiędzy wartościami sprężu optymalnego i ekonomicznego

**Charakterystyka ta tłumaczy dlaczego dąży się do podnoszenia maksymalnej temperatury obiegu silnika turbinowego oraz dlaczego musi towarzyszyć temu wzrost sprężu silnika**

# Zmiana parametrów roboczych silników lotniczych



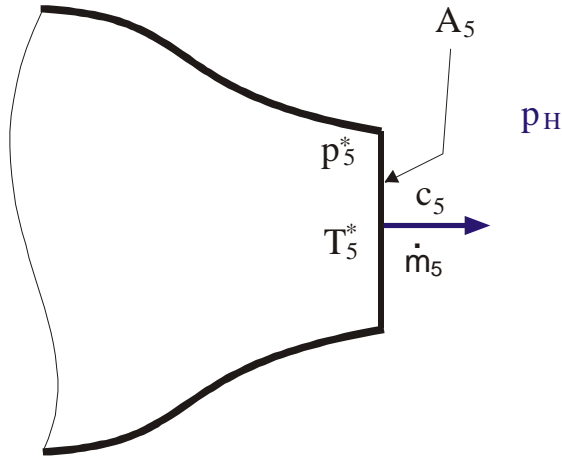
# Zależność pomiędzy ciągiem jednostkowym i jednostkowym zużyciem paliwa



Temperaturę otoczenia przyjęto 288 K



# Warunki pracy zbieżnej dyszy wylotowej silnika



$$\frac{p^*}{p_{kr}} = \beta_{kr} = \left( \frac{1+k}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Jeżeli:  $\frac{p^*}{p_o} \leq \beta_{kr} \Rightarrow p_5 = p_o$  (rozpręż zupełny w dyszy)

$$Ma_5 = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left( \left( \frac{p_5^*}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}$$

$$T_5 = T_5^* / \left( 1 + \frac{k-1}{2} Ma_5^2 \right)$$

$$c_5 = Ma_5 \sqrt{kRT_5} = \sqrt{2c_p T_5^* \left( 1 - \left( \frac{p_o}{p_5^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}$$

$$\dot{m} = A_5 c_5 \frac{p_o}{RT_5}$$

Jeżeli:  $\frac{p^*}{p_o} > \beta_{kr} \Rightarrow p_5 = p_{kr} > p_o$  (rozpręż krytyczny w dyszy)

$$p_5 = \frac{p_5^*}{\beta_{kr}}$$

$$T_5 = \frac{2T_5^*}{k+1}$$

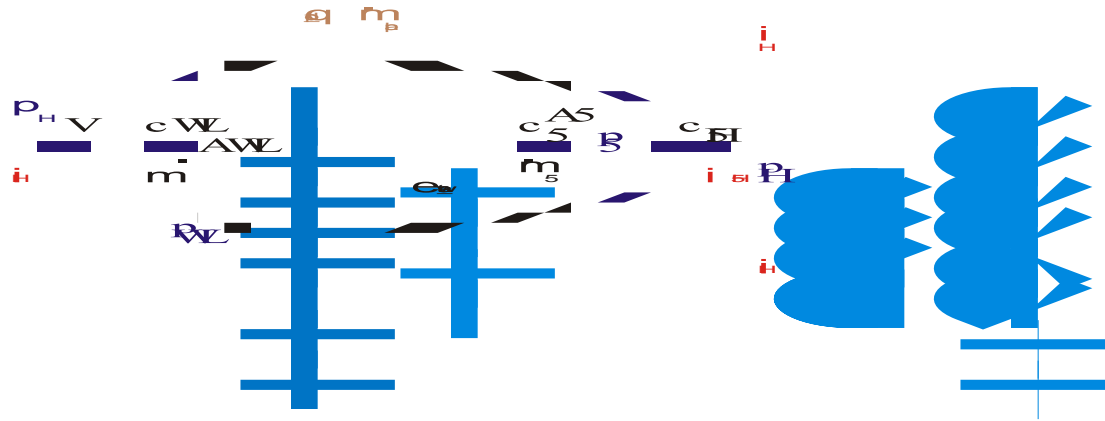
$$c_5 = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT_5^*}$$

$$\dot{m}_5 = A_5 \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{2c_p} \frac{p_5^*}{\sqrt{T_5^*}}$$

# Silnik odrzutowy – niezupełny rozpręż spalin w dyszy wylotowej

Zjawisko występuje w:

- Silnikach zakończonych dyszą zbieżną przy nadkrytycznym stosunku ciśnień pomiędzy całkowitym ciśnieniem spalin w przekroju wylotowym dyszy i ciśnieniem otoczenia
- Silnikach zakończonych nieregulowaną dyszą zbieżno-rozbieżną w pozaobliczeniowych stanach pracy



Bilans energii silnika:

$$i_H + \frac{V^2}{2} + q_{dop_{-t}} = e_{str_{-wewn.}} + \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}} \left( \frac{c_{5H}^2}{2} + i_{5H} \right) \quad \text{gdzie:} \quad c_{5H} = c_5 + \frac{A_5 (p_5 - p_H)}{\dot{m}_5}$$

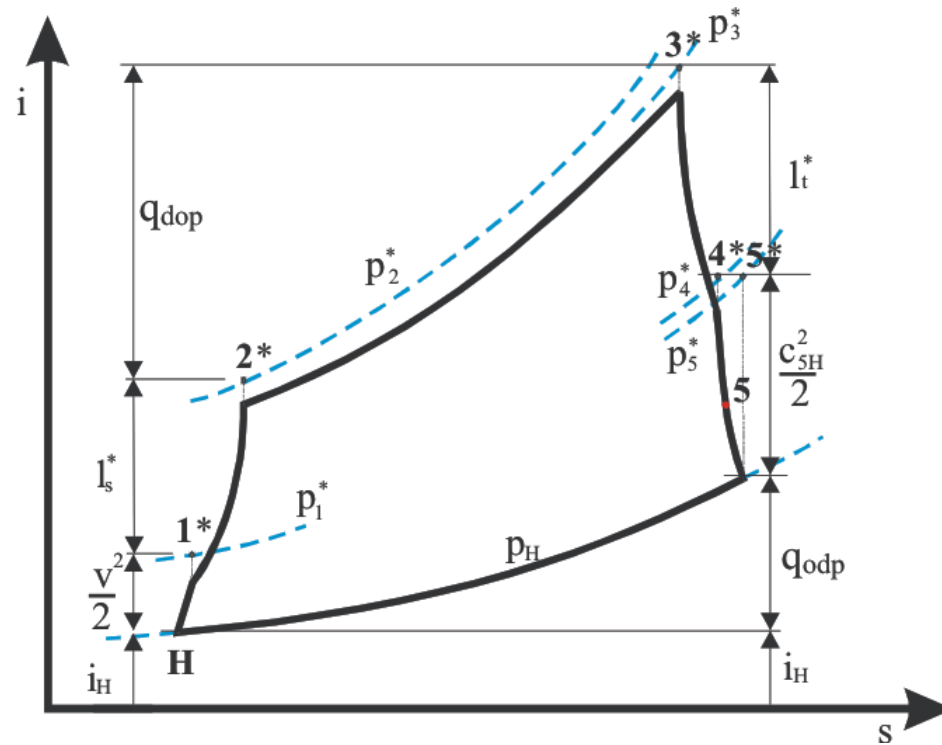
Ciąg silnika:

$$K = \dot{m}_5 c_{5H} - \dot{m} V = \dot{m}_5 c_5 - \dot{m} V + A_5 (p_5 - p_H)$$

Sprawności silnika:

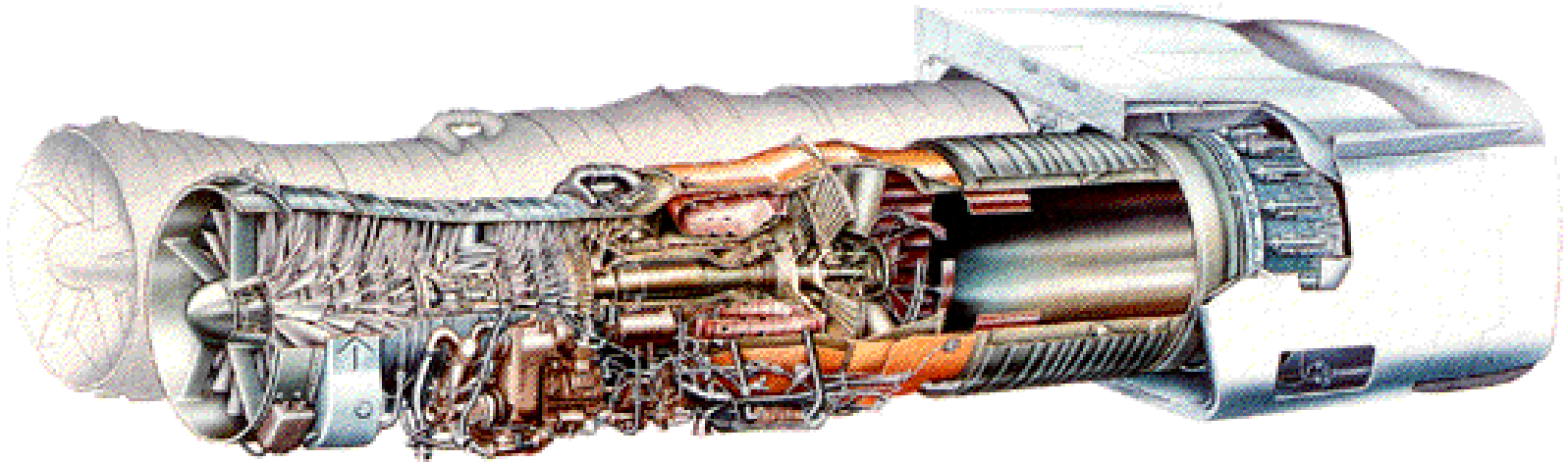
$$\eta_c = \left( \frac{\dot{m}_5 c_{5H}^2}{\dot{m} \cdot 2} - \frac{V^2}{2} \right) / (\tau_{pal} W_u) \quad \eta_k = k_j V_H / \left( \frac{\dot{m}_5 c_{5H}^2}{\dot{m} \cdot 2} - \frac{V^2}{2} \right) \quad \eta_o = k_j V_H / (\tau_{pal} W_u)$$

## Wykres obiegu silnika o niepełnym rozprężu spalin w dyszy wylotowej



W silniku o niepełnym rozprężu spalin ciąg silnika jest mniejszy, niż w silniku, gdzie spaliny rozprężają się w dyszy wylotowej do ciśnienia otoczenia (przy tych samych parametrach pracy silnika). Wynika to stąd że, większy jest przyrost prędkości w wyniku rozprężania w dyszy niżeli gdy rozprężanie następuje poza dyszą silnika. Efektywność pracy silnika o rozprężu zupełnym w stosunku do silnika o rozprężu niepełnym jest tym większa im większa jest stosunek ciśnienia statycznego w przekroju wylotowym dyszy i ciśnienia otoczenia. Dlatego w silnikach o dużych sprężach stosuje się regulowane dysze zbieżno-rozbieżne, co ma zapobiegać stratom wynikającym z niepełnego rozprężania w dyszy silnika

# Jednoprzepływowy silnik odrzutowy z dopalaczem

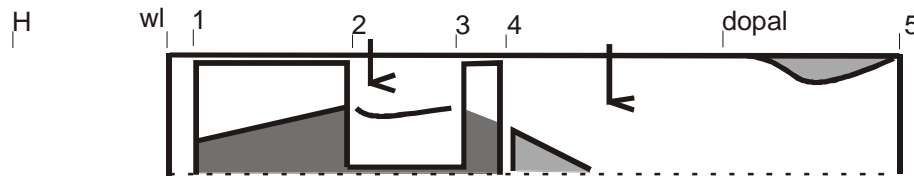


dr inż. Robert JAKUBOWSKI

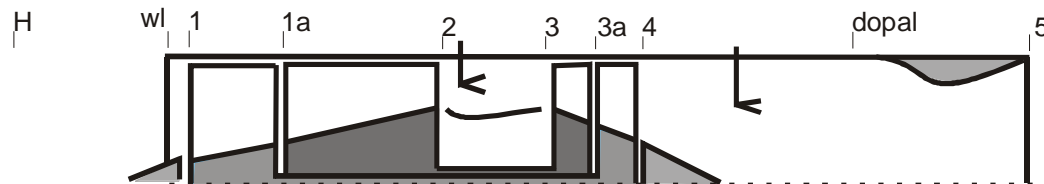
**Włączenie dopalacza pozwala na zwiększenie ciągu silnika o ok. 30-50% przy ponad 2-u krotnym wzroście jednostkowego zużycia paliwa**

Silnik	K [kN] (bez dopalacza)	K [kN] (z dopalaczem)	$c_j$ [kg/(daNh)] (bez dopalacza)	$c_j$ [kg/(daNh)] (z dopalaczem)
J85-GE-13	12,16	18,14	1,05	2,264
J76-GE-19	52,8	79,6	0,857	2,004
GE4/J5P	229,08	305,15	1,060	1,897
J58-P-4	110,8	151,0	0,816	1,937
Olympus 201R	75,5	106,9	0,816	1,835
Olympus 593	135	170	0,714	1,208

# Schemat silnika jednoprzepływowego z dopalaczem



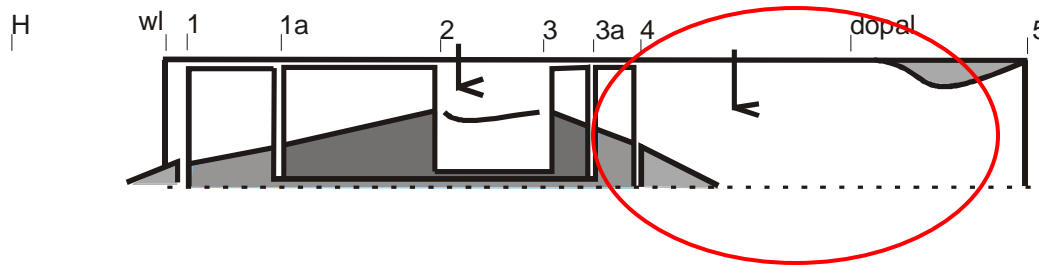
Jednowirnikowy jednoprzepływowy turbinowy silnik odrzutowy z dopalaczem



Dwuwirnikowy jednoprzepływowy turbinowy silnik odrzutowy z dopalaczem

Konstrukcja dwuwirnikowa silnika jednoprzepływowego pozwala na zastosowanie wyższych spręży w silniku, a przy tym zachowanie jego statecznej pracy w szerokim zakresie zmian prędkości obrotowych wirników bez konieczności stosowania dodatkowej mechanizacji sprężarki (upust, regulowane kierownice sprężarki)

# Analiza pacy dopalacza



Dopalacz należy traktować jako dodatkową komorę spalania do której wpływają gazy z turbiny, dostarczane jest paliwo i następuje zwiększenie energii

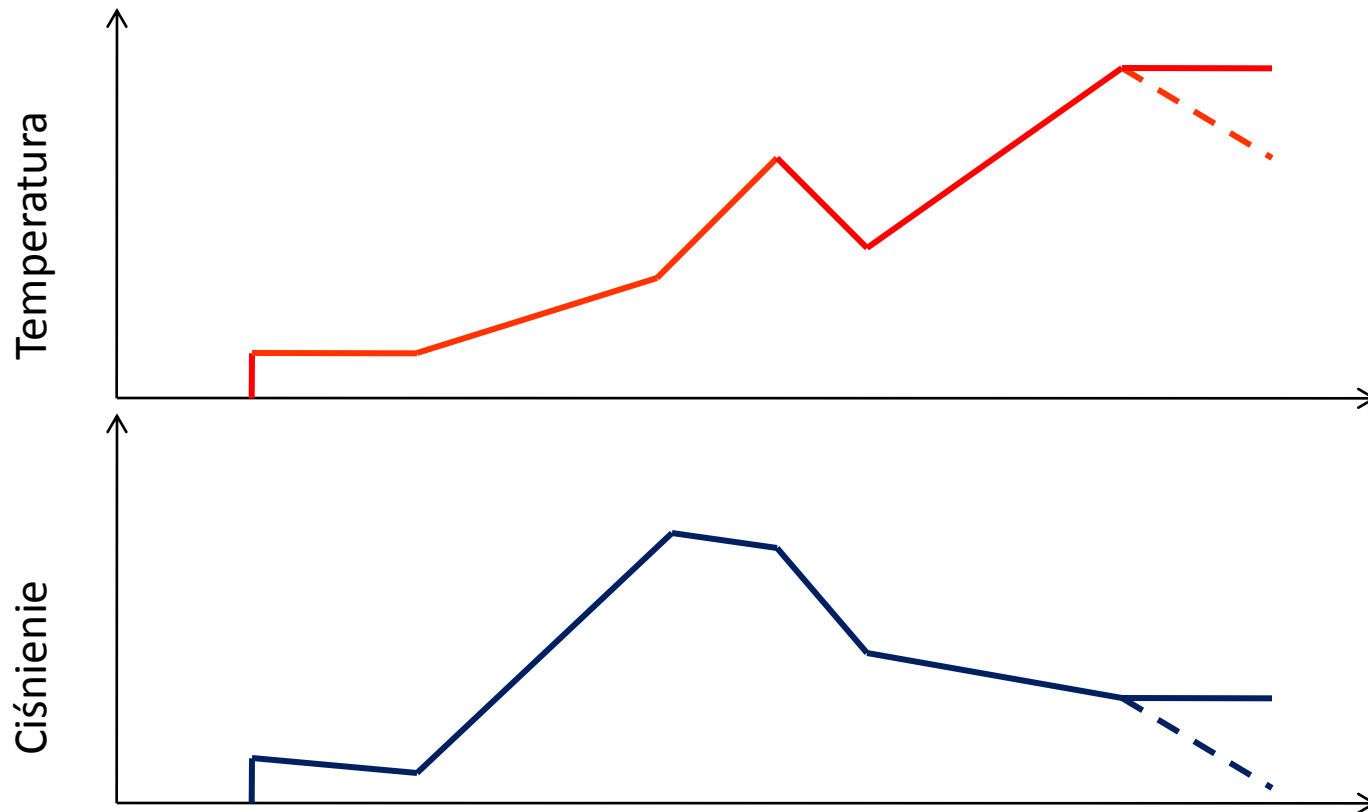
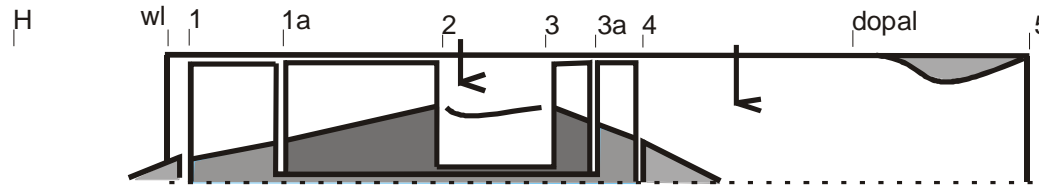
$$\dot{m}_{pal\_dopal} \cdot W_u \cdot \eta_{dopal} = c_p \dot{m}_{spal} (T_{dopal}^* - T_4^*)$$

$$\dot{m}_{pal\_dopal} = \left[ c_p \dot{m}_{spal} (T_{dopal}^* - T_4^*) \right] / (W_u \cdot \eta_{dopal})$$

Względne zużycie paliwa

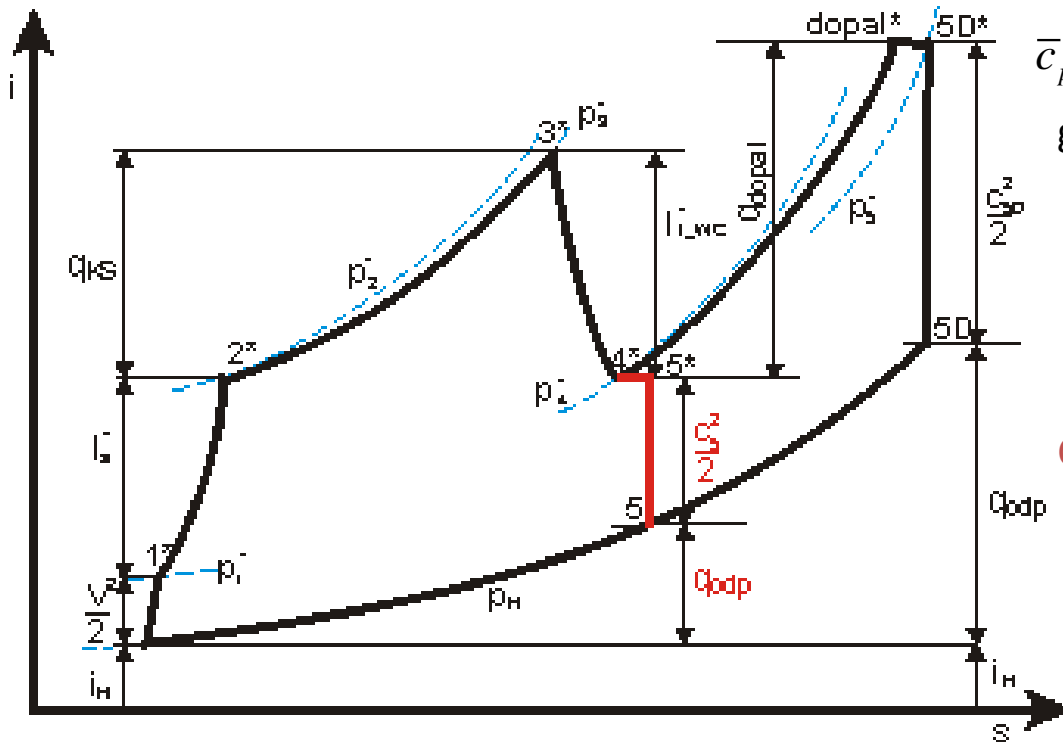
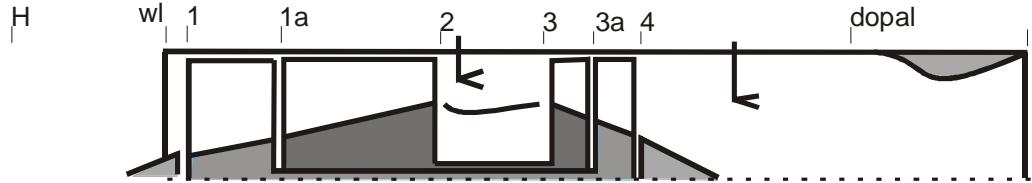
$$\tau_{dopal} = \dot{m}_{pal\_dopal} / \dot{m} = \left[ c_p (1 + \tau_{KS}) (T_{dopal}^* - T_4^*) \right] / (W_u \cdot \eta_{dopal})$$

# Przebieg temperatury i ciśnienia wzdłuż silnika





# Wykres entalpia entropia



Ciepło doprowadzone

$$\dot{Q}_{dop} = \dot{Q}_{KS} + \dot{Q}_{dopal} =$$

$$\bar{c}_p \left( \dot{m}_3 T_3^* - \dot{m}_2 T_2^* \right) + \bar{c}_p \left( \dot{m}_{dopal} T_{dopal}^* - \dot{m}_4 T_4^* \right)$$

gdzie:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m} + \dot{m}_{pal\_ks}$$

$$\dot{m}_{dopal} = \dot{m}_4 + \dot{m}_{pal\_dopal} =$$

$$\dot{m} + \dot{m}_{pal\_ks} + \dot{m}_{pal\_dopal}$$

Całkowite zużycie paliwa

$$\dot{m}_{pal} = \dot{m}_{pal\_dopal} + \dot{m}_{pal\_ks}$$

Ciepło odprowadzone

$$\dot{Q}_{odp} = \bar{c}_p \dot{m}_{dopal} (T_5 - T_H)$$

# Osiągi silnika z dopalaczem

Sprawność cieplna

$$\eta_c = \frac{l_{ob}}{q_{dop}} = \left( \frac{\dot{m}_5 c_5^2}{\dot{m} 2} - \frac{V^2}{2} \right) / \left( \frac{\dot{m}_{pal}}{\dot{m}} W_u \right)$$

Sprawność napędowa

$$\eta_k = \frac{k_j V_H}{l_{ob}} = k_j V_H / \left( \frac{\dot{m}_5 c_5^2}{\dot{m} 2} - \frac{V^2}{2} \right)$$

Sprawność ogólna

$$\eta_o = \frac{k_j V_H}{q_{dop}} = k_j V_H / \left( \frac{\dot{m}_{pal}}{\dot{m}} W_u \right)$$

Ciąg silnika

$$K = \dot{m}_5 c_5 - \dot{m} V$$

Ciąg jednostkowy silnika

$$k_j = \dot{m}_5 c_5 - \dot{m} V_H$$

Zużycie paliwa

$$\dot{m}_{pal} = \dot{m}_{pal\_KS} + \dot{m}_{pal\_dopal}$$

Względne zużycie paliwa

$$\tau_{pal} = \tau_{pal\_KS} + \tau_{pal\_dopal}$$

Jednostkowe zużycie paliwa

$$c_j = \frac{\dot{m}_{pal}}{K} = \frac{\tau_{pal}}{k_j}$$

# Prędkość spalin na wyjściu z silnika

$$c_5 = \varphi_{dysz} \sqrt{2c_p T_{dopal}^* \left( 1 - \left( \frac{p_5}{p_{dopal}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}$$

Prędkość spalin na wylocie z dyszy wylotowej zależy od temperatury w dopalaczu oraz stosunku ciśnienia całkowitego w dyszy do ciśnienia otoczenia, na co pośrednio wpływa spręż silnika i temperatura w KS

$$k_j = f \left( H, Ma, \pi_S^*, T_3^*, T_{dopal}^* \right)$$

$$c_j = \frac{\tau_{pal}}{k_j} = f \left( H, Ma, \pi_S^*, T_3^*, T_{dopal}^* \right)$$

# Ciąg silnika z włączonym i wyłączonym dopalaczem

$$C_{5\_z\_dopal} = \varphi_{dysz} \sqrt{2c_p T_{dopal}^* \left( 1 - \left( \frac{P_5}{P_{dopal}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}$$

$$C_{5\_bez\_dopal} = \varphi_{dysz} \sqrt{2c_p T_4^* \left( 1 - \left( \frac{P_5}{P_{dopal}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}$$

Dla warunków startowych i przy pominięciu wpływu zmiany ilości czynnika roboczego w silniku

Przy pominięciu wzrostu strat przepływowych i zmiany właściwości czynnika roboczego w silniku

$$\begin{aligned} K_{z\_dopal} &= \dot{m} c_{5\_z\_dopal} \\ K_{bez\_dopal} &= \dot{m} c_{5\_bez\_dopal} \end{aligned} \implies \frac{K_{z\_dopal}}{K_{bez\_dopal}} \approx \frac{C_{5\_z\_dopal}}{C_{5\_bez\_dopal}} \approx \sqrt{\frac{T_{dopal}^*}{T_4^*}}$$

$T_{dopal}^*$

dla współczesnych silników z dopalaczem jest na poziomie 2000K  
dla wcześniejszych konstrukcji wynosiła ona ok. 1750 K

# W silniku z dopalaczem wymagane jest stosowanie regulowanej dyszy wylotowej

W wyniku znaczącej zmiany gęstości strumienia po włączeniu dopalacza konieczne jest dopasowanie przekrojów minimalnych dyszy, aby spełnione były warunki wynikające z równania ciągłości, a także aby zapewnić wysokie wartości ciągu.

Z równania ciągłości przepływu dla przekroju krytycznego dyszy:

$$\dot{m} = A_{\min\_bez\_dopal} \left( \frac{k'+1}{2} \right)^{\frac{1}{k'-1}} \sqrt{2c'_p} \frac{p_4^* \sigma^*}{\sqrt{T_4^*}} = A_{\min\_z\_dopal} \left( \frac{k''+1}{2} \right)^{\frac{1}{k''-1}} \sqrt{2c''_p} \frac{p_4^* \sigma^*}{\sqrt{T_{dopal}^*}}$$

Przy pominięciu zmian wskaźników opisujących właściwości czynnika roboczego z powyższego równania otrzymuje się:

$$\frac{A_{\min\_bez\_dopal}}{\sqrt{T_4^*}} \approx \frac{A_{\min\_z\_dopal}}{\sqrt{T_{dopal}^*}} \implies \frac{A_{\min\_z\_dopal}}{A_{\min\_bez\_dopal}} \approx \sqrt{\frac{T_{dopal}^*}{T_4^*}}$$

Włączeniu dopalacza musi towarzyszyć zwiększenie pola minimalnego dyszy wylotowej proporcjonalne do wartości pierwiastka ze stosunku temperatury w dopalaczu do temperatury za turbiną

# Optymalizacja obiegu silnika z dopalaczem

Maksymalizacja ciągu, ciągu jednostkowego silnika

Poszukiwanie sprężu optymalnego

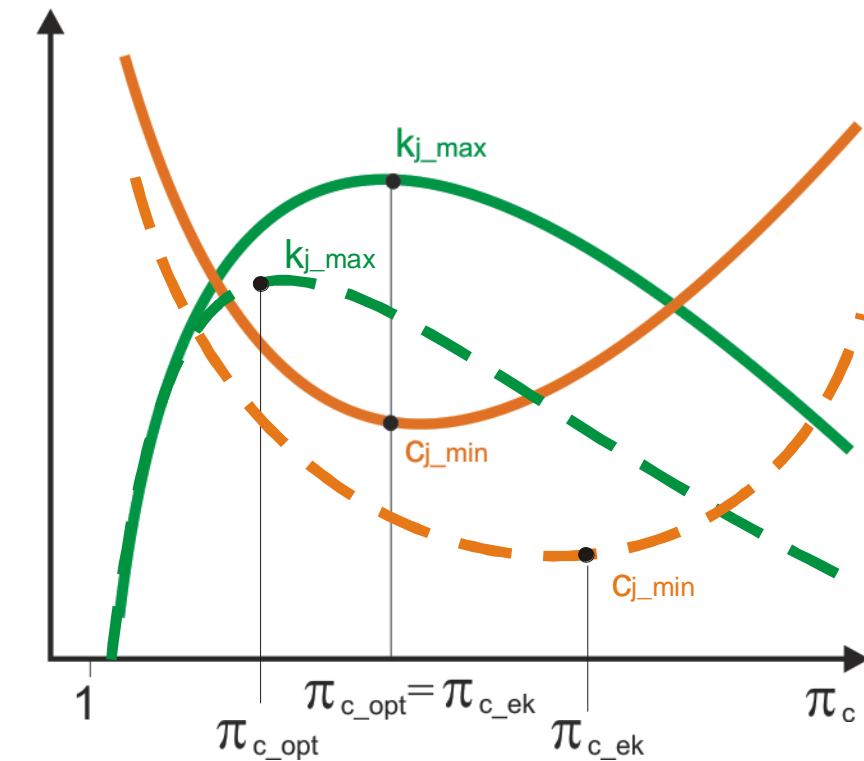
$$k_{j\_max}(\pi_c, T_3^*, T_{dopal}^*) \Leftrightarrow \left. \frac{dk_j}{d\pi_c} \right|_{T_3^*, T_{dopal}^* = idem} = 0$$

Minimalizacja jednostkowego zużycia paliwa

Poszukiwanie sprężu ekonomicznego

$$c_{j\_min}(\pi_c, T_3^*, T_{dopal}^*) \Leftrightarrow \left. \frac{dc_j}{d\pi_c} \right|_{T_3^*, T_{dopal}^* = idem} = 0$$

# Zależność ciągu jednostkowego i jednostkowego zużycia paliwa od sprężu



Dla silnika jednoprzepływowego wyposażonego w dopalacz często jako warunki doboru sprężu przyjmuje się wartości wynikające z optymalizacji silnika pracującego z włączonym dopalaczem.

- Silnik z wyłączonym dopalaczem
- Silnik z włączonym dopalaczem

**Dziękuję za uwagę**