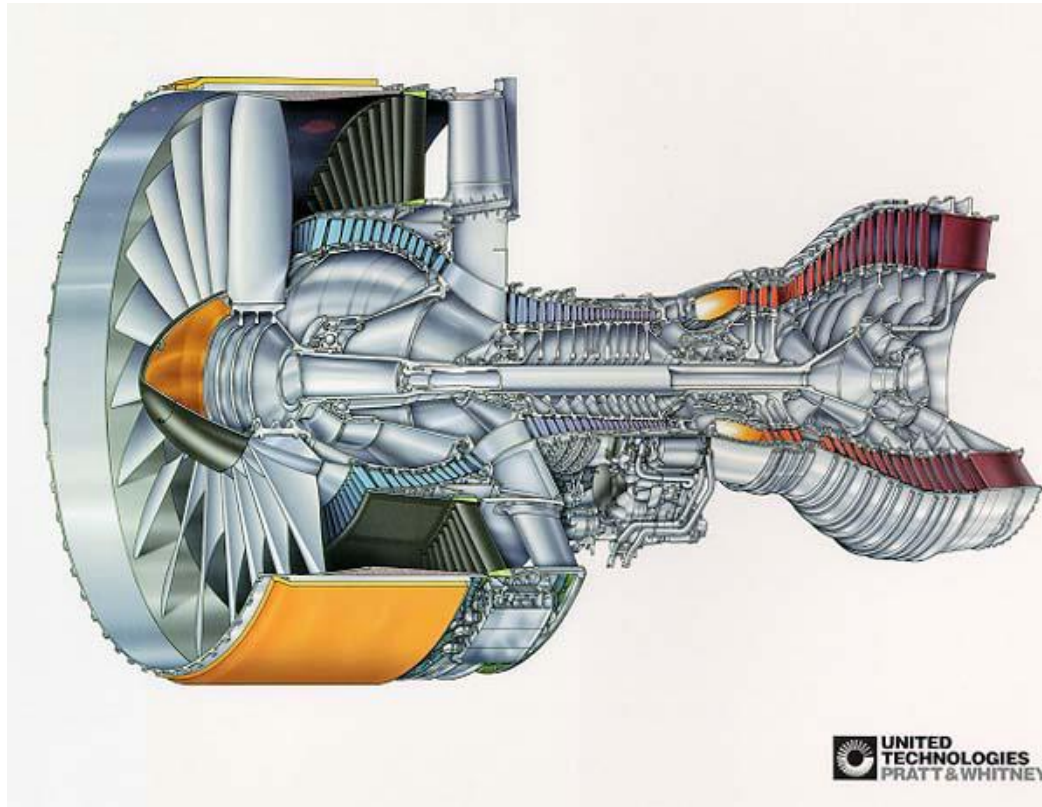


Dwuprzepływowe silniki odrzutowe



dr inż. Robert JAKUBOWSKI

Silnik o średnim stopniu dwuprzepływowości

JT15D Turbofan

JT15D-5D

$T_{\text{take off}} = 13,54 \text{ kN}$

$\text{SFC} = 0,55 \text{ kg/daN/h}$

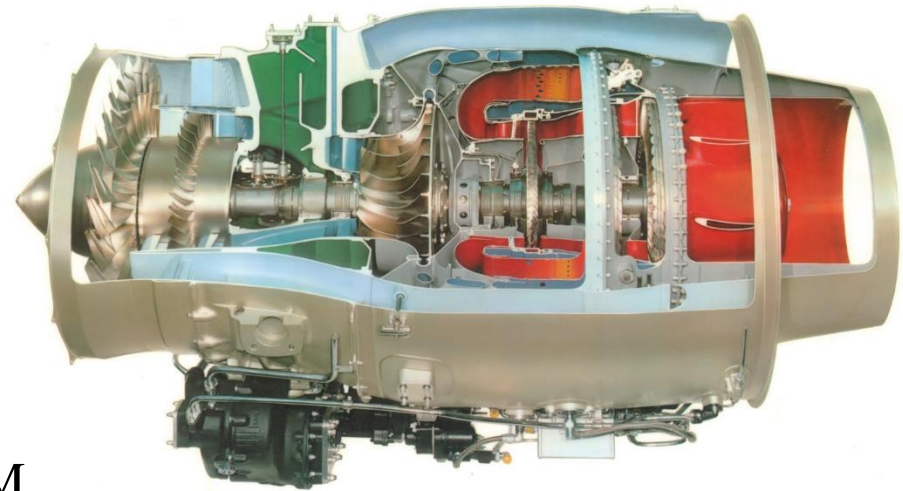
$\text{BPR} = 3,3$

$\text{Mass} = 292,6 \text{ kg}$

$\text{Length/Diameter} = 1531/520 \text{ mm}$

$N_1 = 15,900 \text{ RPM}$, $N_2 = 32,760 \text{ RPM}$

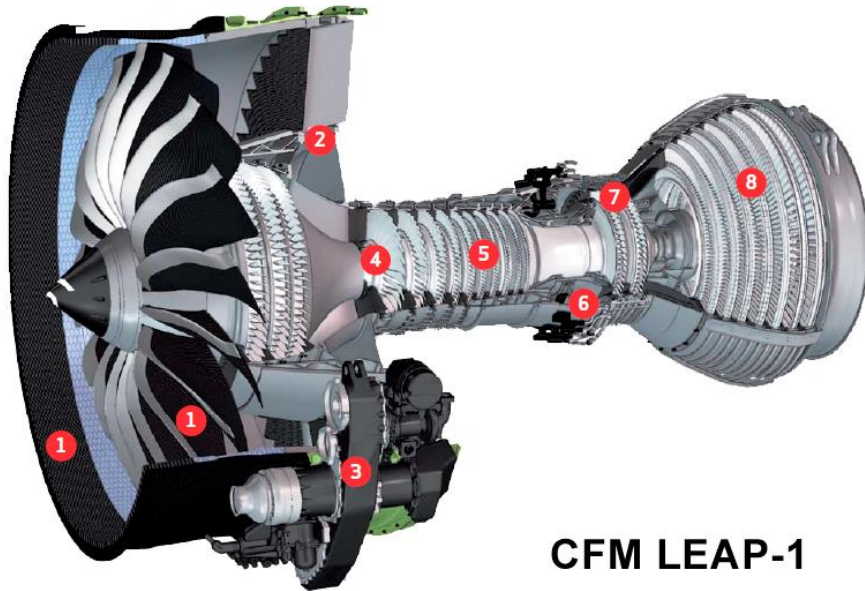
Application: Cessna Citation V, Hawker 400



Two shaft engine.

It consist of: single stage fan, single stage LPC, centrifugal HPC, reverse flow combustor, single stage HPT, two stages LPT, separated nozzles of core engine and external duct

Silnik o dużym stopniu dwuprzepływowości



CFM LEAP-1

LEAP A1

Compressors: OPR=40:

F – Single stage, LPC – 3 stages, HPC - 10 stages

Combustor – second generation Twin-Annular

Turbines HPT – 2 stages, LPT – 7 stages

BPR 11

Length 3,328 m/ Diameter 1,93 m

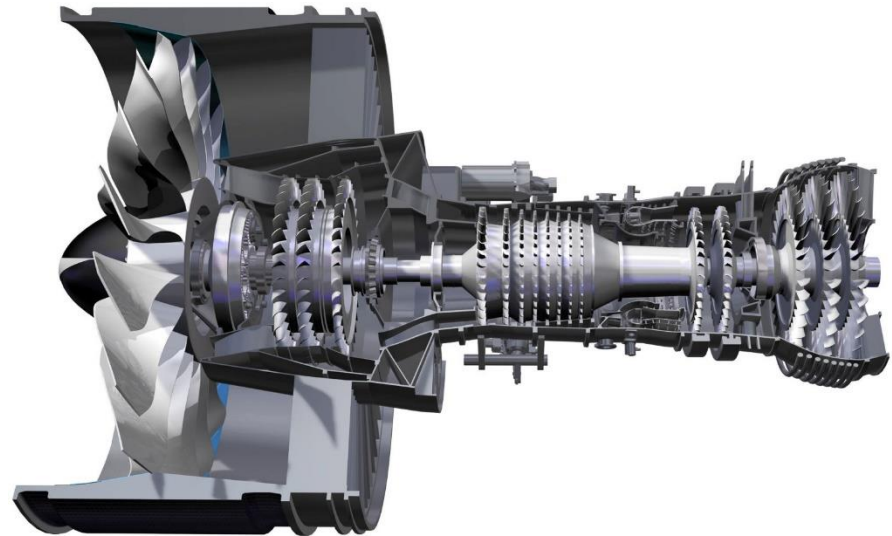
MTO 143 kN

MCT 141 kN

N1=3894 RPM, N2=19391 RPM

Application A-320

Silnik dwuprzepływowy z przekładnią GEARED TURBOFAN (GTF)



PW1100G

F – 1 stage LPC 3 stage, HPC 8 stage

Turbines: HPT – 2 stages, LPT – 3 stages

Gear 3,3:1

BPR – 12,5

Length/Diameter 3,4 m / 2,224 m

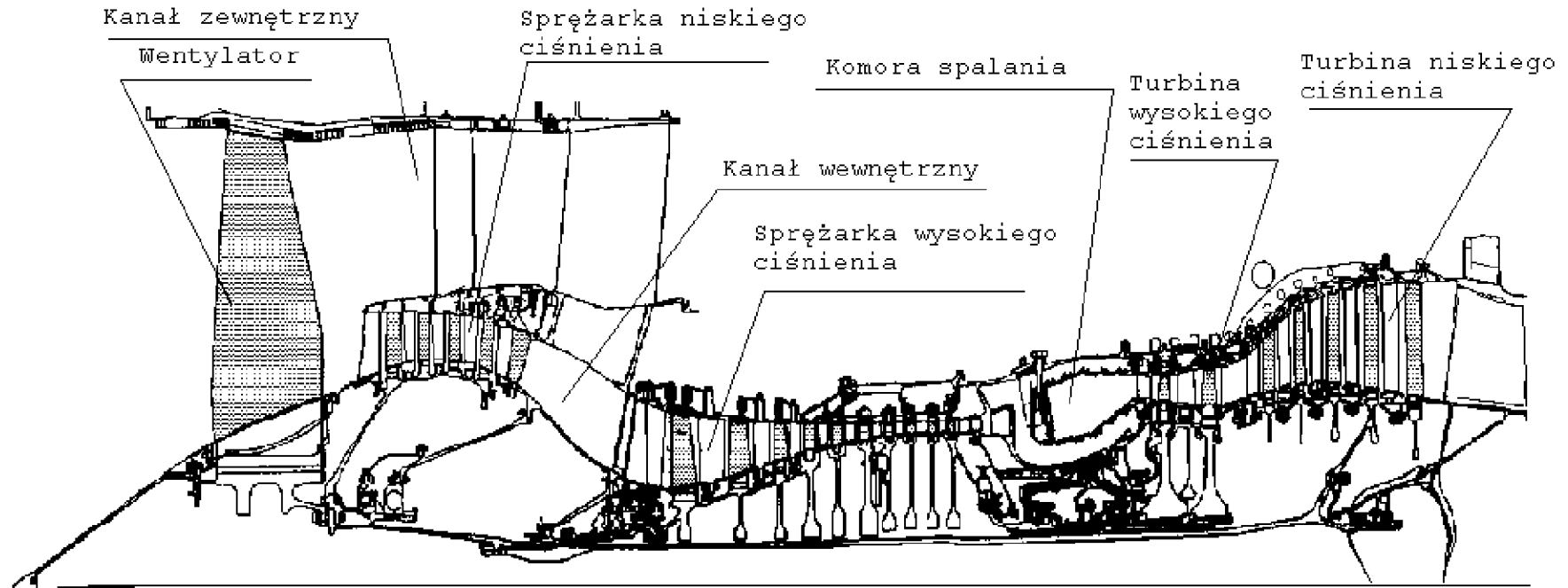
Weight 2857 kg

MTO 147 kN (33G) 120 kN (27G) 108 kN (24G)

Rotor speed: Fan – 3281 RPM, LP – 10047 RPM, HP 22300 RPM

Application: A320 Neo

Silnik z oddzielnymi dyszami wylotowymi kanałów

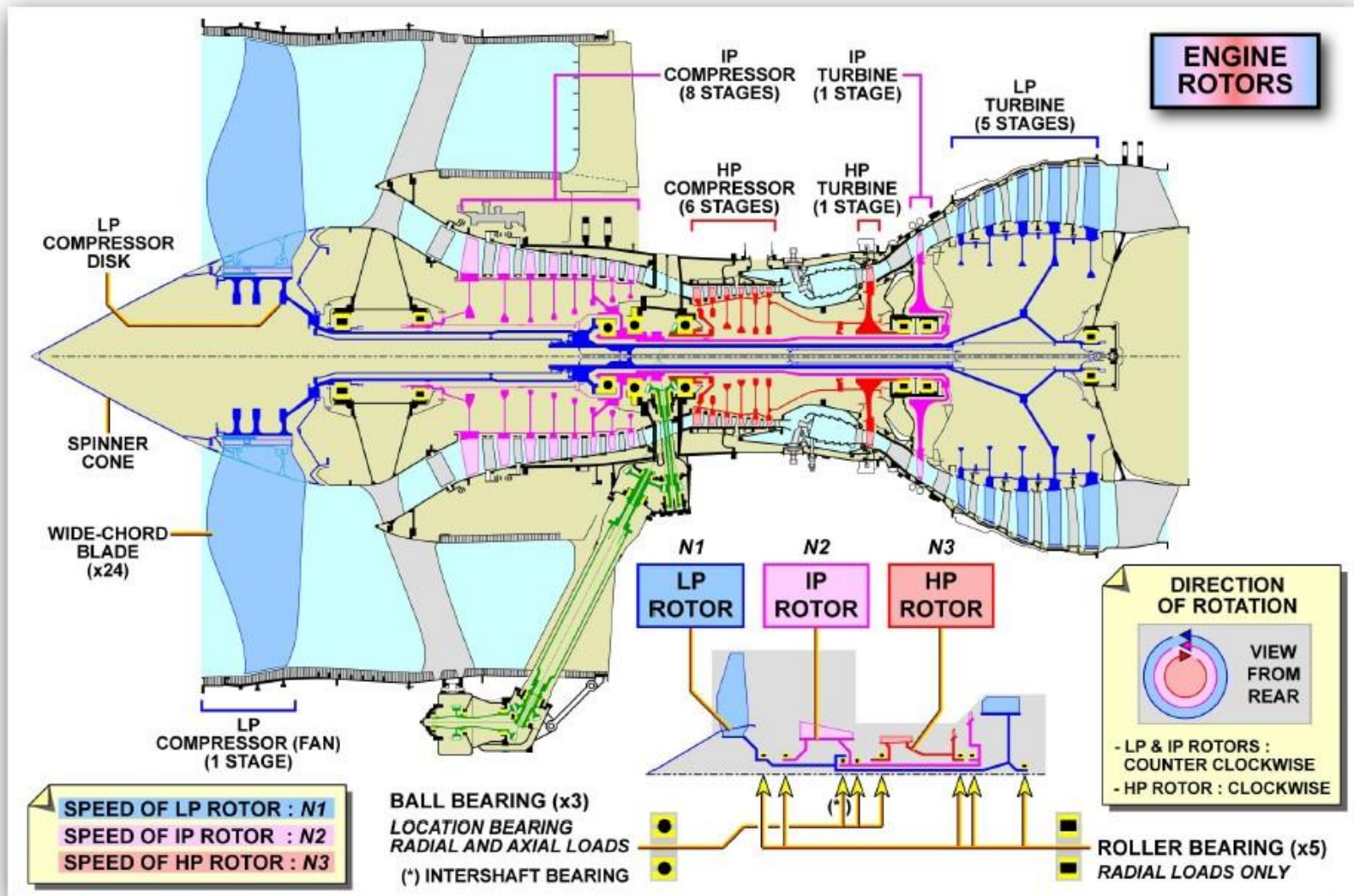


V 2500 (Airbus A320, MD90)

Ciąg 98 – 147 kN

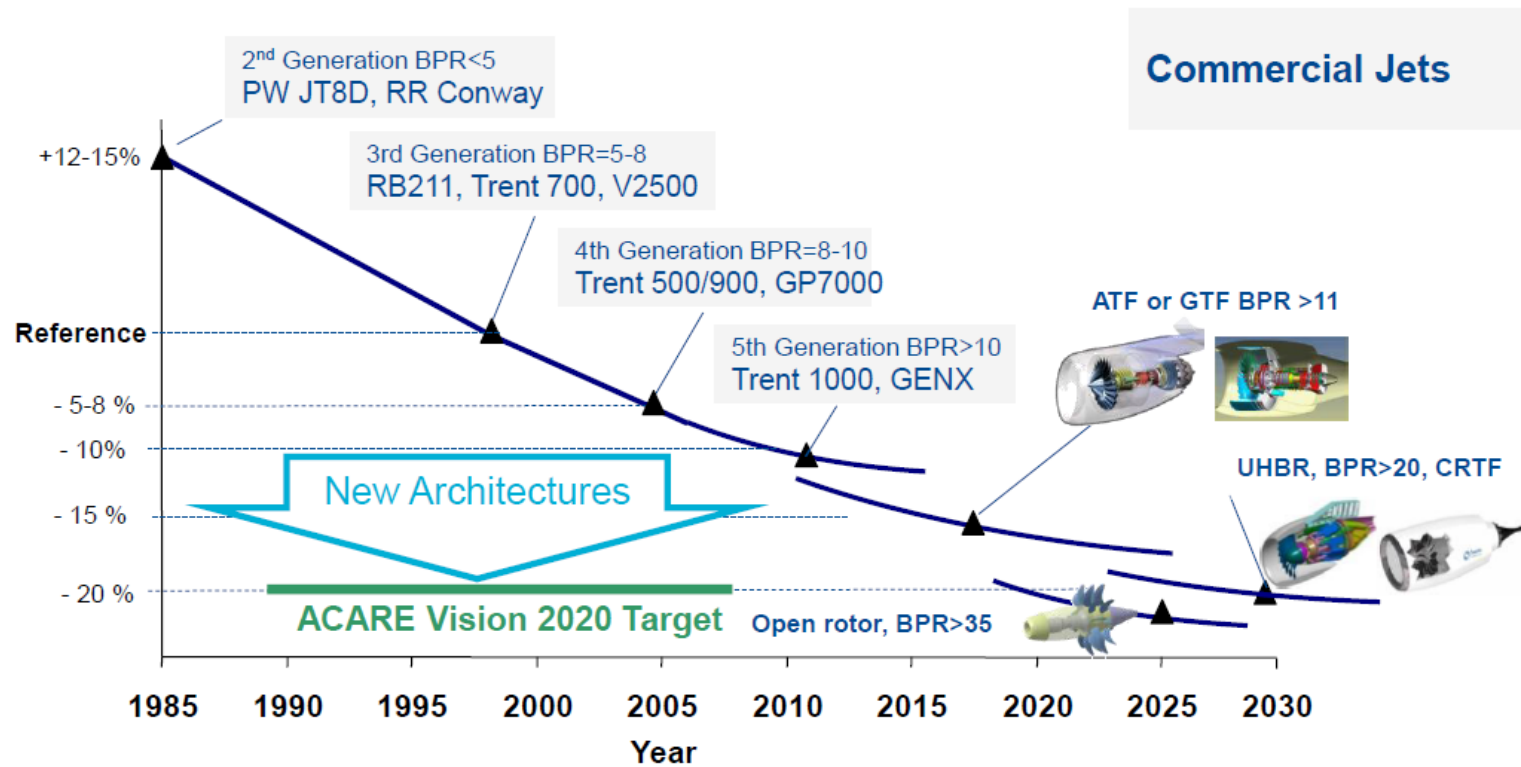
Stopień dwuprzepływowości 4,5 – 5,4

TRENT 1000 – silnik dwuprzepływowy trójwirnikowy



Rozwój silników dwuprzepływowych

Fuel Burn Reduction and CO₂ Improvements



Silniki samolotów komunikacyjnych

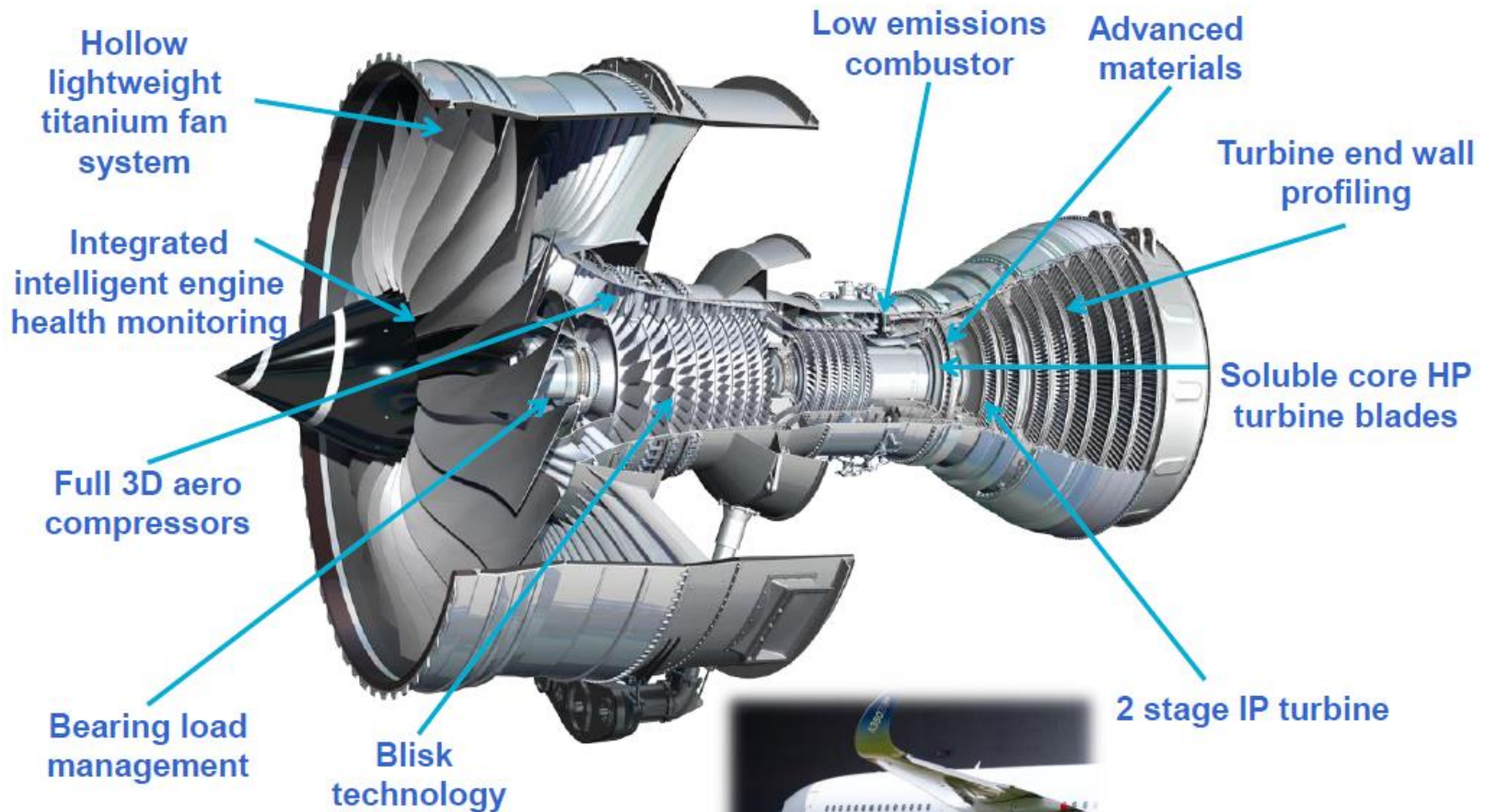
Nazwa	Średnica /długość [m]	Stopień dwuprzepływowości	Spręż	Masa [kg]	Ciąg [kN]
Trent 1000	2,85 /4,73	10 (1000-1200 kg/s)	52	5765	227-346
PW1100G	2,06/ 3,4	12,5		2857	110-160
PW1500G	1,85/ 3,184	12		2177	85-104
GE9x	2,82/ 4,69	9 (1200 kg/s)	53-58	6147	310-340
GE 90	3,92/ 7,28	9 (1350 kg/s)	42	8762	493-513



Współczesne dwuprzepływowe silniki lotnicze

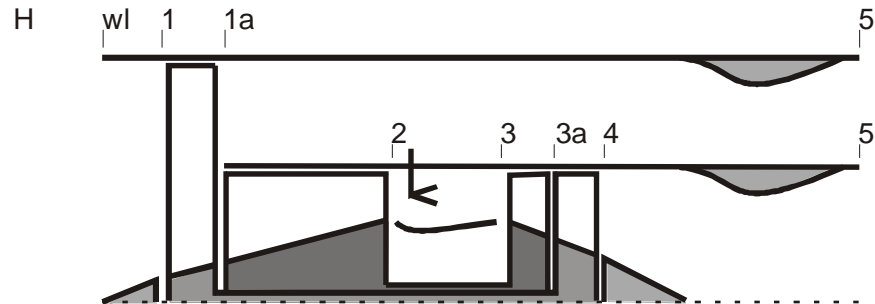
Trent XWB - Advanced Technology for A350

19

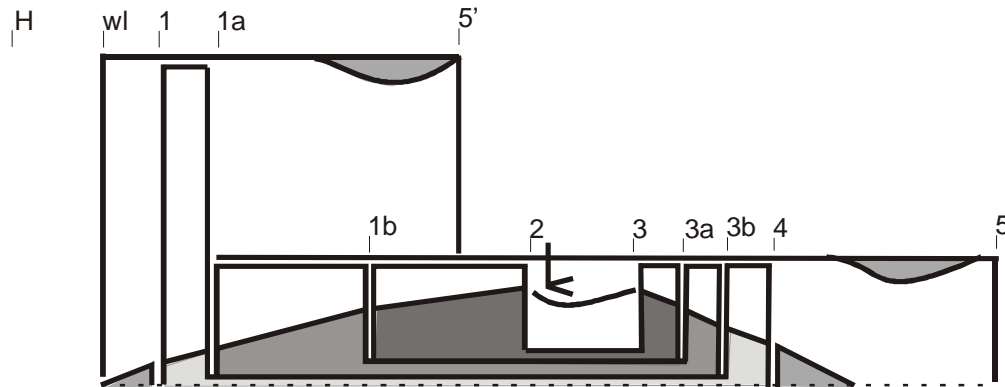


Rolls-Royce

Schemat silnika jednoprzepływowego z dopalaczem



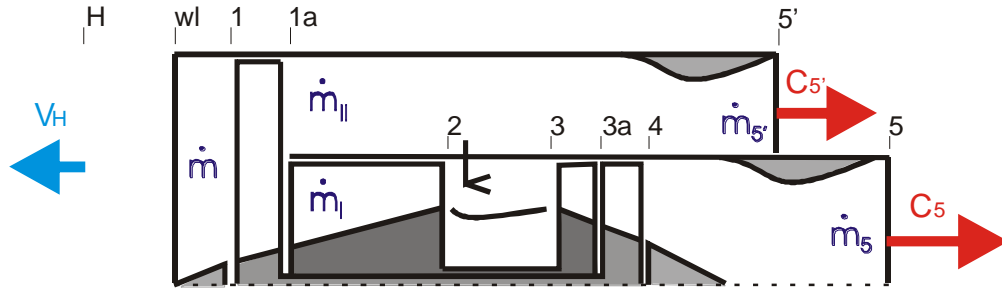
Dwuprzepływowy dwuwirnikowy turbinowy silnik odrzutowy



Dwuprzepływowy trójwirnikowy turbinowy silnik odrzutowy

W konstrukcji silników z trzema wirnikami specjalizuje się firma Rolls-Royce, która wytwarza m.in. silniki serii RB-211, Trent 700, Trent 800, Trent 900

Ciąg, ciąg jednostkowy i jednostkowe zużycie paliwa silnika dwuprzepływowego



Ciąg silnika:

$$K = \dot{m}_5 c_5 + \dot{m}_{5'} c_{5'} - \dot{m} V$$

gdym:

$$\dot{m} = \dot{m}_I + \dot{m}_{II}, \quad \dot{m}_{5'} = \dot{m}_{II}, \quad \dot{m}_5 = \dot{m}_I + \dot{m}_{pal}$$

Stoień dwuprzepływowości: $\mu = \dot{m}_{II} / \dot{m}_I$ **Względne zużycie paliwa:** $\tau_{pal} = \dot{m}_{pal} / \dot{m}_I$

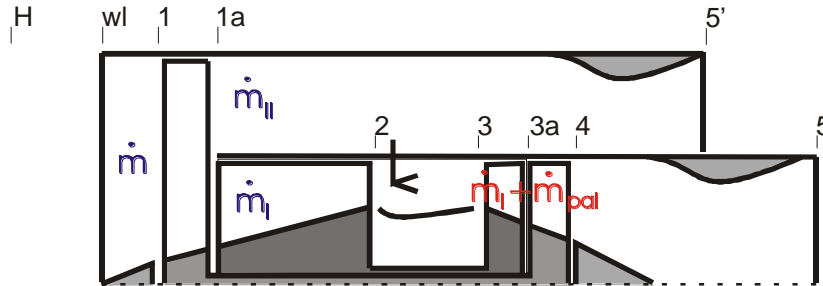
Ciąg silnika:
$$K = \dot{m}_I \left[(1 + \tau_{pal}) c_5 + \mu c_{5'} - (1 + \mu) V \right]$$

Ciąg jednostkowy silnika:
$$k_j = K / \dot{m} = \left[(1 + \tau_{pal}) c_5 + \mu c_{5'} - (1 + \mu) V \right] / (1 + \mu)$$

Jednostkowe zużycie paliwa :
$$c_j = \dot{m}_{pal} / K = \tau_{pal} / \left[(1 + \mu) k_j \right]$$

Współpraca zespołów niskiego ciśnienia silnika dwuprzepływowego

Wentylator – turbina wentylatora

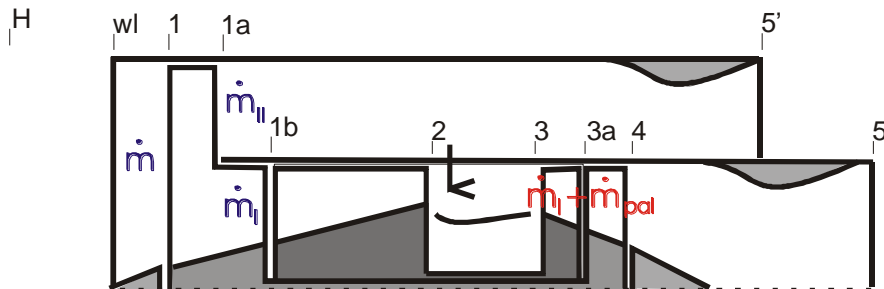


$$P_T^* \eta_{mNC} = P_w^*$$

$$\eta_{mNC} (\dot{m}_I + \dot{m}_{pal}) c_{pT} (T_{3a}^* - T_4^*) = \dot{m} c_p (T_{1a}^* - T_1^*)$$

$$\eta_{mNC} (1 + \tau_{pal}) c_{pT} (T_{3a}^* - T_4^*) = (1 + \mu) c_p (T_{1a}^* - T_1^*) \quad \rightarrow \quad \eta_{mNC} (1 + \tau_{pal}) l_{TNC}^* = (1 + \mu) l_w^*$$

Wentylator połączony z „boosterem” – turbina



$$\eta_{mNC} (\dot{m}_I + \dot{m}_{pal}) c_{pT} (T_{3a}^* - T_4^*) = \dot{m} c_p (T_{1a}^* - T_1^*) + \dot{m}_I c_p (T_{1b}^* - T_{1a}^*)$$

$$\eta_{mNC} (1 + \tau_{pal}) c_{pT} (T_{3a}^* - T_4^*) = (1 + \mu) c_p (T_{1a}^* - T_1^*) + c_p (T_{1b}^* - T_{1a}^*) \quad \rightarrow \quad \eta_{mNC} (1 + \tau_{pal}) l_{TNC}^* = (1 + \mu) l_w^* + l_{boos}^*$$

Analiza silnika dwuprzepływowego

(przypadek najbardziej ogólny –niezpełny rozpręż w dyszach wylotowych)

CIĄG SILNIKA:

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

$$\text{gdzie: } c_{5H} = c_5 + \frac{A_5 (p_5 - p_H)}{\dot{m}_5} \quad c_{5'H} = c_{5'} + \frac{A_{5'} (p_{5'} - p_H)}{\dot{m}_{5'}}$$

CIĄG JEDNOSTKOWY SILNIKA:

$$k_j = K / \dot{m} = \left[(1 + \tau_{pal}) c_{5H} + \mu c_{5'H} - (1 + \mu) V \right] / (1 + \mu)$$

ZUŻYCIE PALIWA:

$$\dot{Q}_{dop} = \dot{m}_{pal} \xi_{KS} W_u = c_p (\dot{m}_3 T_3^* - \dot{m}_2 T_2^*) \quad \tau_{pal} = \dot{m}_{pal} / \dot{m}_1 = c_p (T_3^* - T_2^*) / (\xi_{KS} W_u - c_p T_3^*)$$

JEDNOSTKOWE ZUŻYCIE PALIWA:

$$c_j = \dot{m}_{pal} / K = \tau_{pal} / \left[(1 + \mu) k_j \right] = \tau_{pal} / \left[(1 + \tau_{pal}) c_{5H} + \mu c_{5'H} - (1 + \mu) V \right]$$

Sprawności silnika dwuprzepływowego

PRACA OBIEGU:

$$l_{ob} = (1 + \tau_{pal}) \frac{c_{5H}^2}{2} + \mu \frac{c_{5'H}^2}{2} - (1 + \mu) \frac{V_H^2}{2}$$

Sprawność cieplna

$$\eta_c = \frac{L_{ob}}{Q_{dop}} = \left(\frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_1} \frac{c_{5H}^2}{2} + \frac{\dot{m}_{5'}}{\dot{m}_1} \frac{c_{5'H}^2}{2} - \frac{\dot{m}}{\dot{m}_1} \frac{V^2}{2} \right) / \left(\frac{\dot{m}_{pal}}{\dot{m}_1} W_u \right)$$

$$\eta_c = \frac{l_{ob}}{q_{dop}} = \left((1 + \tau_{pal}) \frac{c_{5H}^2}{2} + \mu \frac{c_{5'H}^2}{2} - (1 + \mu) \frac{V^2}{2} \right) / (\tau_{pal} W_u)$$

Sprawność napędowa

$$\eta_k = \frac{KV_H}{L_{ob}} = k_j V_H / \left[(1 + \mu) \left((1 + \tau_{pal}) \frac{c_{5H}^2}{2} + \mu \frac{c_{5'H}^2}{2} - (1 + \mu) \frac{V^2}{2} \right) \right]$$

Sprawność ogólna

$$\eta_o = \frac{KV_H}{Q_{dop}} = k_j V_H / \left[(1 + \mu) (\tau_{pal} W_u) \right]$$

Optymalizacja obiegu silnika dwuprzepływowego

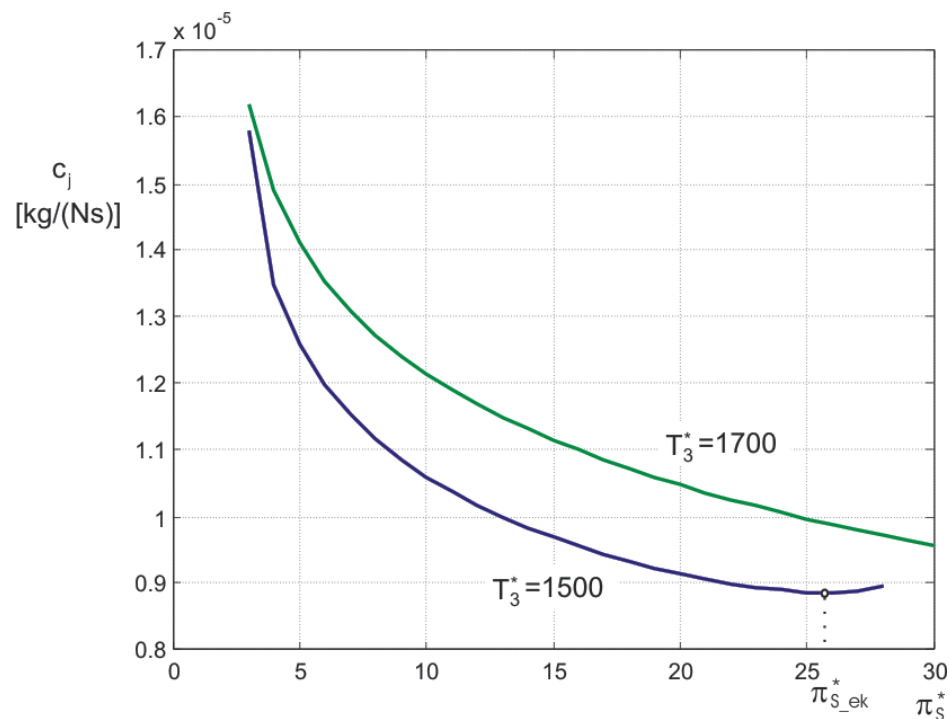
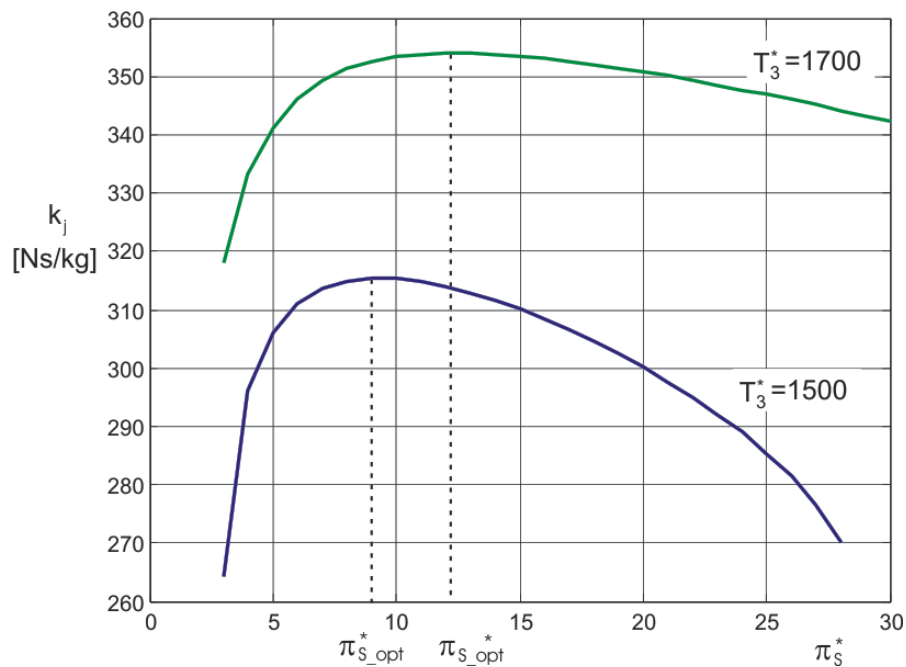
Ciąg jednostkowy i jednostkowe zużycie paliwa silnika dwuprzepływowego zależą od: stopnia dwuprzepływowości, sprężu poszczególnych zespołów sprężających oraz temperatury przed turbiną. O wyborze wartości tych parametrów może decydować konstruktor ze względu na charakter i przeznaczenie silnika.

$$k_j = f\left(\mu, \pi_w^*, \pi_{boost}^*, \pi_S^*, T_3^*\right)$$

$$c_j = f\left(\mu, \pi_w^*, \pi_{boost}^*, \pi_S^*, T_3^*\right)$$

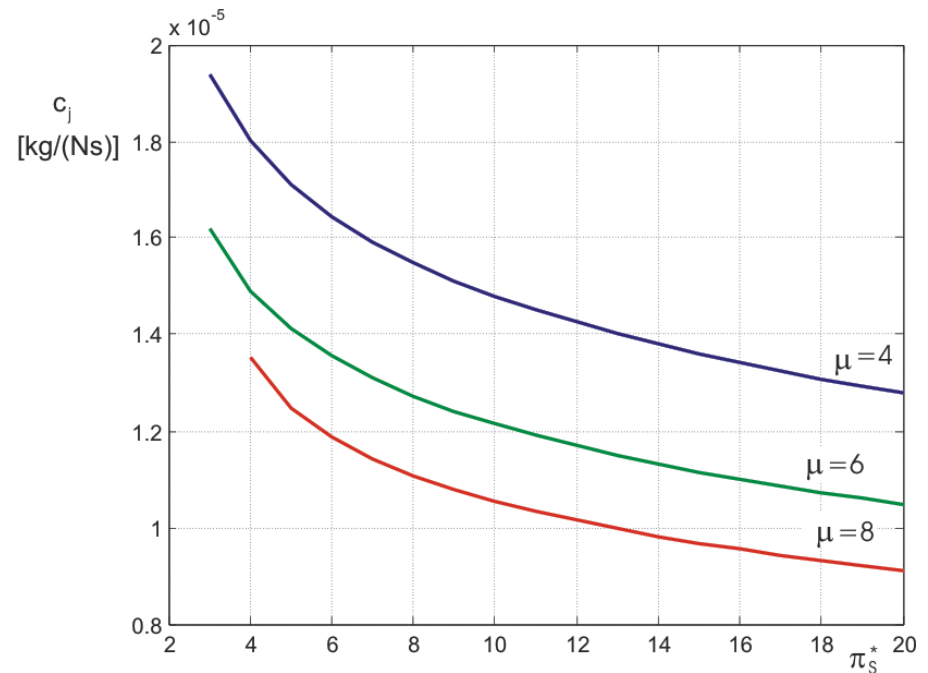
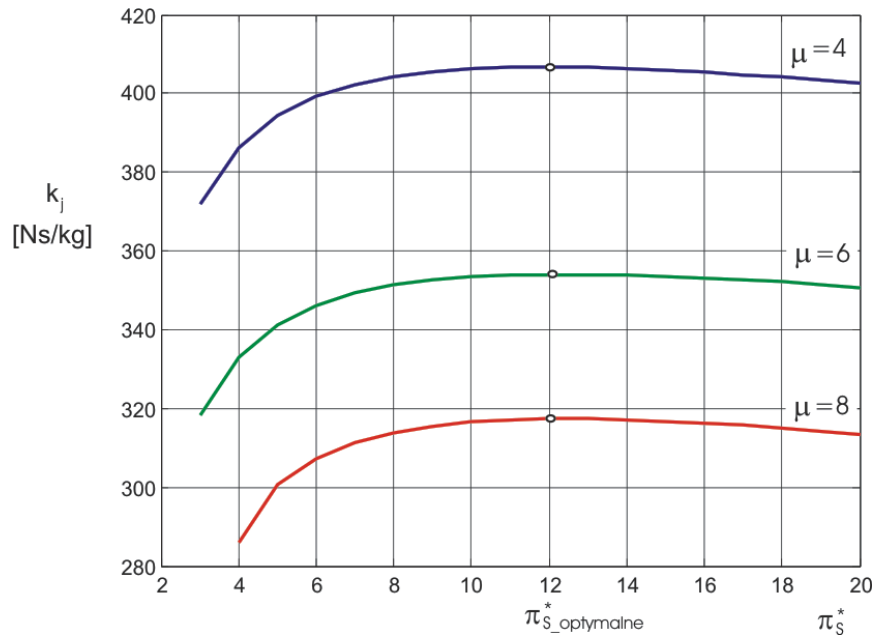
Zależność parametrów jednostkowych silnika od sprężu sprężarki i temperatury T_3

$$\mu = 6 \quad \pi_W^* = 1,7$$



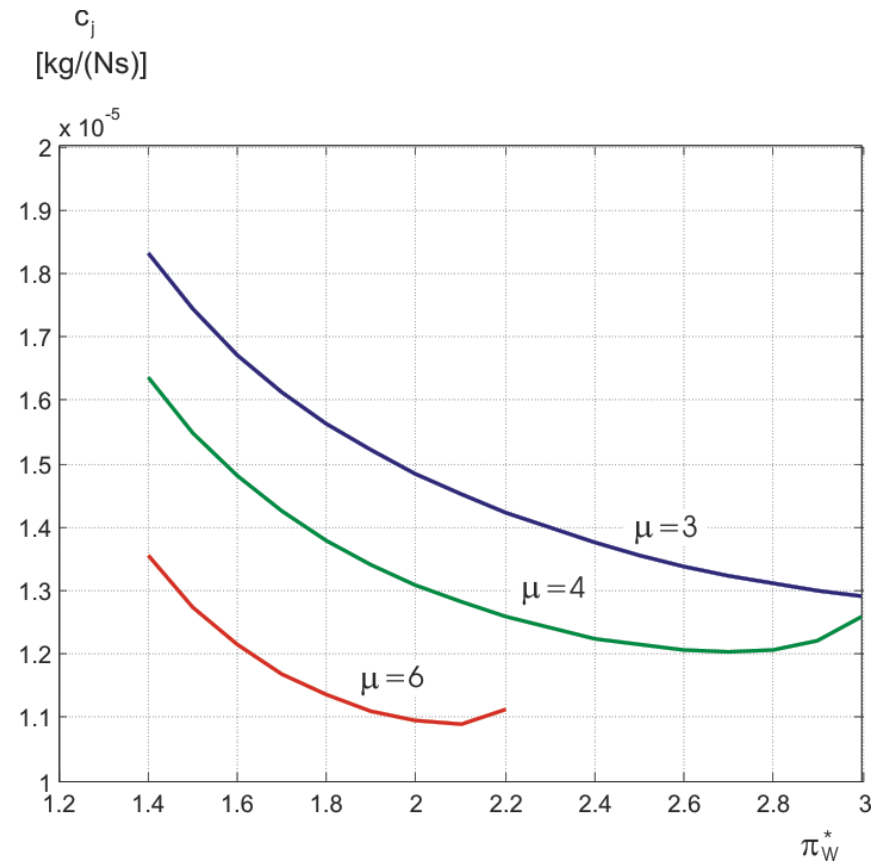
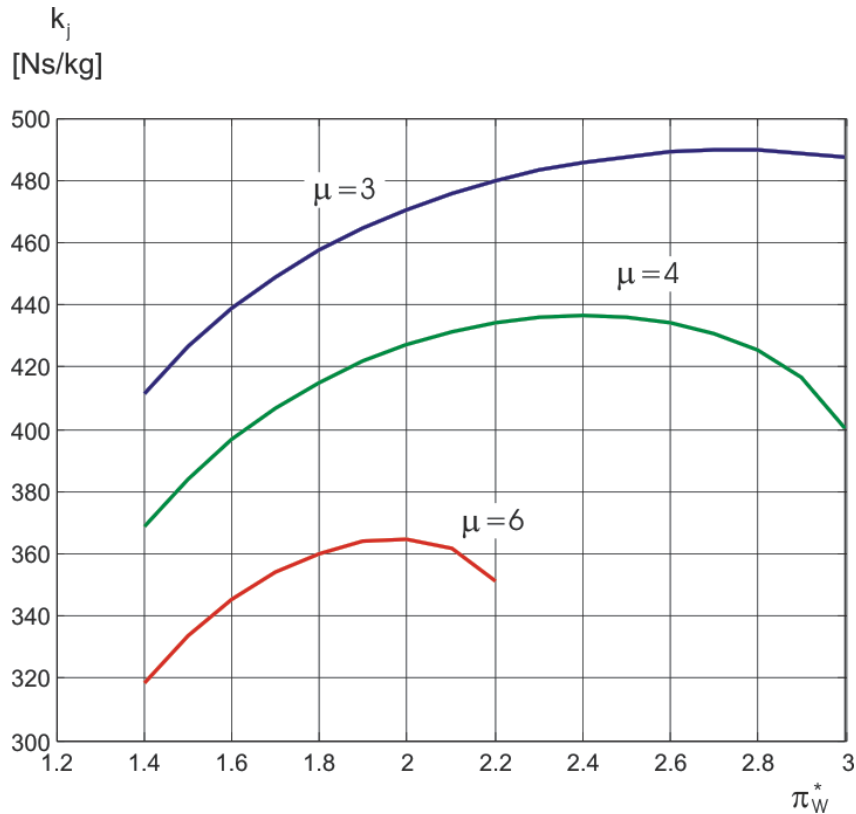
Zależność parametrów jednostkowych silnika od sprężu sprężarki i stopnia dwuprzepływowości

$$T_3^* = 1700 \quad \pi_{W}^* = 1,7$$



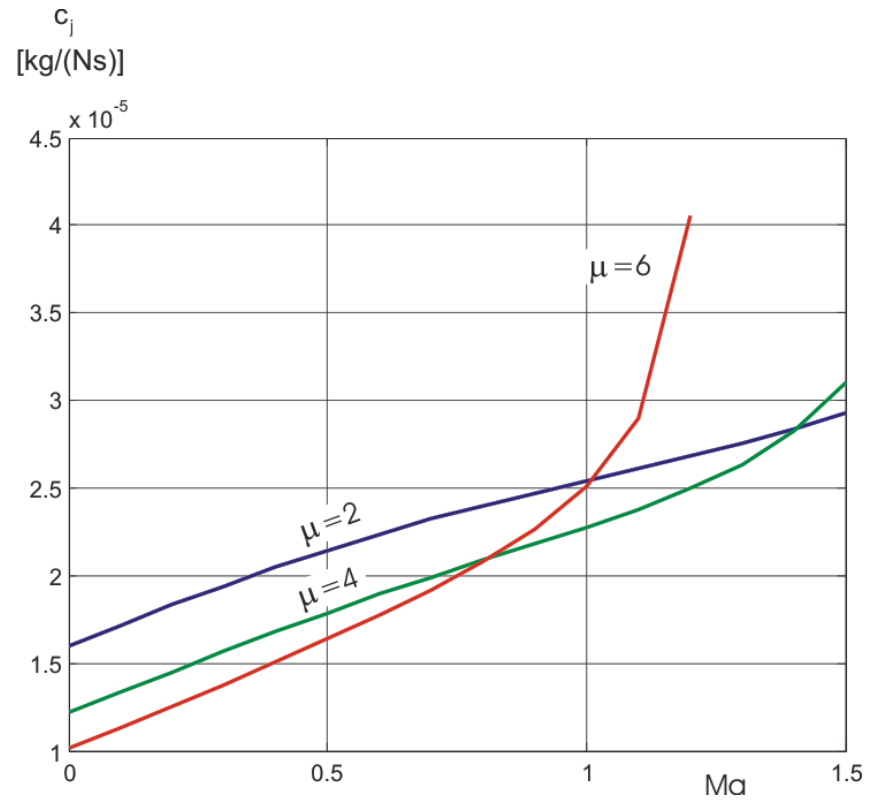
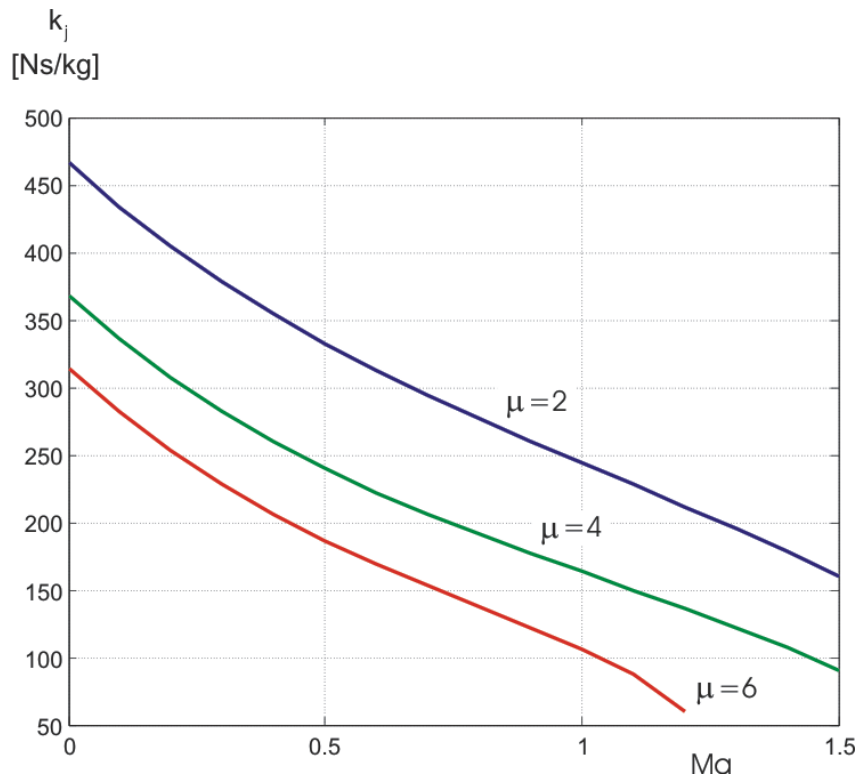
Zależność parametrów jednostkowych silnika od sprężu wentylatora i stopnia dwuprzepływowości

$$T_3^* = 1700 \quad \pi_S^* = 12$$



Zależność parametrów jednostkowych silnika od prędkości lotu i stopnia dwuprzepływowości

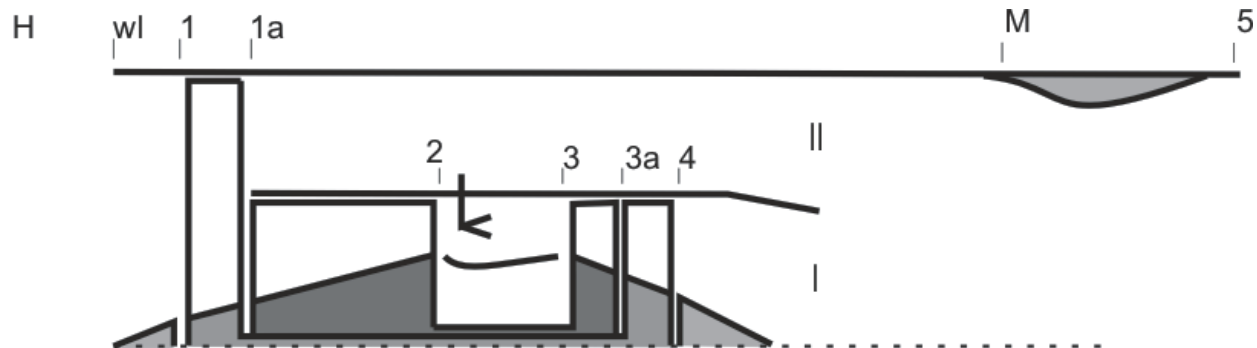
$$T_3^* = 1500 \quad \pi_W^* = 1,7 \quad \pi_S^* = 12$$



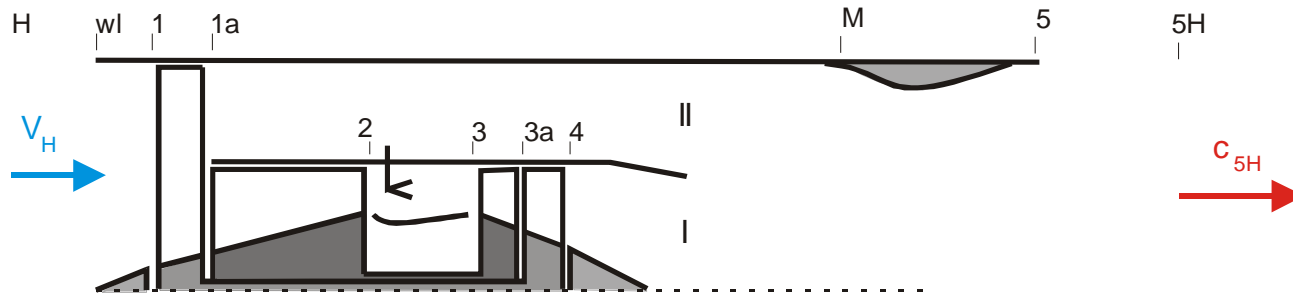
Silnik dwuprzepływowy z mieszalnikiem strumieni



F100 PW 229



Ciąg silnika z mieszalnikiem, parametry jednostkowe



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

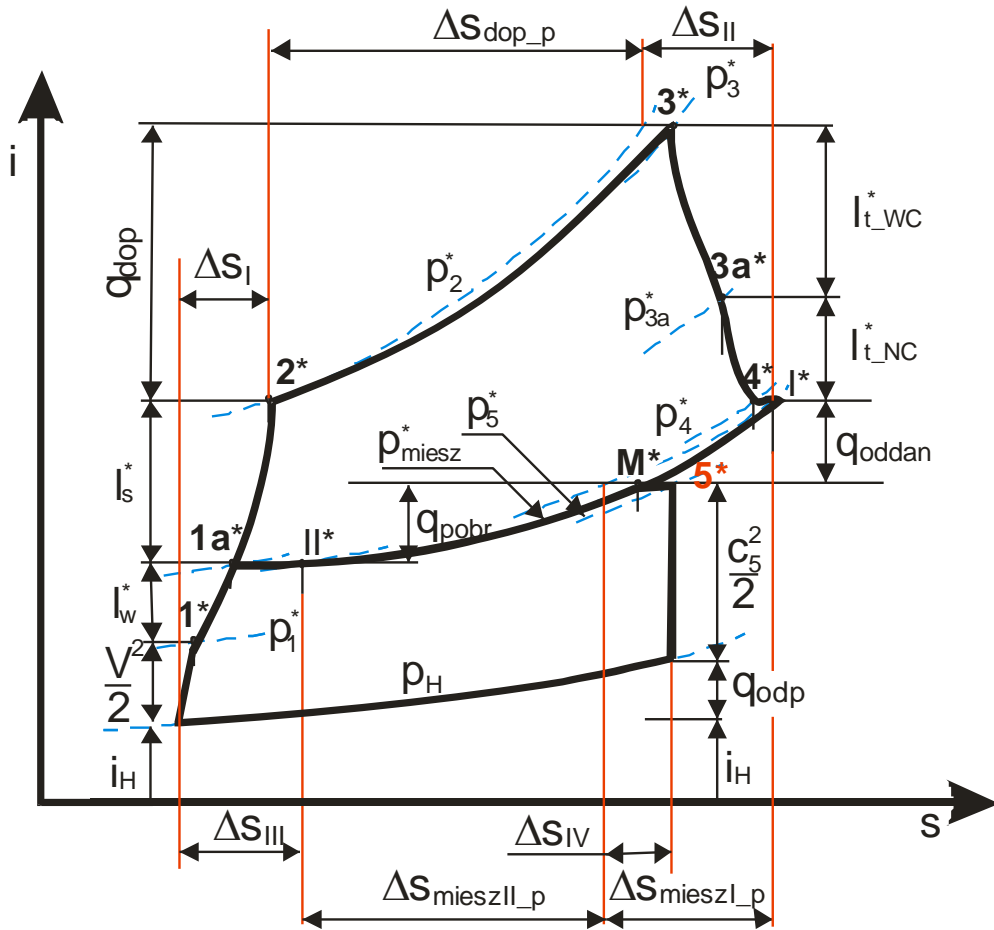
$$K = \dot{m}_I \left[(1 + \tau_{pal} + \mu) c_{5H} - (1 + \mu) V \right]$$

Ciąg jednostkowy silnika: $k_j = K / \dot{m} = \left[(1 + \tau_{pal} + \mu) c_{5H} - (1 + \mu) V \right] / (1 + \mu)$

Jednostkowe zużycie paliwa : $c_j = \dot{m}_{pal} / K = \frac{\tau_{pal}}{(1 + \mu) k_j}$

ponieważ: $\tau_{pal} = \dot{m}_{pal} / \dot{m}_I$

Wykres i-s silnika z mieszalnikiem



$$p_{mI}^* = p_{mII}^*$$

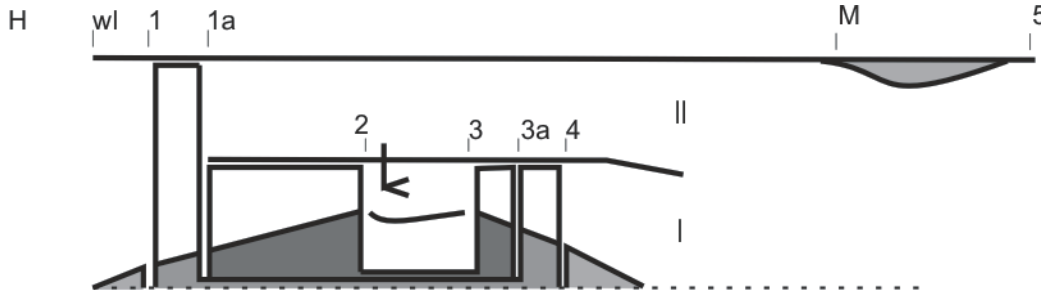
$$\pi_s^* = \pi_{TWC}^* \pi_{TNC}^* = \left(\frac{\eta_{TWC}}{\eta_{TWC} + \frac{T_{3a}^*}{T_3^*} - 1} \right)^{\frac{k'}{k'-1}} \left(\frac{\eta_{TNC}}{\eta_{TNC} + \frac{T_4^*}{T_{3a}^*} - 1} \right)^{\frac{k'}{k'-1}}$$

Gdzie:

$$T_{3a}^* = T_3^* - \frac{cp^* T_{1a}^* (1 - \pi_s^{*\frac{k-1}{k}})}{cp' \eta_s (1 + \tau_{pal}) \eta_{mWC}}$$

$$T_4^* = T_{3a}^* - \frac{cp^* T_1^* (1 + \mu) (1 - \pi_w^{*\frac{k-1}{k}})}{cp' \eta_s (1 + \tau_{pal}) \eta_{mNC}}$$

Mieszalnik strumieni

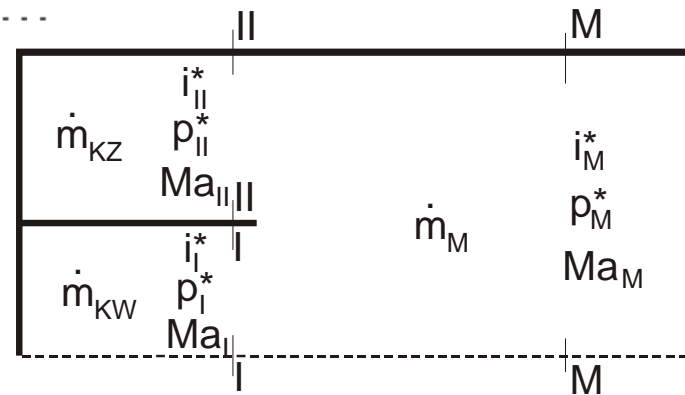


$$p_{II}^* = \sigma_{KZ} p_{1a}^*$$

$$p_I^* = \sigma_{KW} p_4^*$$

$$i_{II}^* = i_{1a}^* \Rightarrow T_{II}^* = T_{1a}^*$$

$$i_I^* = i_4^* \Rightarrow T_I^* = T_4^*$$



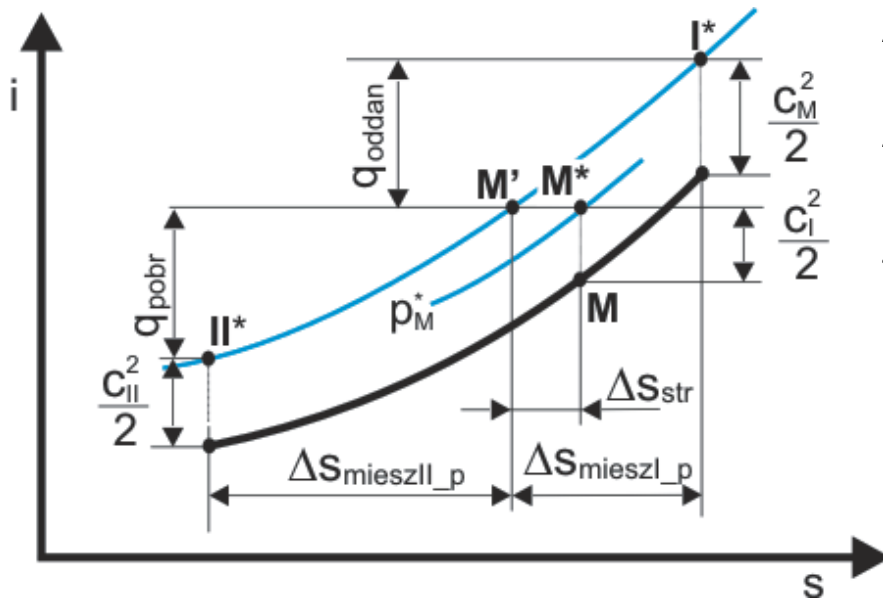
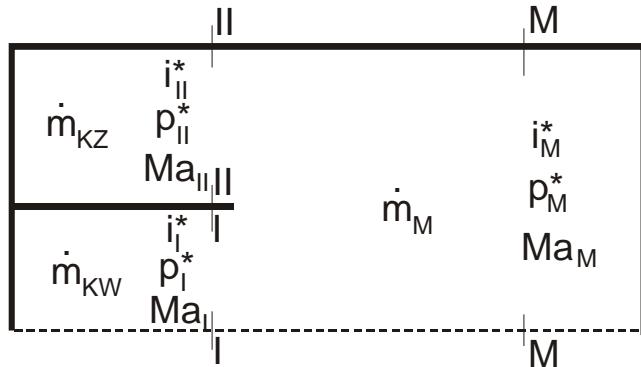
Po zmieszaniu strumieni:

Z bilansu masy: $\dot{m}_M = \dot{m}_{KW} + \dot{m}_{KZ} = \dot{m}_I (1 + \tau_{pal} + \mu)$

Z bilansu energii: $\dot{m}_M i_M^* = \dot{m}_{KW} i_I^* + \dot{m}_{KZ} i_{II}^* \Rightarrow T_M^* = \frac{\bar{c}_p (\dot{m}_{KW} T_4^* + \dot{m}_{KZ} T_{1a}^*)}{c_p \dot{m}_M}$

Z bilansu pędu: $p_I A_I + p_{II} A_{II} - p_M A_M - X_T = \dot{m}_M c_M - (\dot{m}_{KW} c_I + \dot{m}_{KZ} c_{II})$

Bilansowanie energii w mieszalniku



$$\dot{m}_{KZ} \cdot q_{pobrz} = \dot{m}_{KW} \cdot q_{oddan}$$

$$\dot{m}_{KZ} \cdot (i_M^* - i_{II}^*) = \dot{m}_{KW} \cdot (i_I^* - i_M^*)$$

$$\dot{m}_{KZ} \cdot c_{p_ogrz} (T_M^* - T_{II}^*) = \dot{m}_{KW} \cdot c_{p_chl} (T_I^* - T_M^*)$$

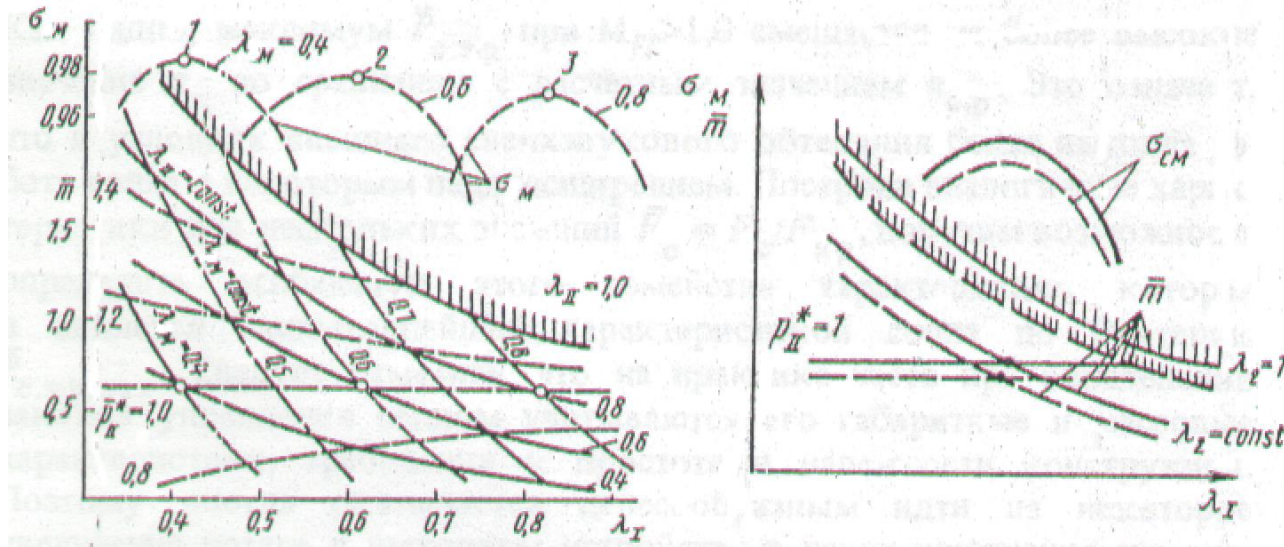
$$\dot{m}_{KZ} \cdot c_p (T_M^* - T_{II}^*) = \dot{m}_{KW} \cdot c'_p (T_I^* - T_M^*)$$

$$\mu \cdot c_p (T_M^* - T_{II}^*) = (1 + \tau_{pal}) \cdot c'_p (T_I^* - T_M^*)$$

Temperatura po zmieszaniu strumieni:

$$T_M^* = \frac{\mu \cdot c_p T_{II}^* + (1 + \tau_{pal}) \cdot c'_p \cdot T_I^*}{\mu \cdot c_p + (1 + \tau_{pal}) \cdot c'_p}$$

Charakterystyka mieszalnika



$$\bar{m}_M = \dot{m}_{KZ} / \dot{m}_{KW} \sqrt{T_{II}^* / T_I^*}$$

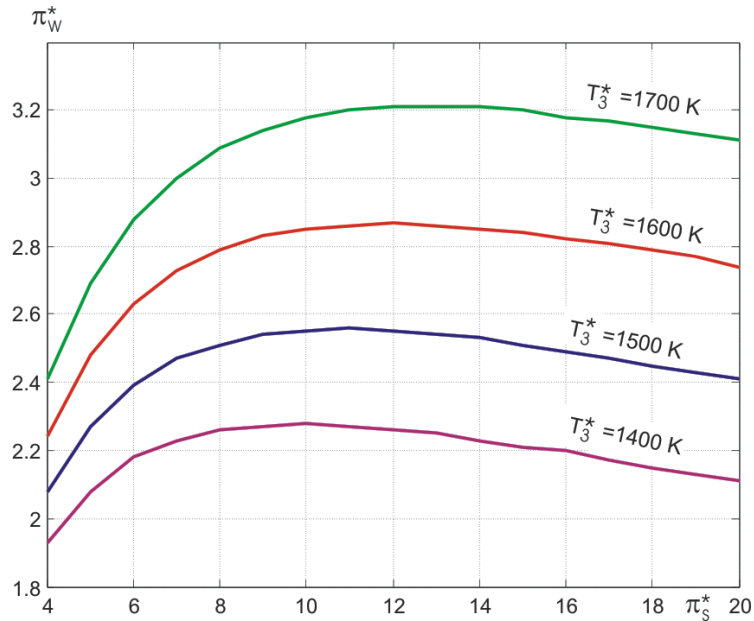
$$\sigma_M = p_M^* / p_{sr_wej}^*, \quad \text{gdzie:} \quad p_{sr_wej}^* = \frac{p_{KW}^* A_I + p_{KZ}^* A_{II}}{A_I + A_{II}}$$

$$\lambda = \frac{V}{a_{kr}} = Ma \sqrt{\frac{T}{T_{kr}}}$$

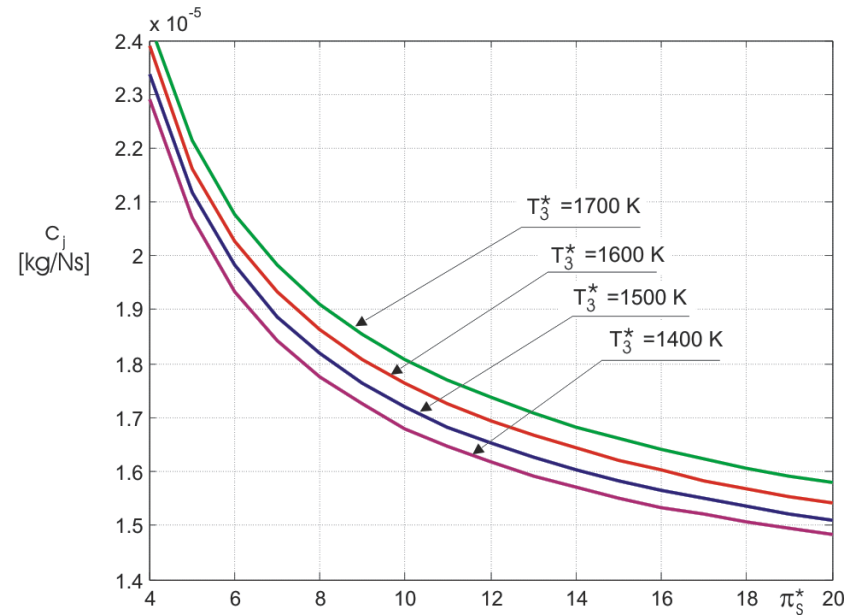
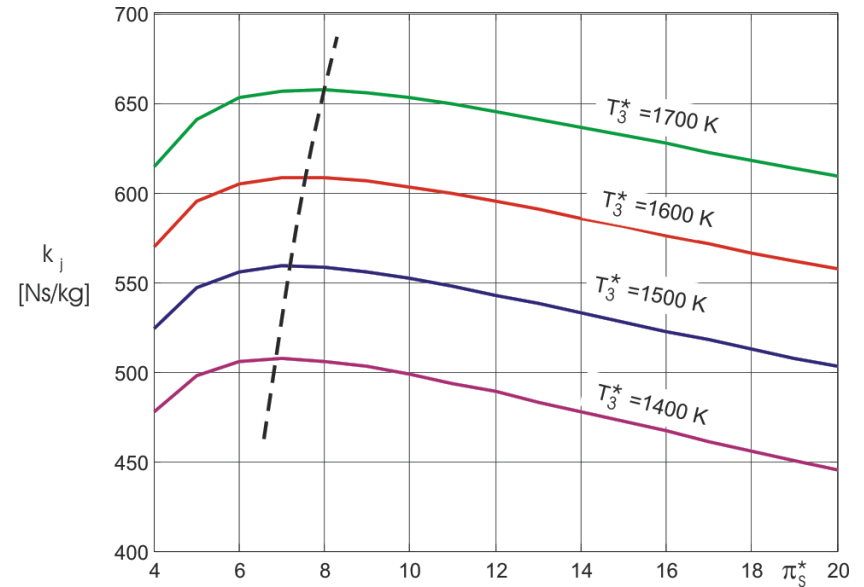
Najmniejsze straty w mieszalniku są wtedy, gdy ciśnienia całkowite i statyczne na wejściu do niego są równe, co powoduje, że równe są także prędkości wpływających strumieni.

Charakterystyki silnika dwuprzepływowego z mieszalnikiem

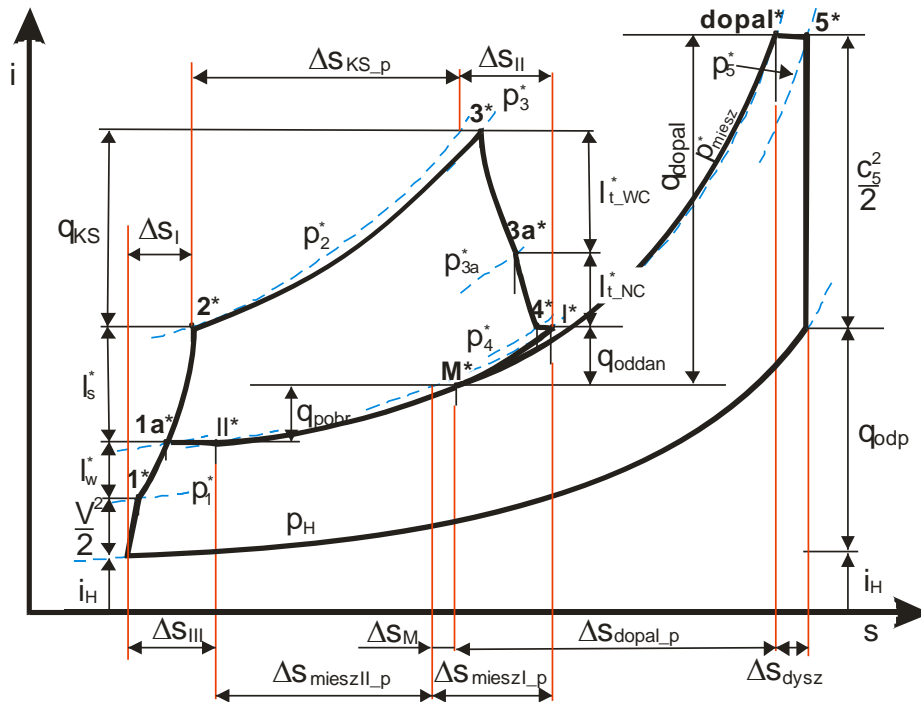
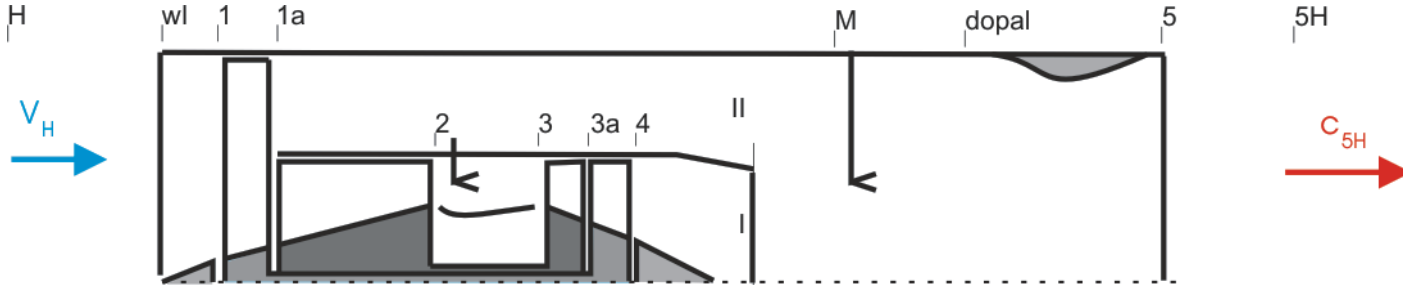
$$H = 0, Ma = 0, \mu = 1$$



Zależność sprężu wentylatora od sprężu sprężarki, dla zapewnienia równości ciśnień strumieni na wejściu do mieszalnika



Wykres i-s silnika z mieszalnikiem i włączonym dopalaczem



Bilans cieplny dla dopalacza

$$\dot{Q}_{dopla} = \dot{m}_{pal_dopal} * Wu * \eta_{dopal} = \bar{c}_p (\dot{m}_I + \dot{m}_{II} + \dot{m}_{pal_KS}) (T_{dopal}^* - T_M^*)$$

$$\tau_{pal_dopal} * Wu * \eta_{dopal} = \bar{c}_p (1 + \mu + \tau_{pal_KS}) (T_{dopal}^* - T_M^*)$$

Zmiana prędkości strumienia po włączeniu dopalacza

$$\frac{c_{5_Dopal}}{c_5} = \sqrt{\frac{T_{Dopal}^*}{T_M^*}}$$

Zmiana przekroju wylotowego dyszy po włączeniu dopalacza

$$\frac{A_{5_Dopal}}{A_5} = \sqrt{\frac{T_{Dopal}^*}{T_M^*}}$$

Dziękuję za uwagę