

Motores Térmicos

8° Semestre

4° ano

Problema 12.1

- ▶ Determinar a relação das massas que se consegue ao se introduzir um termo permutador num motor turbinado com as seguintes características:
 - ▶ Pressão de entrada no compressor 100 [kPa]
 - ▶ Ganho de Pressão no turbo 65 [kPa]
 - ▶ Perda de Pressão no Termopermutador 8 [kPa]
 - ▶ Coeficiente politrópico da mistura $k=1,41$
 - ▶ Temperatura de entrada do ar no compressor 25 [°C]
 - ▶ Temperatura de entrada do fluido de refrigeração no termopermutador 50 [°C]
 - ▶ Rendimento do compressor 75%
 - ▶ Eficiência do Termopermutador 65%

Problema 12.1 (Resolução I)

Calcula-se a pressão total a saída do turbocompressor:

$$P_{turb} = P_{ent} + P_{said} + P_{term}$$

$$P_{turb} = 100 + 65 + 8 = 173 \text{ kPa}$$

Calcula-se a temperatura à saída do turbocompressor:

$$T_{said} = T_{ent} \cdot \left(\frac{P_{tub}}{P_{ent}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{said} = 298,1 \cdot \left(\frac{173}{100} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 349,7 \text{ K}$$

Problema 12.1 (Resolução II)

- ▶ A temperatura real no fim da compressão é dada por:

$$\eta_{comp} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2real} - T_1}$$

$$T_{2real} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{comp}}$$

$$T_{2real} = 298,1 + \frac{349,7 - 298,1}{0,75} = 366,8 \text{ K}$$

A relação das massas específicas à entrada e a saída do compressor determinam-se de :

$$R_{ell} = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{P_{turb} \cdot T_{ent}}{T_{2real} \cdot P_{ent}} = \frac{173 \cdot 298,1}{366,8 \cdot 100} = 1,406$$

Problema 12.1 (Resolução III)

- ▶ A temperatura de saída do ar do termopermutador determina-se de:

$$\varepsilon_t = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_4}$$

$$T_3 = T_{2r} - \varepsilon_t \cdot (T_{2r} - T_4)$$

$$T_3 = 378,5 - 0,65 \cdot (378,5 - 318,2) = 331,4 \text{ K}$$

- ▶ Onde:
- ▶ T_{2r} – é a temperatura real de saída do ar do compressor;
- ▶ T_3 – a temperatura de saída do ar do termopermutador
- ▶ T_4 – a temperatura de entrada do fluido refrigerante no termopermutador

Problema 12.1 (Resolução IV)

A pressão de saída do termopermutador P_{term} determina-se de:

$$P_3 = P_1 + P_{\text{said}} \quad \text{ou} \quad P_3 = P_2 - P_{\text{term}}$$

A relação das massas específicas à entrada e a saída do termopermutador determinam-se de :

$$R_{\text{el2}} = \frac{\rho_{2\text{term}}}{\rho_2} = \frac{P_3 \cdot T_2}{P_2 \cdot T_3} \quad R_{\text{el2}} = \frac{170 \cdot 359,7}{180 \cdot 331,4} = 1,124$$

Problema 12.2

Escolher um turbocompressor para um motor que funciona a uma pressão ambiente de 100 [kPa], a pressão que o turbo produz é de 65 [kPa], as perdas de pressão no termopermutador são de 10 [kPa], a temperatura ambiente de 30°C, o coeficiente politrópico da mistura de 1,41, a temperatura de entrada do ar de refrigeração no termopermutador de 50 [°C], o rendimento do compressor de 65%, a eficiência do termopermutador de 70%, o rendimento volumétrico do motor de 89%, o diâmetro dos cilindros de 60 [mm], o curso do êmbolo de 80 [mm], o motor tem 4 cilindros e a cambota gira a 5000 [RPM], o número máximo de rotações do turbocompressor é de 150000 [RPM], a massa específica do ar a 30°C é de $\rho_{ar} = 1,165$ [kg/m³].

Problema 12.2 (Resolução I)

Calcula-se a pressão total a saída do turbocompressor:

$$P_2 = P_{ent} + P_{said} + P_{term}$$

$$P_2 = 100 + 65 + 10 = 175 \text{ kPa}$$

Calcula-se a temperatura à saída do turbocompressor:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_2 = 303,2 \cdot \left(\frac{175}{100} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 356,7 \text{ K}$$

Problema 12.2 (Resolução II)

- ▶ A temperatura real no fim da compressão é dada por:

$$\eta_{comp} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2real} - T_1}$$

$$T_{2real} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{comp}}$$

$$T_{2real} = 303,2 + \frac{356,7 - 303,2}{0,65} = 385,6 \text{ K}$$

Problema 12.2 (Resolução III)

- ▶ A temperatura de saída do ar do termopermutador determina-se de

$$\varepsilon_t = \frac{T_{2r} - T_3}{T_{2r} - T_4}$$

$$T_3 = T_{2r} - \varepsilon_t \cdot (T_{2r} - T_4)$$

$$T_3 = 385,6 - 0,7 \cdot (385,6 - 323,2) = 341,9 \text{ K}$$

- ▶ Onde:
- ▶ T_2 – é a temperatura de saída do ar do compressor;
- ▶ T_3 – a temperatura de saída do ar do termopermutador
- ▶ T_4 – a temperatura de entrada do fluido refrigerante do termopermutador

Problema 12.2 (Resolução IV)

O volume deslocado é dado por:

$$V_d = \pi \frac{D^2}{4} S \cdot Z = \pi \cdot \frac{(0,06)^2}{4} \cdot 0,08 \cdot 4 = 0,00905 \text{ m}^3$$

A relação das massas específicas à entrada e a saída do termopermutador determinam-se de :

$$R_{el} = \frac{\rho_{2term}}{\rho_1} = \frac{P_3 \cdot T_{2r}}{T_3 \cdot P_2} = \frac{165 \cdot 385,6}{341,9 \cdot 175} = 1,125$$

O fluxo mássico de ar é dado por:

$$\dot{m}_a = \frac{R_{el} \rho_a V_d N \eta_v}{2} = \frac{1,125 \cdot 1,165 \cdot 904,8 \cdot 10^{-3} \cdot 5000 \cdot 0,89}{2 \cdot 60} = 0,0491 \text{ kg/s}$$

Problema 12.2 (Resolução V)

Calcula-se a razão de pressões entre a entrada e a saída do compressor pela expressão:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{100 + 65 + 10}{100} = 1,75$$

Onde:

P_2 – Pressão de saída do Compressor

P_1 – Pressão de entrada no Compressor

P_{said} – Pressão de ganho no Compressor

P_{term} – Pressão das perdas no *intercooler* = 10 kPascal

Problema 12.2 (Resolução VI)

A massa real de ar que sai do compressor calcula-se pela expressão

$$\dot{m}_{real} = \dot{m}_a \cdot \frac{P_1}{P_{nor}} \cdot \sqrt{\frac{T_1}{T_{nor}}}$$

$$\dot{m}_{real} = 0,0494 \cdot \frac{175}{98,12} \cdot \sqrt{\frac{303,2}{302,55}} = 0,0504 \text{ kg/s} = 6,667 \text{ lb/min}$$

Onde:

P_{ent} – Pressão de entrada

P_{nor} – Pressão de norma (736,3-9,65 mmHg)

T_{ent} – Temperatura de entrada

T_{nor} – Temperatura de norma (29,4°C)

m_a – massa do ar (mistura)

Problema 12.2 (Resolução VII)

Calcula-se o número real de rotações do compressor pela expressão

$$N_{real} = \frac{N}{\sqrt{\frac{T_{ent}}{T_{nor}}}}$$

$$N_{real} = \frac{150000}{\sqrt{\frac{303,2}{302,6}}} = 141109 \text{ [RPM]}$$

Onde:

N – Número de rotações do turbo

T_{ent} – Temperatura de entrada

T_{nor} – Temperatura de norma

Problema 12.3

Para um motor quadrado que funciona segundo o ciclo Otto a quatro tempos, com um hidrocarboneto líquido com a seguinte composição dada em massa seca: Carbono 65%, Hidrogénio 23%, Nitrogénio 4%, Enxofre 8 % e Humidade 7%, e com as seguintes características restantes:

Pressão de entrada do turbocompressor 100 [kPa]

Ganho de pressão no turbocompressor 85 [kPa]

Perda de Pressão no termopermutador 10 [kPa]

Coeficiente politrópico da mistura $k=1,41$

Temperatura de entrada do ar no turbocompressor 30 [°C]

Temperatura de saída do fluido de refrigeração do termopermutador 50 [°C]

Rendimento do compressor 75%

Eficiência do termopermutador 75%

Rendimento volumétrico do motor 85%

Motor quadrado com o diâmetro dos cilindros 60 [mm]

Problema 12.3 (II)

- ▶ Número de cilindros $n_c=8$
- ▶ Número de rotações da cambota do motor 5000 [RPM]
- ▶ Massa específica do ar $\rho=1,31$ [kg/m³]
- ▶ Rendimento térmico do motor 65%

Calcular a potência do motor com turbocompressor e antes de se aplicar o turbocompressor.

Fazer a escolha do turbocompressor e calcular a potência do motor com e sem turbocompressor e apresentar o ganho percentual da potência, sabendo ainda que o número máximo de rotações do turbocompressor é de 120000 [RPM].

Problema 12.3 (Resolução)

► 1. Cálculo da massa de Trabalho do combustível

$$C_t = C \cdot \frac{100 [\%] - W}{100 [\%]}$$

$$C_t = 65 \cdot \frac{100 [\%] - 7}{100 [\%]} = 60,45 [\%]$$

$$O_2^t = O_2 \cdot \frac{100 [\%] - W}{100 [\%]}$$

$$O_2^t = 0 \cdot \frac{100 [\%] - 7}{100 [\%]} = 0\%$$

$$H' = H \cdot \frac{100 [\%] - W}{100 [\%]}$$

$$H' = 23 \cdot \frac{100 [\%] - 7}{100 [\%]} = 21,39 [\%]$$

$$S^t = S \cdot \frac{100 [\%] - W}{100 [\%]}$$

$$S^t = 8 \cdot \frac{100 [\%] - 7}{100 [\%]} = 7,44 [\%]$$

Problema 12.3 (Resolução I)

► 1. Cálculo da massa de Trabalho do combustível (II)

$$O_2^t = O_2 \cdot \frac{100 [\%] - W}{100 [\%]}$$

$$O_2^t = 0 \cdot \frac{100 [\%] - 7}{100 [\%]} = 0\%$$

$$A^t = A \cdot \frac{100 [\%] - W}{100 [\%]}$$

$$A^t = 0 \cdot \frac{100 [\%] - 7}{100 [\%]} = 0 [\%]$$

$$S^t = S \cdot \frac{100 [\%] - W}{100 [\%]}$$

$$S^t = 8 \cdot \frac{100 [\%] - 7}{100 [\%]} = 7,44 [\%]$$

$$W^t = W = 7 [\%]$$

Problema 12.3 (Resolução II)

▶ 1. Cálculo da massa de Trabalho do combustível (III)

$$Soma' = C' + H' + N_2^t + O_2^t + S' + A' + W'$$

$$Soma' = 60,45\% + 21,39\% + 3,72\% + 0\% + 7,44\% + 0\% + 7\% = 100\%$$

2. Cálculo do poder calorífico inferior Q_i

Nesta etapa calcula-se o poder calorífico inferior do combustível, que representa a quantidade de energia libertada por unidade de massa durante a combustão.

$$Q_i = 4,187 \left[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \%) \right] \cdot \left(81 \cdot C' + 300 \cdot H' - 26 \cdot (O_2^t - S') - 6 \cdot (W' + 9 \cdot H') \right)$$

$$Q_i = 4,187 \left[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \%) \right] \cdot \left(81 \cdot 60,45 [\%] + 300 \cdot 21,39 [\%] - 26 \cdot (0 - 7,44 [\%]) - 6 \cdot (7 [\%] + 9 \cdot 21,39 [\%]) \right)$$

$$Q_i = 43167 \text{ [kJ/kg]}$$

Problema 12.3 (Resolução III)

- ▶ **3. Volume de ar necessário V_{ar}**
- ▶ Calcula-se o volume teórico de ar necessário para a combustão completa de 1 kg de combustível.

$$V_{ar} = 0,0889 \left[\text{m}^3 / (\text{kg} \cdot \%) \right] \cdot (C' + 0,375 \cdot S') + 0,269 \left[\text{m}^3 / (\text{kg} \cdot \%) \right] \cdot H' - 0,0336 \left[\text{m}^3 / (\text{kg} \cdot \%) \right] \cdot O_2'$$

$$V_{ar} = 0,0889 \left[\text{m}^3 / (\text{kg} \cdot \%) \right] \cdot (60,45 [\%] + 0,375 \cdot 7,44 [\%]) + 0,269 \left[\text{m}^3 / (\text{kg} \cdot \%) \right] \cdot 21,39 [\%] - 0,0336 \left[\text{m}^3 / (\text{kg} \cdot \%) \right] \cdot 0$$

$$V_{ar} = 11,38 [\text{m}^3 / \text{kg}]$$

- ▶ **4. Relação ar/combustível RAC_s**
- ▶ Aqui converte-se o volume de ar em massa de ar, usando a densidade.

$$RAC_s = V_{ar} \cdot \rho_{ar}$$

$$RAC_s = 11,38 [\text{m}^3 / \text{kg}] \cdot 1,31 [\text{kg} / \text{m}^3]$$

$$RAC_s = 14,9$$

Problema 12.3 (Resolução IV)

- ▶ **5. Pressões no sistema (compressor e após intercooler)**
- ▶ Nesta fase determina-se a evolução da pressão ao longo do sistema:
- ▶ P_2 : pressão após o compressor (inclui perdas no termopermutador)
- ▶ P_3 : pressão após o intercooler (tendo em conta as perdas no sistema de arrefecimento)
- ▶ **Pressão após compressor:**

$$P_2 = P_1 + P_{said} + P_{term}$$

$$P_2 = 100 \text{ [kPa]} + 85 \text{ [kPa]} + 10 \text{ [kPa]}$$

$$P_2 = 195 \text{ [kPa]}$$

Problema 12.3 (Resolução V)

► **Pressão após intercooler:**

$$P_3 = P_1 + P_{said}$$

$$P_3 = 100 \text{ [kPa]} + 85 \text{ [kPa]}$$

$$P_3 = 185 \text{ [kPa]}$$

Interpretação:

- O compressor eleva significativamente a pressão do ar
- Existe uma perda de 10 kPa no intercooler
- O sistema apresenta sobrealimentação efectiva

Problema 12.3 (Resolução VI)

▶ **6. Temperatura após compressão (ideal)**

- ▶ Aqui calcula-se a temperatura do ar após compressão assumindo processo politrópico.

$$T_2 = T_1 \cdot (P_2 / P_1)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_2 = 303,2 \text{ [K]} \cdot (195 \text{ [kPa]} / 100 \text{ [kPa]})^{\frac{1,41-1}{1,41}}$$

$$T_2 = 368,1 \text{ [K]}$$

7. Temperatura real após compressão

Agora corrige-se a temperatura ideal considerando o rendimento do compressor.

- Compressão real é menos eficiente → maior temperatura final.

Problema 12.3 (Resolução VII)



$$\eta_{comp} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{2r}} \rightarrow T_{2r} = T_1 \frac{T_1 - T_2}{\eta_{comp}}$$

$$T_{2r} = 303,2 \text{ [K]} \frac{303,2 \text{ [K]} - 368,1 \text{ [K]}}{0,75}$$

$$T_{2r} = 389,8 \text{ [K]}$$

Interpretação:

- A temperatura real é maior que a ideal
- O compressor introduz perdas térmica

Problema 12.3 (Resolução VIII)

▶ **8. Temperatura após intercooler**

- ▶ O intercooler reduz a temperatura do ar comprimido, aumentando a densidade.
- ▶ Isto melhora directamente a massa de ar admitida no motor.

$$\varepsilon_{\text{termo}} = \frac{T_{2r} - T_3}{T_{2r} - T_4} \rightarrow T_3 = T_{2r} \cdot \varepsilon_{\text{termo}} \cdot (T_{2r} - T_4)$$

$$T_3 = 389,8 \text{ [K]} \cdot 0,75 \cdot (389,8 \text{ [K]} - 323,2 \text{ [K]})$$

$$T_3 = 339,8 \text{ [K]}$$

Problema 12.3 (Resolução IX)

▶ 9. Relação de densidades (antes do motor)

Estas relações (Rel_1 e Rel_2) representam o aumento da densidade do ar devido à compressão e arrefecimento.

São fundamentais para calcular o caudal mássico real.

▶ Primeira relação:

$$Rel_1 = \frac{P_2 \cdot T_1}{P_1 \cdot T_{2r}}$$

$$Rel_1 = \frac{195 \text{ [kPa]} \cdot 303,2 \text{ [K]}}{100 \text{ [kPa]} \cdot 389,8 \text{ [K]}}$$

$$Rel_1 = 1,517$$

Segunda relação:

$$Rel_2 = \frac{P_3 \cdot T_{2r}}{P_2 \cdot T_3}$$

$$Rel_2 = \frac{185 \text{ [kPa]} \cdot 389,8 \text{ [K]}}{195 \text{ [kPa]} \cdot 339,8 \text{ [K]}}$$

$$Rel_2 = 1,088$$

Problema 12.3 (Resolução X)

- ▶ **10. Volume deslocado do motor**
- ▶ Aqui calcula-se o volume total aspirado pelo motor (cilindrada total).
- ▶ Este volume determina directamente a quantidade de ar que o motor pode admitir por ciclo.

$$V_d = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot S_c \cdot n_C$$

$$V_d = \pi \cdot \frac{0,06 \text{ [m]}^2}{4} \cdot 0,06 \text{ [m]} \cdot 8$$

$$V_d = 0,001357 \text{ [m}^3 \text{]}$$

Problema 12.3 (Resolução XI)

11. Caudal mássico de ar teórico

Calcula-se o fluxo de ar admitido considerando:

- rendimento volumétrico
- efeito da compressão (Rel_1)

Este valor já inclui o efeito do turbocompressor.

$$\dot{m}_{ar} = Rel_1 \cdot \rho_{ar} \cdot V_d \cdot N / 2$$

$$\dot{m}_{ar} = 1,517 \cdot 1,31 [kg / m^3] \cdot 0,001357 [m^3] \cdot 83,33 [1/s] / 2$$

$$\dot{m}_{ar} = 0,1123 [kg/s]$$

Problema 12.3 (Resolução XII)

- ▶ **12. Caudal mássico real (condições corrigidas)**
- ▶ Aqui corrige-se o caudal para condições reais (pressão e temperatura ambiente).
- ▶ Importante para comparação com mapas de turbocompressor.

$$\dot{m}_{real} = \dot{m}_{ar} \cdot \left(\frac{P_2}{P_{norm} - P_{vap}} \right) \cdot \sqrt{T_1 / T_{norm}}$$

$$\dot{m}_{real} = 0,1123 \text{ [kg/s]} \cdot \left(\frac{195 \text{ [kPa]}}{97,81 \text{ [kPa]} - 1,287 \text{ [kPa]}} \right) \cdot \sqrt{303,2 \text{ [K]} / 302,6 \text{ [K]}}$$

$$\dot{m}_{real} = 0,2272 \text{ [kg/s]}$$

- ▶ Conversão:

$$\dot{m}_{real;Libras} = \dot{m}_{real} \cdot \left| 132,277356 \frac{\text{lb}_m/\text{min}}{\text{kg/s}} \right|$$

$$\dot{m}_{real;Libras} = 0,2272 \text{ [kg/s]} \cdot \left| 132,277356 \frac{\text{lb}_m/\text{min}}{\text{kg/s}} \right|$$

$$\dot{m}_{real;Libras} = 30,05 \text{ [lb}_m/\text{min]}$$

Problema 12.3 (Resolução XIII)

▶ 13. Velocidade real do turbocompressor

$$N_{real} = \frac{N_{turb}}{\sqrt{T_1 / T_{norm}}}$$

$$N_{real} = \frac{120000 \text{ [1/min]}}{\sqrt{303,2 \text{ [K]} / 302,6 \text{ [K]}}}$$

$$N_{real} = 119881 \text{ [1/min]}$$

▶ 14. Potência do motor sem turbocompressor

$$Pot_{s/turb} = \eta_t \cdot \eta_{vol} \cdot V_d \cdot \rho_{ar} \cdot N \cdot \frac{Q_i}{2 \cdot RAC_s}$$

$$Pot_{s/turb} = 0,65 \cdot 0,85 \cdot 0,001357 [m^3] \cdot 1,31 [kg / m^3] \cdot N = 83,33 \text{ [1/s]} \cdot \frac{43167 \text{ [kJ/kg]}}{2 \cdot 14,9}$$

$$Pot_{s/turb} = 118,6 \text{ [kW]}$$

Problema 12.3 (Resolução XIV)

▶ **15. Potência com turbocompressor**

$$Pot_{turb} = \eta_t \cdot Rel_2 \cdot \dot{m}_{ar} \cdot Q_i / RAC_s$$

$$Pot_{turb} = 0,65 \cdot 1,088 \cdot 0,1123 \text{ [kg/s]} \cdot 43167 \text{ [kJ/kg]} / 14,9$$

$$Pot_{turb} = 230,2 \text{ [kW]}$$

▶ **Interpretação:**

- ▶ Potência praticamente duplicou
- ▶ Turbo aumenta significativamente a carga do motor

Problema 12.3 (Resolução XV)

▶ 16. Ganho percentual

$$Ganho_{tur} = \frac{Pot_{turb} - Pot_{s/turb}}{Pot_{turb}} \cdot 100 \text{ [%]}$$

$$Ganho_{tur} = \frac{230,2 \text{ [kW]} - 118,6 \text{ [kW]}}{230,2 \text{ [kW]}} \cdot 100 \text{ [%]}$$

$$Ganho_{tur} = 48,5 \text{ [%]}$$

▶ **Interpretação:**

- ▶ O turbocompressor aumenta a potência em **48,5%**
- ▶ Resultado coerente com motores sobrealimentados
- ▶ Demonstra claramente o impacto do aumento de massa de ar

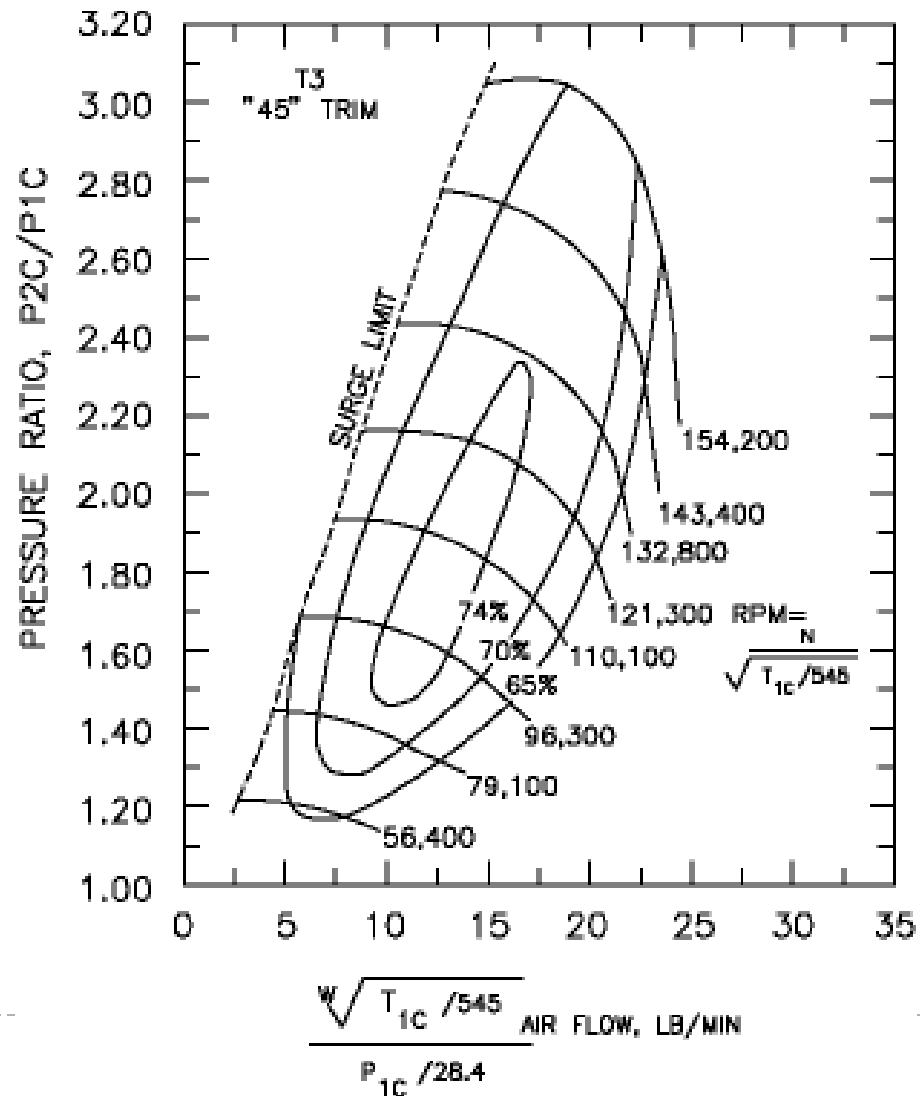
Problema 12.3 (Conclusão)

- ▶ O turbocompressor aumentou a potência do motor de **118,6 kW** para **230,2 kW**, correspondendo a um ganho de **48,5%**.
- ▶ Este aumento deve-se ao crescimento da densidade do ar (**Rel₁ = 1,517**) e do uso do intercooler aumentando a densidade do ar em em (**Rel₂ = 1,088**), permitindo maior admissão de ar nos cilindros e melhor combustão.
- ▶ O sistema opera a **119881 rpm**, dentro dos limites, confirmando a viabilidade da solução. Rel₂=1,088

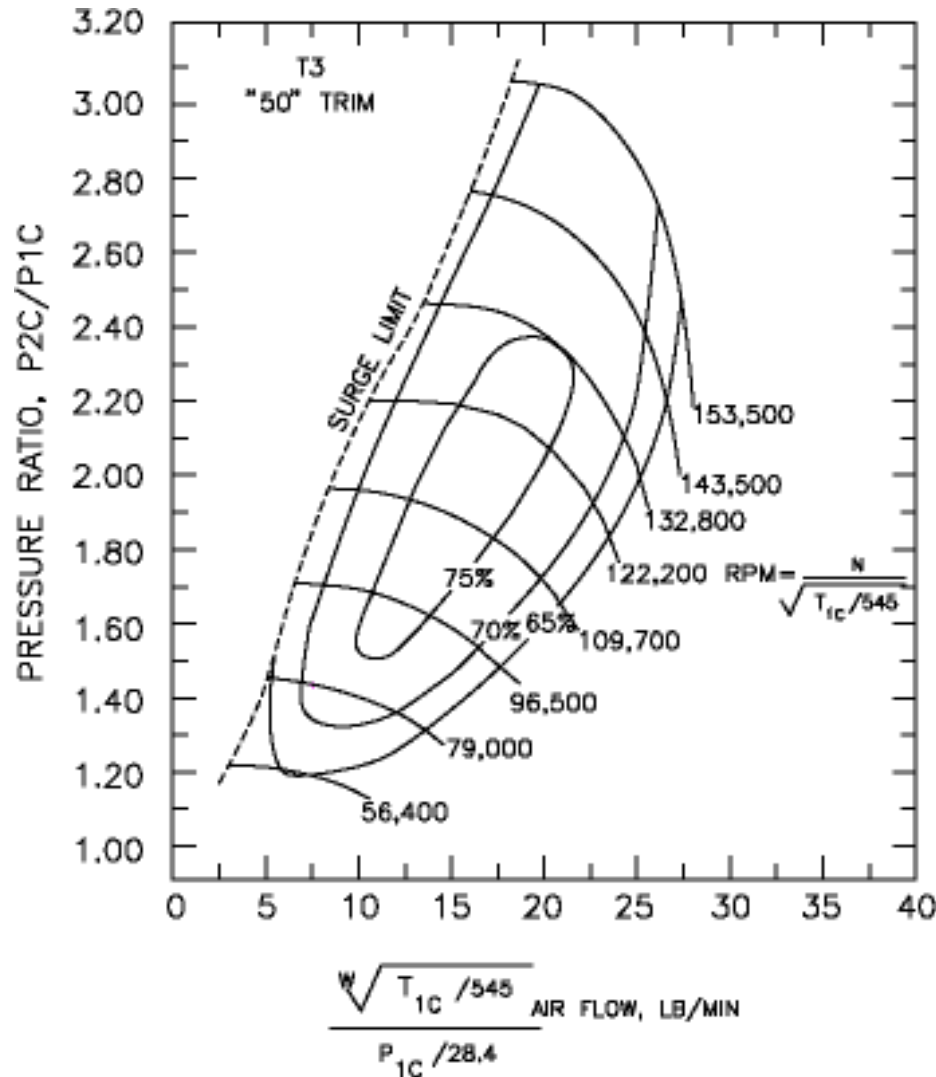
Turbo Garret Série T3



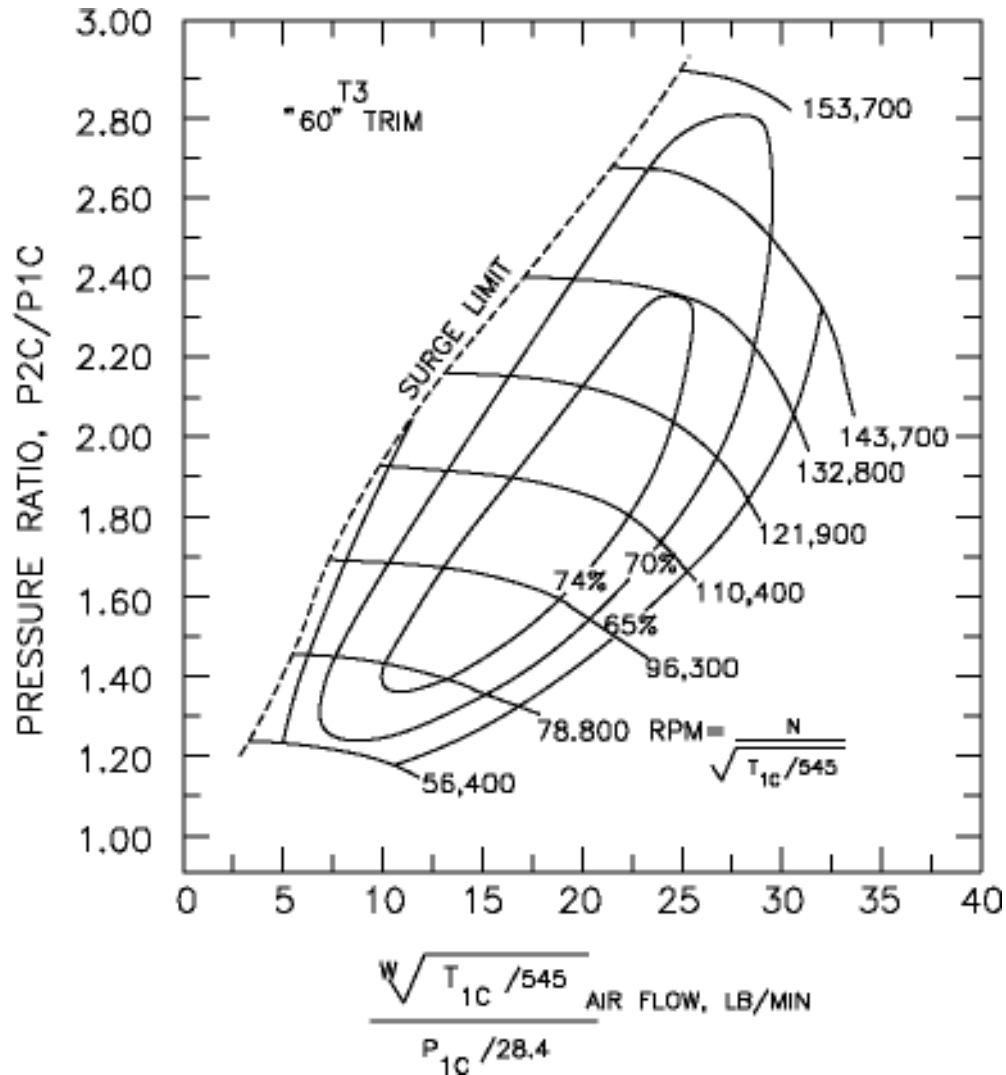
Garret T3-45



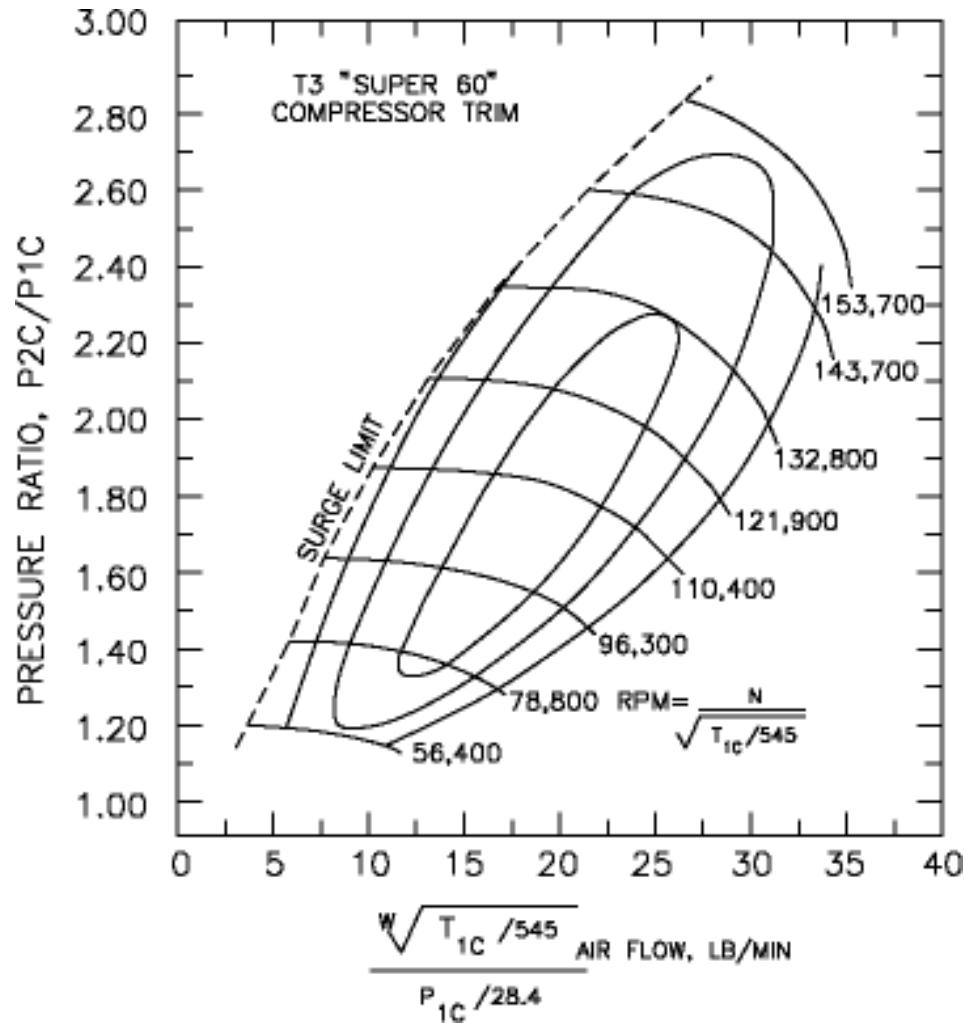
Garret T3-50



Garret T3-60

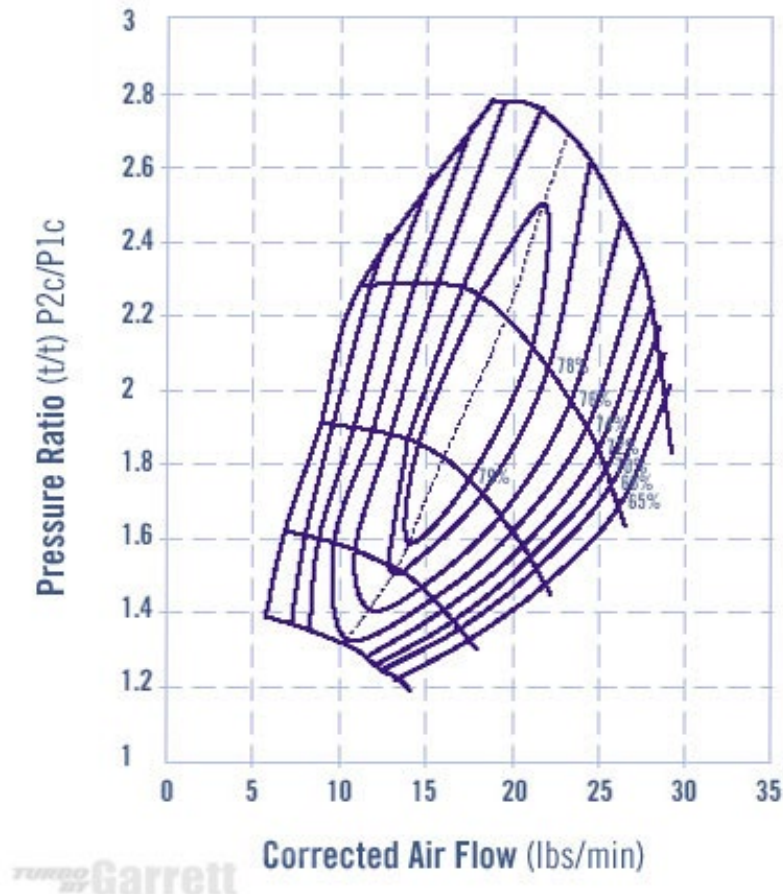


Garret T3-Super 60



Turbo Garret Série T

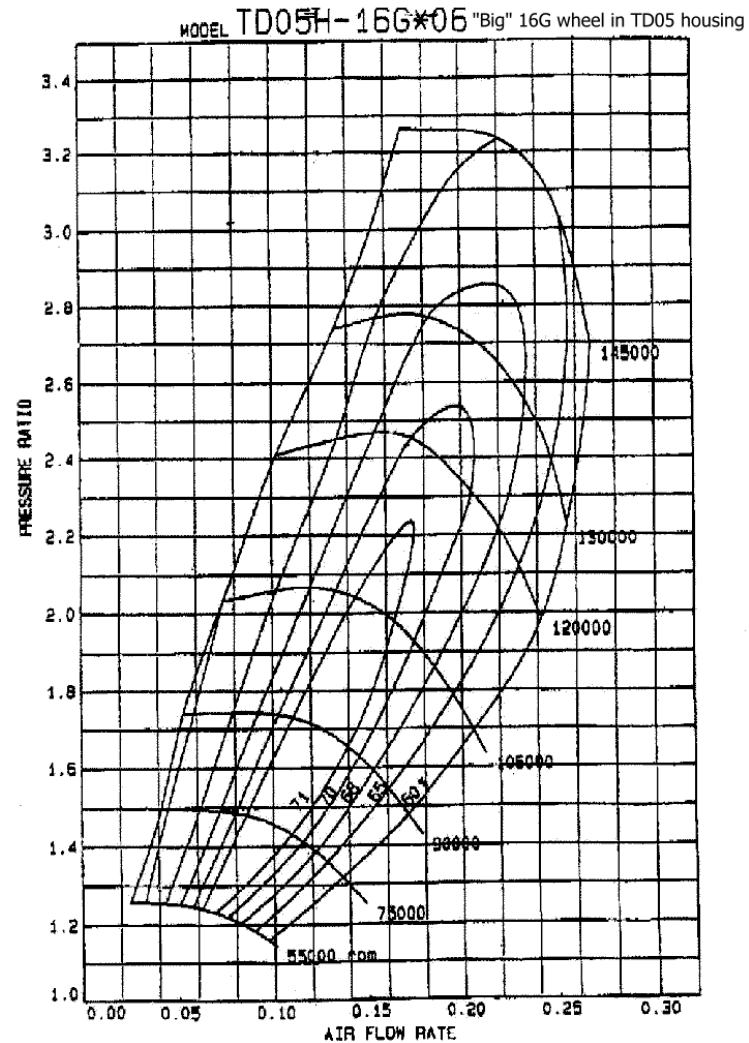
GT20 56mm, 55trim, 0.53 A/R



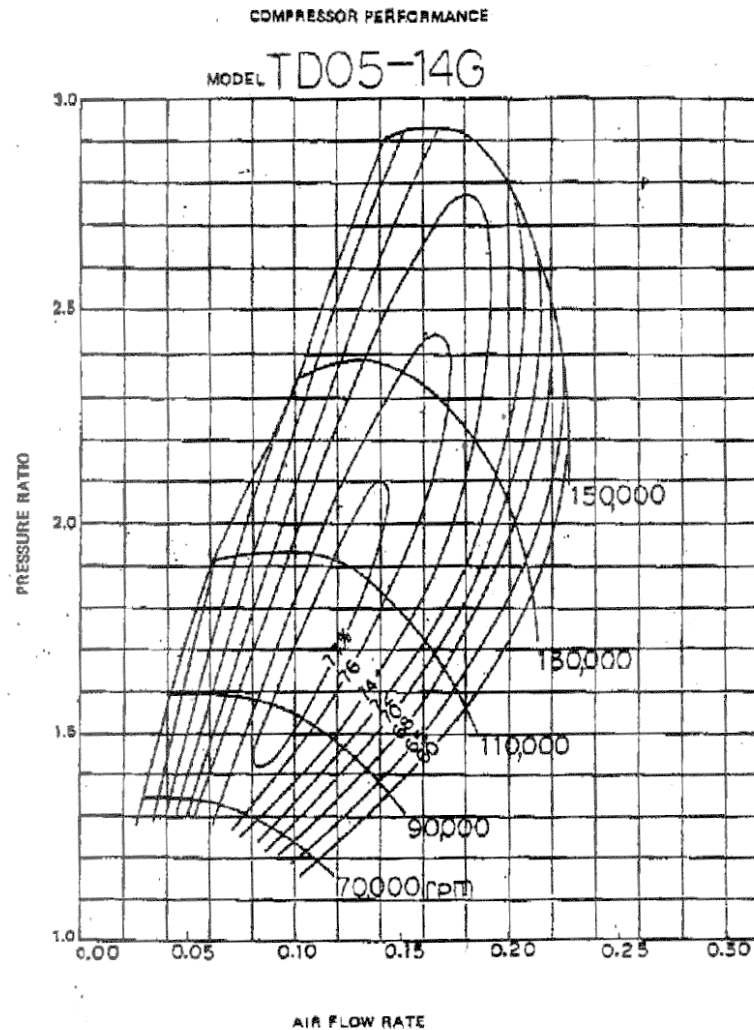
Mitsubishi



Mitsubishi -TD05H



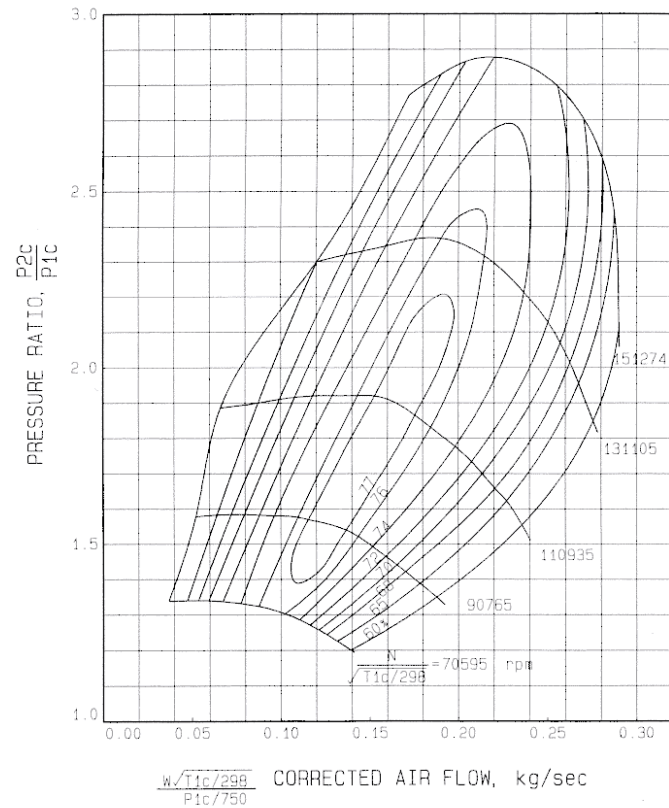
Mitsubishi -TD05-14G



Mitsubishi -TD0-16G

COMPRESSOR PERFORMANCE
MODEL TD05-16G

"Small" compressor wheel
49178-05200



MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD

A

Mitsubishi -TD04H-18T

