

COGERAÇÃO DE ENERGIA PARA A OBTENÇÃO DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO A AR

Carlos Alberto de Melo

Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila 2160, 38400-089 Uberlândia (MG)

carlosam@mecanica.ufu.br

Resumo. . Este trabalho consta do acoplamento das curvas características de dois conjuntos de turbina e compressor para a obtenção de um ciclo de refrigeração a ar. É levado em consideração as dissipações nos componentes externos do ciclo à ar, como tubos, válvulas, resfriadores, medidores e acessórios. Dos acoplamentos resultam um sistema de equações algébricas governantes não lineares. Sub-rotinas especiais são desenvolvidas para a modelagem das propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho, para a obtenção das funções de interpolação para as curvas características e de rendimentos dos compressores e das turbinas e para a técnica de solução, usada neste trabalho. Várias condições de operação são testadas no algoritmo computacional, tanto para as máquinas (turbinas e compressores), como para os agentes externos e as respectivas influências no ciclo. A otimização das variáveis de operação, como taxa de massa do gás e do ar, rendimentos das máquinas, relação de compressão, dissipação nos resfriadores, temperatura do ar na entrada do compressor, na saída dos resfriadores e coeficiente de performance, é de substancial importância para a especificação, projeto e operação do ciclo à ar.

Palavras chave: Cogeração de energia, refrigeração, turbo-compressores, simulação e projeto.

1. Introdução

Deve-se aproveitar o máximo possível a energia dos gases de escape de um motor diesel, pela introdução de um sistema turbo-compressor interno, o qual altera o sistema de injeção do motor, ou através de sistema externo de turbinas e compressores. Por razões ambientais, os refrigerantes CFC e o HCFC, usados nos sistemas de refrigeração convencionais, que danificam a camada de ozônio, devem ser substituídos. O ar é um bom substituto, pois não é nocivo ao meio ambiente e tem vantagens adicionais como de poder ser usado em largas faixas de temperatura e de ter um bom controle da sua umidade, conforme relatado por Rémy (1987) e por Murphy et al., (1994).

O ciclo à ar é amplamente usado para o aquecimento e resfriamento, bem como para a pressurização das aeronaves.

Instituições e indústrias têm desenvolvido pesquisas em sistemas de refrigeração à ar, conforme relatado por Van Gerwen e Van Der Wekken (1995).

Vários trabalhos sobre refrigeração, utilizando ciclo à ar, têm sido publicados. Dentre eles, alguns relatam sobre centrais frigoríficas e protótipos, conforme descrito por Gigieli et al., (1995) e por Perilhom (1992). Outros usam diferentes gases de trabalho, conforme Angelino e Invernizzi (1995). O efeito da umidade do ar é relatado por Fleming et al., (1994). A utilização de ar seco é relatado por Collares (1994) e por Siqueira e Parise (1996).

Zárate e Uwimana (1998) apresentam análise termodinâmica de um ciclo aberto de refrigeração à ar.

Na metodologia usada nos trabalhos citados, nenhum deles faz os acoplamentos entre as curvas características das turbinas e dos compressores e não usam funções de interpolação para as taxas de massas iteradas dos compressores e relações de compressão iteradas das turbinas.

Nestes trabalhos citados, as turbinas e os compressores funcionarão com taxas de massa e relação de compressão ou de expansão diferentes daquelas previstas no modelo, pois, são problemas fortemente não lineares.

Este trabalho consta do aproveitamento da energia dos gases de escape de um motor diesel, para a obtenção de um ciclo de refrigeração à ar, constituído de conjuntos de turbinas e compressores, resfriadores, tubos e válvulas.

Um banco de dados armazena as curvas características e de rendimentos das turbinas e dos compressores.

Dos acoplamentos das curvas das turbinas e dos compressores, entre si e levando em consideração a dissipação nos componentes externos do ciclo à ar, como tubos, válvulas, resfriadores, medidores e acessórios, resultam um sistema de equações algébricas governantes não lineares. Sub-rotinas especiais são desenvolvidas para a modelagem das propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho, para a obtenção das funções de interpolação para as curvas características e de rendimentos dos compressores e das turbinas e para a técnica de solução usada neste trabalho.

Várias condições de operação são testadas no algoritmo computacional, tanto para as máquinas (turbinas e compressores), como para os componentes externos e as respectivas influências no ciclo.

2. Definição do Problema

Na Figura 1, abaixo, está representado o esquema físico do sistema de refrigeração ar a ser simulado:

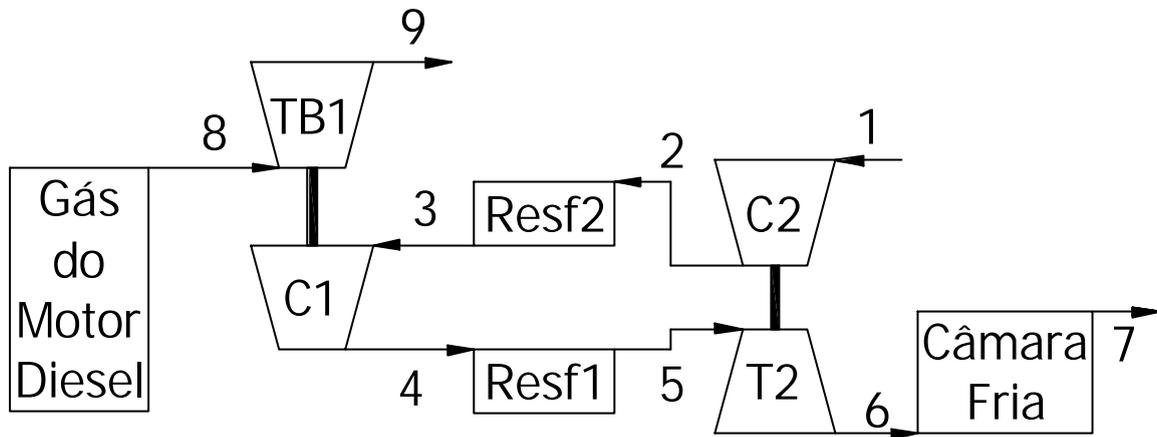


Figura 1. Ciclo de refrigeração a ar.

Os gases de escape de um motor à diesel são expandidos na turbina T1, que está diretamente acoplada ao compressor C1. Este compressor C1 recebe o ar do ciclo de refrigeração, após ter sido aspirado da atmosfera, comprimido pelo compressor C2 e resfriado no resfriador Resf2. Após a compressão no compressor C1, o ar é resfriado no resfriador Resf1, posteriormente expandido na turbina T2 até a entrada na câmara fria CF.

Na Figura 2 estão representadas as taxas de massa reduzida, em função da relação de expansão na turbina, para várias rotações reduzidas e na figura 3 estão representadas as curvas de rendimento, em função da relação de expansão na turbina, para várias rotações reduzidas.

As curvas das Figuras 2 e 3 foram fornecidas pelo fabricante “AlliedSignal Automotive”, com base em testes realizados em Laboratório.

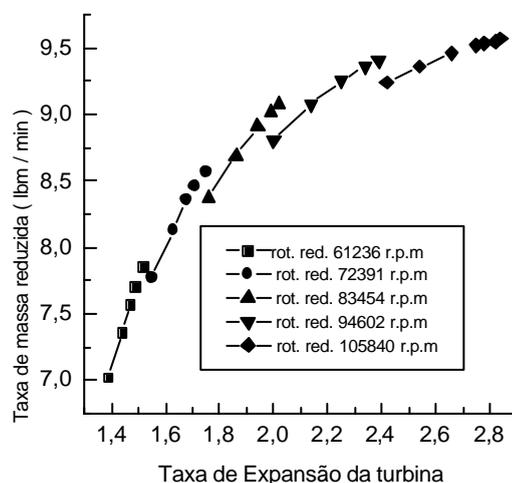


Figura 2. Curvas características das turbinas à gás

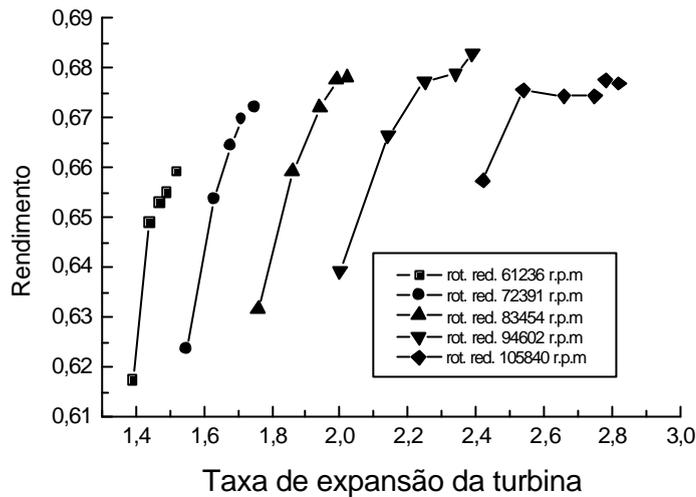


Figura 3. Curvas de rendimento da turbina

A figura 4 representa a relação de compressão no compressor em função da taxa de massa reduzida e a Figura 5 representa o rendimento do compressor em função da taxa de massa reduzida

As curvas das Figuras 4 e 5 foram fornecidas pelo fabricante “Schwitzer Turbocharger”, com base em testes realizados em Laboratório e nestas a taxa de massa está multiplicada por 100.

Tanto a “AlliedSignal Automotive”, quanto a “Schwitzer Turbocharger”, forneceram as curvas com base na planilha Excel, a qual foi transformada em gráficos, como indicados nas Figuras 2 à 5.

Como nas curvas características das bombas centrífugas, como dos ventiladores centrífugos, há uma gama de variedades de curvas, tanto para as turbinas a gás, quanto para os compressores. Entretanto a disponibilidade destas curvas estão sujeitas às restrições dos fabricantes. Tais restrições não deveriam existir, uma vez que, a capacidade de saber interpretá-las e acoplá-las entre si e aos componentes externos, restringe-se aos projetistas, que priorizarão tais equipamentos na ocasião da compra.

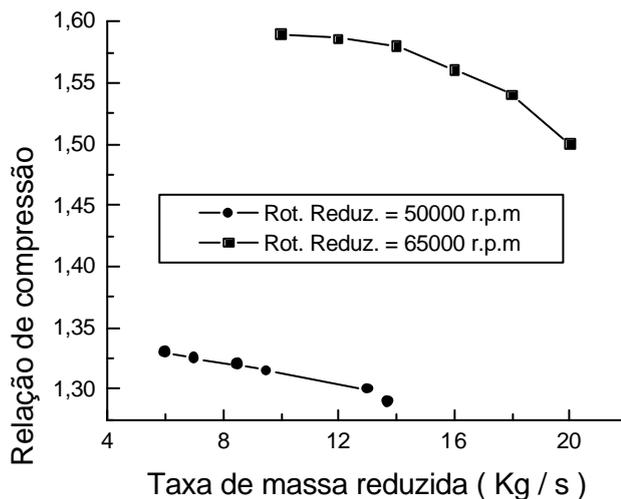


Figura 4 . Curvas características dos compressores

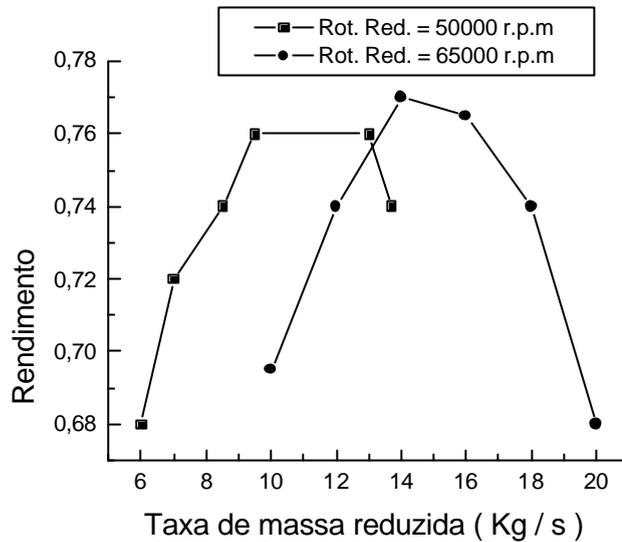


Figura 5 Curvas de rendimentos dos compressores

As taxas de massa reduzidas são definidas como segue:

$$W^* = \frac{\sqrt{T_E / T_{RE}}}{p_E / p_{RE}} W$$

As rotações reduzidas são definidas como:

$$N^* = \sqrt{T_E / T_{RE}} N$$

W representa a taxa de massa e W^* a taxa de massa reduzida

N representa a rotação real e N^* representa a rotação reduzida

T_E representa a temperatura na entrada da máquina e T_{RE} a temperatura absoluta de referência dos testes.

p_E representa a pressão na entrada da máquina e p_{RE} a pressão de referência dos testes.

Para o fabricante “AlliedSignal Automotive” a pressão de referência é de $1,014 \times 10^5 \text{ N / m}^2$, para testes realizados com turbina e de $9,62 \times 10^4 \text{ N / m}^2$ para testes realizados com compressores. A temperatura de referência é de 288 K, para testes realizados com turbinas e de 302,4 K, para testes realizados com compressores.

Para o fabricante “Schwitzer Turbocharger”, a temperatura de referência é de 302,6 K e a pressão de referência é de $9,57 \times 10^4 \text{ N / m}^2$, para ambas as máquinas turbinas ou compressores.

3. Formulação Matemática

Com base no princípio da conservação de energia e considerando as definições das taxas de massa reduzidas, podemos escrever:

$$W_{T1}^* RE_{T1} \sqrt{T_{RE_{T1}} T_{E_{T1}}} \frac{P_{S_{T1}}}{P_{RE_{T1}}} \frac{\gamma_G}{\gamma_G - 1} R_G \left[RE_{T1}^{\frac{\gamma_G - 1}{\gamma_G}} - 1 \right] \eta_{T1} \eta_{C1} -$$

$$W_{C2}^* \frac{RE_{T2}}{RC_{C1}} \frac{P_{E_{CF}}}{P_{RE_{C1}}} \sqrt{T_{RE_{C1}} T_{S_{Re2}}} \frac{\gamma_{AR}}{\gamma_{AR} - 1} R_{AR} \left[RC_{C1}^{\frac{\gamma_{AR} - 1}{\gamma_{AR}}} - 1 \right] = 0 = R(1)$$

$$W_{T2}^* RE_{T2} \frac{P_{E_{CF}}}{P_{RE_{T2}}} \sqrt{T_{RE_{T2}} T_{E_{T2}}} \frac{\gamma_{AR}}{\gamma_{AR} - 1} \left[RE_{T2}^{\frac{\gamma_{AR} - 1}{\gamma_{AR}}} - 1 \right] \eta_{T2} \eta_{C2} -$$

$$\frac{W_{C2}^* RE_{T2}}{RC_{C2} RC_{C1}} \sqrt{T_{RE_{C2}} T_{E_{C2}}} \frac{P_{E_{CF}}}{P_{RE_{C2}}} \frac{\gamma_{AR}}{\gamma_{AR} - 1} \left[RC_{C2}^{\frac{\gamma_{AR} - 1}{\gamma_{AR}}} - 1 \right] = 0 = R(2)$$

Os balanços de massa nos compressores 1 e 2 e na turbina 2 permitem-se escrever:

$$\frac{P_{E_{C2}}}{P_{RE_{C2}}} \sqrt{\frac{T_{RE_{C2}}}{T_{E_{C2}}}} W_{C2}^* - \frac{P_{E_{CF}}}{P_{RE_{C2}}} RE_{T2} \frac{1}{RC_{C1}} \sqrt{\frac{T_{RE_{C2}}}{T_{S_{Re2}}}} W_{C1}^* = 0 = R(3)$$

$$\frac{P_{E_{C2}}}{P_{E_{CF}}} \frac{P_{RE_{T2}}}{P_{RE_{C2}}} \sqrt{\frac{T_{S_{Re2}} T_{RE_{C2}}}{T_{E_{C2}} T_{RE_{C2}}}} W_{C2}^* - W_{T2}^* RE_{T2} = 0 = R(4)$$

RE representa a taxa de expansão, RC à de compressão

g representa a relação entre o calor específico à pressão constante e à volume constante

G representa o gás de combustão, CF a câmara fria.

As propriedades do gás de combustão e do Ar são colocadas num banco de dados e os valores em cada ponto do ciclo são interpoladas, usando a interpolação do tipo "spline cúbica".

São levadas em consideração as dissipações nos resfriadores Resf1 e Resf2, ou seja, a pressão na entrada da turbina 2 é menor do que na saída do compressor 1, assim como, a pressão na entrada do compressor 1 é menor do que na saída do compressor 2.

A equação de Darcy é usada para avaliar a queda de pressão nos resfriadores e os coeficientes K de perdas localizadas são avaliados com base nos dados de resfriadores de placas, com correntes cruzadas.

Nas equações residuais R(1) à R(4) as incógnitas são: RE_{T1} , W_{C1}^* , RE_{T2} e W_{C2}^* .

No processo de solução, a ser descrito, a variável iterada RE_{T1} tem a sua correspondente W_{T1}^* , obtida por interpolação "Spline" de uma das curvas testadas da família da Figura 2, a variável iterada W_{C1}^* tem a sua correspondente RC_{C1} , obtida por interpolação "spline" de uma das curvas testadas da família da Figura 4, a variável iterada RE_{T2} tem a sua correspondente W_{T2}^* , obtida por interpolação "Spline" de uma das curvas testadas da família da Figura 2 e a variável W_{C2}^* tem a sua correspondente RC_{C2} , obtida por interpolação "Spline" de uma das curvas testadas da família da Figura 4.

Como a turbina T1 é diretamente acoplada ao compressor C1, ou seja, mesma rotação, as curvas testadas para T1 e C1 devem ter suas rotações reduzidas conforme:

$$N_{C1}^* = \sqrt{\frac{T_{RE_{C1}} T_{E_{C1}}}{T_{E_{T1}} T_{RE_{C1}}}} N_{T1}^*$$

Para cada relação de expansão testada na turbina 1 ou 2, o correspondente rendimento h , é obtido por interpolação “spline” de uma das curvas da família da Figura 3 e para cada taxa de massa reduzida testada do compressor C1 ou C2, o correspondente rendimento h , é obtido por interpolação “Spline” de uma das curvas da família da Figura 5.

Vê-se que o sistema R(1) à R(4) é fortemente não linear.

O método de solução é como segue:

Considerando as equações R(1) à R(4), elas podem ser escritas como segue :

$$F_1(V_1, V_2, V_3, V_4) = 0 \quad (1)$$

$$F_2(V_1, V_2, V_3, V_4) = 0 \quad (2)$$

$$F_3(V_1, V_2, V_3, V_4) = 0 \quad (3)$$

$$F_4(V_1, V_2, V_3, V_4) = 0 \quad (4)$$

V_1, V_2, V_3 e V_4 representam as variáveis a serem determinadas, que representam, respectivamente:

$$RE_{T1}, W_{C1}^*, RE_{T2} \text{ e } W_{C2}^*$$

Considerando os valores iniciais para as variáveis: $V_1^0, V_2^0, V_3^0, V_4^0$, pode-se escrever :

$$\left(V_1^0 - V_1 \right) \frac{\partial F_1}{\partial V_1} + \left(V_2^0 - V_2 \right) \frac{\partial F_1}{\partial V_2} + \dots + \left(V_n^0 - V_n \right) \frac{\partial F_1}{\partial V_n} = F_1(V_1^0, V_2^0, V_3^0, V_4^0) \quad (2.1)$$

$$\left(V_1^0 - V_1 \right) \frac{\partial F_2}{\partial V_1} + \left(V_2^0 - V_2 \right) \frac{\partial F_2}{\partial V_2} + \dots + \left(V_n^0 - V_n \right) \frac{\partial F_2}{\partial V_n} = F_2(V_1^0, V_2^0, V_3^0, V_n^0) \quad (2.2)$$

$$\left(V_1^0 - V_1 \right) \frac{\partial F_3}{\partial V_1} + \left(V_2^0 - V_2 \right) \frac{\partial F_3}{\partial V_2} + \dots + \left(V_n^0 - V_n \right) \frac{\partial F_3}{\partial V_n} = F_3(V_1^0, V_2^0, V_3^0, V_4^0) \quad (2.3)$$

$$\left(V_1^0 - V_1 \right) \frac{\partial F_n}{\partial V_1} + \left(V_2^0 - V_2 \right) \frac{\partial F_n}{\partial V_2} + \dots + \left(V_n^0 - V_n \right) \frac{\partial F_n}{\partial V_n} = F_n(V_1^0, V_2^0, V_3^0, V_4^0) \quad (2.4)$$

$$V_1^{corr} = V_1^0 - V_1 \quad (3.1)$$

$$V_2^{corr} = V_2^0 - V_2 \quad (3.2)$$

$$V_3^{corr} = V_3^0 - V_3 \quad (3.3)$$

$$V_4^{corr} = V_4^0 - V_4 \quad (3.4)$$

Conforme indicado, as variáveis $V_1^{corr}, V_2^{corr}, V_3^{corr}$ e V_4^{corr} , que são as correções para as variáveis estimadas em V_1^0, V_2^0, V_3^0 e V_4^0 , representam a solução de um sistema linear em (2.1) à (2.4).

Na próxima iteração, os novos valores estimados para as variáveis são:

$$V_1 = V_1^0 - V_1^{corr} \quad (4.1)$$

$$V_2 = V_2^0 - V_2^{\text{corr}} \quad (4.2)$$

$$V_3 = V_3^0 - V_3^{\text{corr}} \quad (4.3)$$

$$V_4 = V_4^0 - V_4^{\text{corr}} \quad (4.4)$$

O processo é feito sucessivamente, até que a convergência seja atingida.

Considerando que $\frac{\partial F_I}{\partial V_J} = PD_{I,J}$

O algoritmo para a determinação das derivadas parciais $PD_{I,J}$ é o seguinte:

```
DV = 0,001
Fazer K=1 até N
Início1
VDK = VK
Fim1
Fazer J=1 até N
Início2
VDJ = (1+DV) VJ
RJ = FJ(V1, V2, ..., VN)
RDJ = F(VD1, VD2, ..., VDN)
Fazer I=1 até N
Início3
PDI,J =  $\frac{RD_I - R_I}{V_J * DV}$ 
fim3
VDJ = VJ
Fim2
```

O processo de convergência é feito como segue:

- 0) Inicializar as variáveis V_1 à V_4
- 1) Inicializar o número de iteração NI com o valor 0
- 2) Calcular os resíduos, com base nas variáveis atuais V_1, V_2, V_3 e V_4
- 3) Inicializar a variável resíduo RE com o valor 0
- 4) Fazer I=1 até 4
 - início1
 - RE=RE+Valor Absoluto (R(I))
 - Fim1
- 5) A variável resíduo RE é atribuída com o valor médio, como:
- 6) RE=RE/4
- 7) Verificar se a variável $RE \leq Tol$, que é um número muito pequeno
 - SIM: Fim do processo iterativo
 - NÃO
- 8) Calcular as derivadas parciais, com base nas variáveis atuais
- 9) Atribuir os termos independentes $PD_{I,5}$, como:
 - Fazer I=1 até 4
 - Início 2
 - PD(I,5)=R(I)
 - Fim2
- 10) Chamar o algoritmo de Redução de Gauus, com pivô, para resolver o sistema linear em VCORR
- 11) Fazer L=1 até 4
 - início3
 - V(L)=V(L) - VCORR(L)
 - fim3

- 12) Verificar se o número de iteração é maior do que o admissível início4
 Sim: Sistema não converge
 Não: Acrescentar à variável número de iteração NI uma unidade
 Fim4
- 13) Atribuir à variável inteira K o valor 1
- 14) Atribuir á variável VAL= Valor Abs.(VCORR(K)-Valor Abs.(TOL*V(K))
- 15) Verificar se a variável VAL>0
 SIM: Vá à 2)
 NÃO: FIM DO PROCESSO, ESCREVER OS VALORES DAS VARIÁVEIS
- 16) Verificar se a variável $K \geq 4$
 SIM: FIM DO PROCESSO, ESCREVER OS VALORES DAS VARIÁVEIS
 NÃO:
 Atribuir à variável K o valor K+1
 Vá à 14

4. Resultados e Discussões

Na Tabela 1 estão os resultados das simulações das variáveis de operação do ciclo à ar, quando se testa para as turbinas 1 e 2 a curva legendada pelo quadrado cheio da Figura 3 (rot. Red. = 61236 r.p.m) e para os compressores 1 e 2 a curva legendada pelo círculo cheio da Figura 4 (rot. Red. = 50000 r.p.m).

Tabela (1). Variáveis simuladas do Ciclo a Ar

$$T_{E_{C2}} = 288K; T_{S_{C2}} = 319,5K; T_{S_{Re2}} = 288K; T_{S_{C1}} = 320,9K; T_{S_{Re1}} = 290K; T_{E_{CF}} = 262,7K$$

$$T_{E_{T1}} = 473K; T_{S_{T1}} = 429,3K; p_{S_{C2}} = 0,134MPa; p_{S_{C1}} = 0,177MPa; RE_{T1} = 1,62; W_{T1}^* = 0,062Kg / s$$

$$W_{C1}^* = 0,0744Kg / s; RE_{T2} = 1,594; W_{T2}^* = 0,0613Kg / s; W_{C2}^* = 0,0896Kg / s; RC_{C1} = 1,325; RC_{C2} = 1,32$$

$$W_{T1} = 0,0782Kg / s; W_{C1} = 0,0973Kg / s; h_{T1} = 0,66; h_{C1} = 0,73; h_{T2} = 0,66; h_{C2} = 0,75; N_{T1}^* / N_{C1}^* = 1,225$$

$$N_{T2}^* / N_{C2}^* = 1.; P_{T1} = 3529W; P_{C1} = 3529W; P_{T2} = 2918W; P_{C2} = 2918W; p_{S_{Re2}} = 0,133MPa; p_{S_{Re1}} = 0,176MPa$$

$$W_{DIESEL} = 16,6Kg / h; P_{MOTOR DIESEL} = 99,1CV; T_{S_{CF}} = 285K; COP = 3,56; A / C = 15,96$$

A/C representa a relação ar combustível, calculada com base na análise dos gases na base seca, seguinte:

$CO_2 = 11,8\%$; $CO = 1\%$; $SO_2 = 0,2\%$; $N_2 = 8\%$ e $O_2 = 6\%$

Na Figura 6 está representada a temperatura na entrada da câmara fria em função da temperatura na saída dos resfriadores, que são consideradas iguais.

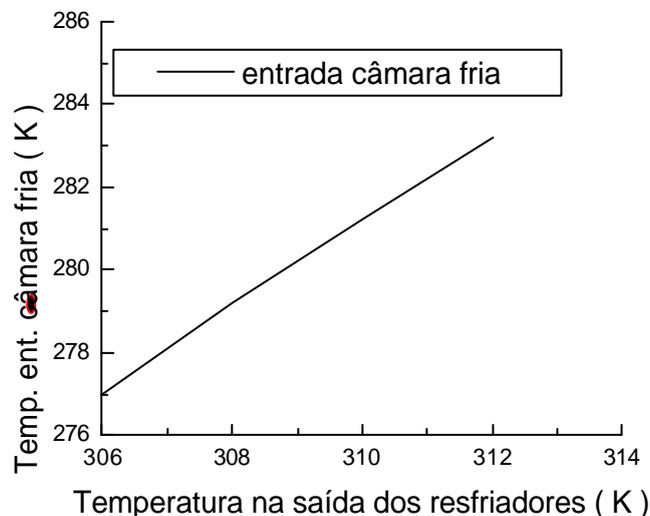


Figura 6. Temperatura na entrada da câmara fria

Na Figura 7 está representado o coeficiente de performance do ciclo à ar em função da temperatura na entrada da câmara fria.

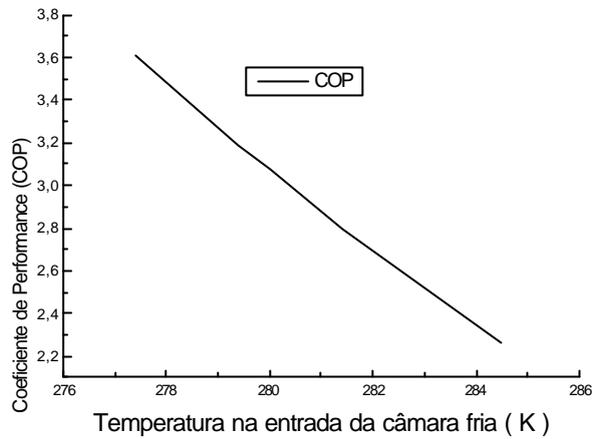


Figura 7. Coeficiente de Performance em função da Temperatura na Câmara Fria

Na Figura 8 está representado o coeficiente de performance do ciclo á ar em função das temperaturas nas saídas dos resfriadores 1 e 2

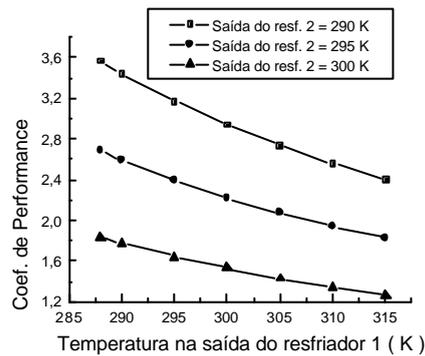


Figura 8. Coeficiente de Performance em função das temperaturas $T_{S_{Re1}}$ e $T_{S_{Re2}}$

Na figura 9 está representado o coeficiente de performance em função da temperatura ambiente (entrada do compressor 2), para várias temperaturas na saída do resfriador 2.

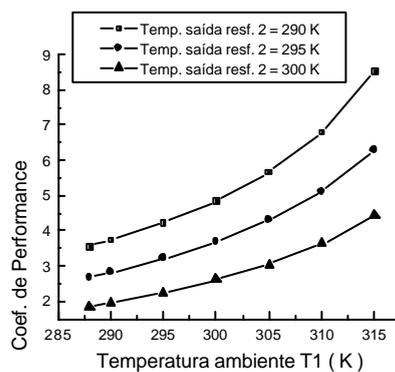


Figura 9. Coeficiente de Performance

Na Figura 10 está representada a taxa de expansão na Turbina 1 em função da temperatura do gás de combustão na sua entrada.

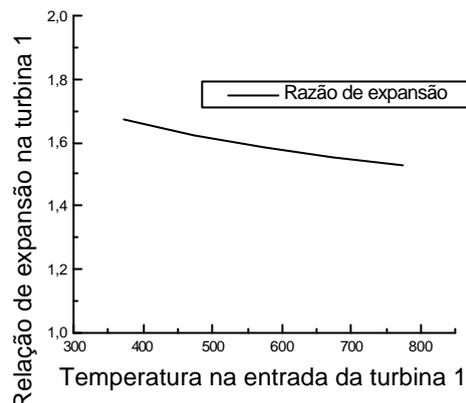


Figura 10. Relação de expansão na turbina 1

Na figura 11 está representada a taxa de massa na turbina 1 em função da temperatura do gás de combustão na sua entrada.

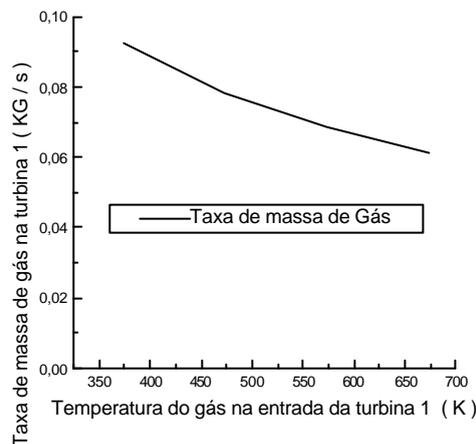


Figura 11. Taxa de massa de gás na turbina 1

Os resultados da Tabela (1) estão de acordo com as Figuras 2,3,4 e 5, para as turbinas 1 e 2 trabalhando na rotação específica de 61236 r.p.m e os compressores trabalhando na rotação reduzida de 50000 r.p.m. e as relações entre as rotações específicas entre as turbinas e os compressores testados estão de acordo com os valores calculados.

As turbinas 1 e 2 estão trabalhando no rendimento máximo de 66% e os compressores 1 e 2 estão trabalhando com bons rendimentos de 73% e 75%.

A Figura 6 indica que a temperatura da câmara fria é proporcional à temperatura da saída dos resfriadores, o que era de se esperar.

A Figura 7 indica que o coeficiente de performance (COP) cresce com a diminuição da temperatura na entrada da câmara fria, o que era de se esperar.

A Figura 8 indica que o coeficiente de performance decresce com o aumento da temperatura na saída dos resfriadores 1 e 2.

A Figura 9 indica que o coeficiente de performance aumenta com o aumento da temperatura ambiente T1, que é a temperatura na entrada do compressor 2, este diminui com o aumento da temperatura na saída do resfriador 2.

A Figura 10 indica que a relação de expansão na turbina 1 decresce muito pouco com o aumento da temperatura do gás na sua entrada e a Figura 11 indica que a taxa de massa nesta turbina decresce muito pouco com o aumento da temperatura do gás na sua entrada.

Conforme várias simulações, a variação da temperatura do gás na entrada da turbina 1 não consegue alterar os parâmetros de funcionamento dos compressores 1 e 2 e da turbina 2, pois estas máquinas obedecem suas curvas de funcionamento.

5. Conclusões

Conforme mostrado na Tabela e nas Figuras, o modelo, baseado no acoplamento das curvas características das turbinas com a dos compressores e com os componentes externos do sistema, obtém resultados realísticos e permite a melhoria dos resultados com testes de outras curvas e outros componentes externos, até a otimização dos parâmetros do ciclo.

6. Referências

- Angelino, G., Invernizzi, C., 1995, "Prospects for Real-Gas, Reverse Brayton Cycle Heat Pumps", International Journal of Refrigeration, vol. 18-4, pp. 272-280.
- Collares, F. P., 1996, "Simulação de um sistema de Refrigeração a Ar.", Dissertação de Mestrado de engenharia Mecânica, UFU, Uberlândia (MG), Brasil
- Fleming, J. S., Li, L., Guillaud, P., Van der Wekken, B. J. C., 1994, "Environmentally Benign Air Cycle Heat Pumps and Refrigeration Systems – Part 5: The effect of water on Coefficient of Performance", Proceeding of the Inter. Inst. Of Refr. Conference on new applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and air conditioning, Hanover.
- Gigiel, A. J., Brown, D., Holder, D., Fitt, P., 1995, "Air Cycle Heat Pump and Refrigerations Systems", Bulletin of The International Institute of Refrigeration, vol. LXXV 4., PP. 4-12.
- Holder, D. M., Brown, T., Gigiel, A. J., 1994, "Environmentally Benign Air cycle Heat pump and Refrigeration Systems – Part 2: Preliminary Experimental Data., IIR.
- Murphy, S., McGovern, J. A. A., Van Gerwen, R., Van der Wekken, B., 1994, "Environmentally Benign Air Cycle Heat Pumps and Refrigeration Systems", Part I: Potential Applications of Air Cycles, Int. Inst. Of Refr. Communication B2, Vol., 1, pp. 119-178.
- Perilh, C., 1992, "Analyses Theorique et Experimentale des Cycles Jouie-Brayton Direct et Inverse Modifies par L'Utilisation de l'air Humide". These de Docteur na especialite Mechanique-Energetique de l'Universite D'Orleans.
- Remy, J., 1987, "Modern Freezing Facilities, Rev. Inst. Froid, vol. 10, pp. 165-174.
- Siqueira, C. e. F., Parise, J. A. r., 1996, "Thermodynamic Analysis of air cycle Refrigeration system". Congresso IV CEM-NNE, pp. 1065-1070, Jun., Fortaleza, Brasil.
- Van Der Wekken, B. J. C., Van Gerwen, R. J.m., 1995, "Development of an air Cycle Plant", 19th Intern. Congr. Of Refr. Proceeding, vol. IV pp. 1037-1044, Den Hagen.
- Van Gerwen, R., Van Der Wekken, B., 1995, "Cooling and Heating with the air cycle Refrigeration system.", Air cycle Seminar, TNO, Apeidoom, Holland
- Clever, Z., Uwimana, E., 1998, "Otimização de Parâmetros Termodinâmicos de Funcionamento de um Ciclo de Refrigeração à Ar", VII ENCIT, pp. 1049-1054, Rio de Janeiro, Brasil.

ENERGY COGENERATION TO OBTAIN AN AIR REFRIGERATION CYCLE

Carlos Alberto de Melo

Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila 2160, 38400-089 Uberlândia (MG)

carlosam@mecanica.ufu.br

Abstract. *In this work is considered the coupling of the characteristic curves of turbines and compressors to obtain an air refrigeration cycle. Is taking account the dissipation in the external components of air cycle, as pipes, valves, coolers, meters and fittings. A governing nonlinear algebraic equations system, due the conservation laws, is obtained. Specials subroutines are developed to calculate the thermodynamic properties of the working fluids, to interpolate the points of the characteristic curves of turbines and compressors and to the solution technique used in this work. Several operation conditions are tested in this computational algorithmic, to the machines (turbines and compressors), as to external components and the respective influences in air cycle. The optimization of the variables of the cycle, as mass flow rate of the gas and of the air, efficiency of the machines, compression and expansion rate, dissipation in the coolers, air inlet temperature in the compressors, outlet temperatures in the coolers and the performance coefficient, is very important to specification, design and operation of air cycle.*

Key-words: *Energy cogeneration, refrigeration, turbo-compressors, simulation and design.*