

# AVALIAÇÃO DE MODELOS PARA SIMULAÇÃO DE TURBINAS A GÁS COM RESFRIAMENTO

**Cristiano de Lima Logrado**  
**João Nildo de Souza Vianna**

Dept. de Engenharia Mecânica - Universidade de Brasília - ENM - UnB  
CEP 70910-900 Brasília - Brasil - e-mail: clogrado@unb.br

## Resumo

Este trabalho avalia dois modelos propostos na literatura para simular o resfriamento das pás em turbinas a gás modernas. Este tipo de modelagem faz-se necessária em função das vazões de ar desviadas do compressor para fins de resfriamento, da ordem de 15%. Os modelos avaliados são confrontados com a condição de modelagem sem resfriamento. A avaliação dos modelos é feita com informações de uma base de dados que contém dados sobre 23 turbinas reais. Os resultados obtidos evidenciam a necessidade de simulação do resfriamento e indicam que os modelos avaliados são adequados. Todavia, nota-se que pequenos ajustes nestes modelos ainda fazem-se necessários.

**Palavras-chave:** turbina a gás, turbina resfriada

## 1. INTRODUÇÃO

A análise e a modelagem de turbinas a gás é um tema clássico em engenharia mecânica, haja vista a importância deste equipamento como fonte de potência nas mais diversas aplicações. Esta importância resulta em vasta disponibilidade de trabalhos e artigos sobre o tema. Dentre estes destaca-se os trabalhos de Cohen *et al* (1996), onde são apresentadas metodologias para modelagem, análise e projeto de equipamentos deste tipo. Este autor cobre, ainda, o uso de turbinas a gás em aplicações industriais e aeronáuticas. Trabalho semelhante, mas voltado apenas para análise, é apresentado por Korakianitis&Wilson (1994), sendo que este último apresenta ainda uma metodologia simples para simulação do processo de resfriamento das pás de turbinas a gás, onde considera-se que o ar de resfriamento mistura-se completamente aos gases do combustor antes de entrar na turbina. Segundo Cohen *et al* (1996) em turbinas a gás modernas até 15% do ar descarregado pelo o compressor é utilizado para este fim. El-Masri (1986), por sua vez, apresenta um modelo mais sofisticado para resfriamento das pás de turbinas, onde considera-se que o ar de resfriamento mistura-se de forma contínua durante o processo de expansão, desde a entrada da turbina até o momento em que a temperatura dos gases torna-se inferior ao limite imposto pelos materiais.

O objetivo deste trabalho é avaliar os dois modelos para o resfriamento das pás de turbinas a gás propostos por Korakianitis&Wilson(1994) e El-Masri(1986). Estes modelos são confrontados com a situação onde o resfriamento das turbinas não é considerado.

Para alcançar este objetivo foi desenvolvido um código computacional onde os modelos clássico, o proposto por El-Masri (1986), referenciado como modelo El-Masri, e o proposto por Korakianitis&Wilson (1994), referenciado como modelo K&W, são implementados. Os resultados apresentados referem-se à análise de uma base de dados, composta por 23 turbinas a gás, montada a partir de catálogos e revistas técnicas.

## 2. MODELAGEM DE TURBINAS A GÁS

Neste trabalho apenas turbinas a gás com a configuração mostrada na Fig.1a são avaliadas. Esta configuração consiste de um compressor (CP), um combustor (CB) e uma turbina (TB). Nas Fig.1b e Fig.1c são apresentadas as configurações deste sistema básico quando os modelos de resfriamento são utilizados.

A modelagem usada baseia-se em balanços de massa e energia em cada componente e em relações características destes componentes.

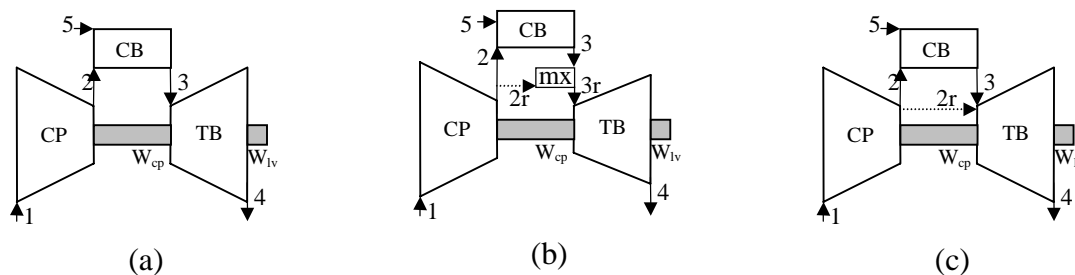


Fig.1 Esquema de Turbina a Gás  
Modelos: (a) clássico, (b) K&W, (c) El-Masri

Os balanços de massa e energia no compressor, considerando este componente como sendo adiabático resulta na Eq. (1), onde  $h$  é a entalpia,  $\dot{m}_1$  é a vazão mássica de ar admitida pelo compressor e  $\dot{W}_{cp}$  é a potência consumida no processo de compressão.

$$\dot{W}_{cp} + \dot{m}_1(h_2 - h_1) = 0 \quad (1)$$

Para fechar a modelagem deste componente são usados os conceitos de razão de pressões e eficiência politrópica. A aplicação destes conceitos resulta nas Equações (2) e (3), onde  $s^\circ$  é a entropia absoluta,  $r_{cp}$  a razão de pressões no compressor e  $R$  a constante do gás,  $p$  a pressão e  $\eta_{cp}$  é a eficiência politrópica do compressor.

$$p_2 = r_{cp} \cdot p_1 \quad (2)$$

$$\eta_{cp} (s_2^\circ - s_1^\circ) = R \ln(r_{cp}) \quad (3)$$

É importante notar que nestas equações as propriedades termodinâmicas são calculadas considerando-se o fluido de trabalho como uma mistura de gases ( $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$  e  $H_2O$ ) termicamente perfeitos. Se o ar for tratado como substância pura e caloricamente perfeita, estas equações resultam no modelo clássico como apresentado por Cohen *et al* (1996). Para cálculo do calor específico a pressão constante como função da temperatura utilizou-se as equações e constantes propostas por Bejan *et al* (1996).

A modelagem do combustor é representada pelas Equações (4), (5) e (6). Nestas equações  $\phi_p$  e  $\phi_q$  são coeficientes de perda de pressão e calor respectivamente,  $Q_{cb}^{inf}$  é o poder calorífico

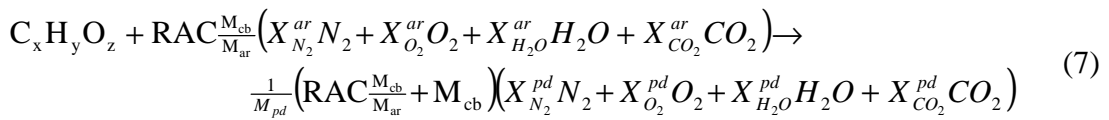
inferior do combustível. Os subíndices *ar*, *cb* e *pd* indicam ar, combustível e produtos de combustão, respectivamente.

$$p_3 = (1 - \phi_p) p_2 \quad (4)$$

$$\dot{m}_{ar} h_2 + \dot{m}_{cb} h_5 = (1 - \phi_q) \dot{m}_{cb} Q_{cb}^{inf} + \dot{m}_{pd} h_3 \quad (5)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_5 \quad (6)$$

Para a determinação da composição dos gases na saída do combustor considerou-se um processo de queima completa de um combustível genérico com a forma  $C_x H_y O_z$ . Este processo é representado pela Eq. (7) e o valor das concentrações são obtidas pelo balanço de espécies químicas, especificamente os balanços de carbono (C), Nitrogênio (N), Hidrogênio (H) e Oxigênio (O). Nesta equação RAC é a relação ar combustível mássica, M os pesos moleculares e  $X_A$  é a fração molar da substância "A".



Para a turbina usou-se procedimento semelhante ao adotado para o compressor. Os balanços de energia, massa e o conceito de eficiência politrópica resultaram nas Equações (8) e (9).

$$\left( \dot{W}_{cp} + \dot{W}_{lv} \right) = \dot{m}_3 (h_3 - h_4) \quad (8)$$

$$\eta_{tb} R \ln \left( \frac{p_3}{p_4} \right) = s_3^o - s_4^o \quad (9)$$

As equações (1) a (9) constituem um modelo para uma turbina a gás clássica onde não existe resfriamento na turbina. Neste modelo a turbina a gás é caracterizada pelas variáveis: razão de pressões ( $r_{cp}$ ), eficiências politrópicas ( $\eta_{cp}, \eta_{tb}$ ) e pela temperatura dos gases na entrada da turbina ( $T_3$ ).

Em turbinas modernas, entretanto, observa-se que o valor de  $T_3$  é consideravelmente maior que as temperaturas máximas suportadas pelos materiais empregados na construção da turbinas. Esta diferença é compensada pelo uso de técnicas de resfriamento. Como a fração de ar para resfriamento pode chegar a 15% do ar comprimido, em turbinas modernas este fenômeno deve ser modelado.

**Modelo de Korakianitis & Wilson (K&W).** Este modelo, cujo esquema é mostrado na Fig. 1b, considera que o ar proveniente do compressor para fins de resfriamento mistura-se ao ar oriundo do combustor antes da entrada da turbina. Desta forma o ar que passa pela turbina expande-se desde uma temperatura reduzida  $T_{3r}$  cujo valor encontra-se entre  $T_3$  e  $T_m$ , onde  $T_m$  é a máxima temperatura suportada pelo material.

$$\varpi = \frac{T_3 - T_m}{T_3 - T_2} \quad (10)$$

O valor de  $T_{3r}$  irá depender da fração de ar usada para resfriamento. Este valor é obtido pelo uso de um parâmetro adimensional  $\varpi$ , definido pela equação (10). Usando este parâmetro e o gráfico da Fig.2, obtêm-se a fração do ar admitido no compressor destinado ao processo de resfriamento. Neste trabalho apenas o resfriamento por filme de ar, ou seja convecção, foi considerado.

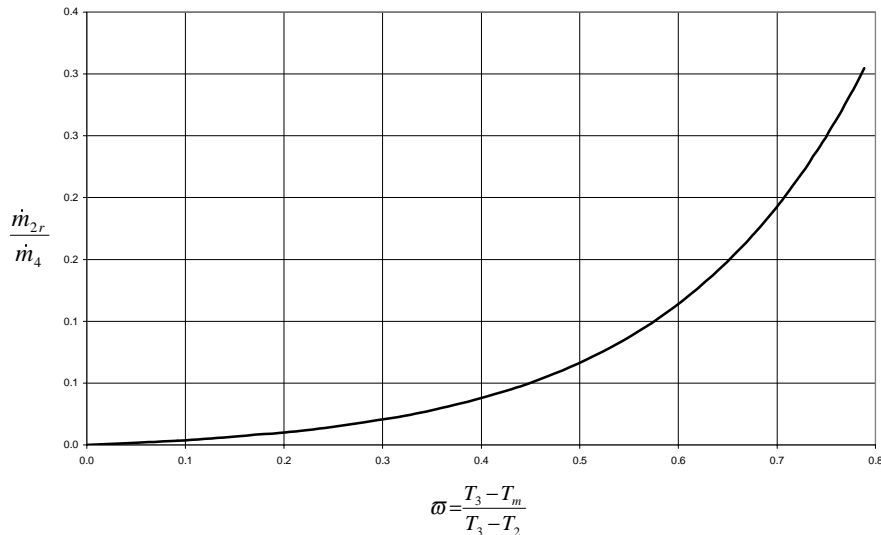


Figura 2 - Curva de frações de Resfriamento – resfriamento por convecção

**Modelo de El-Masri.** Neste modelo considera-se que os gases de combustão e o ar de resfriamento são admitidos simultaneamente na turbina e misturam-se, de forma contínua, durante o processo de expansão, isto é ilustrado na Fig.1c. Desta forma a turbina é tratada como um dispositivo cujas paredes geram trabalho, continuamente, a partir do processo de expansão; ao mesmo tempo em que os gases rejeitam calor para as paredes e para o ar de resfriamento. O que em verdade não ocorre, pois que turbinas reais operam em estágios. Esta simplificação, entretanto, permite a obtenção de um modelo fechado para o processo de expansão. Um elemento infinitesimal desta turbina é mostrado na Fig.3. Na parte inferior deste elemento observa-se a injeção do ar para resfriamento.

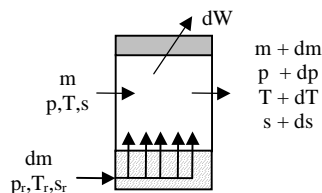


Figura 3 – Elemento do processo de expansão resfriada

O procedimento adotado por El-Masri (1986) para a obtenção do modelo final consiste em modelar, para este elemento de expansão as quantidades de trabalho ( $dW$ ) e o calor rejeitado para as paredes e para o ar de resfriamento. Uma vez que este estejam modelados o autor integra as equações obtidas da condição de admissão dos gases ( $T_3, p_3$ ) até o ponto onde a temperatura dos gases iguala-se ao limite de temperatura imposto pelo material  $T_m$ .

Desta forma obtêm-se a Eq. (11) para a fração de ar de resfriamento, Eq. (12) para o trabalho gerado no processo de expansão resfriada, Eq. (13) para a pressão no final do processo de expansão resfriada e Eq. (14) para entropia no final do mesmo processo. As variáveis que aparecem nestas equações e seus valores são mostrados na Tabela 1 e as funções  $\psi_1$ ,  $\psi_2$ ,  $\psi_3$  são mostradas nas equações (15), (16) e (17) respectivamente. As variáveis e funções que aparecem nestas equações são descritas no artigo de El-Masri (1986).

$$\frac{\dot{m}_{2r}}{\dot{m}_1} = 1 - \exp(\sigma \beta \psi_1 - \sigma \psi_2) \quad (11)$$

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}_1 c_p T_1} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} (\tau - \alpha) + (\alpha - \beta) \quad (12)$$

$$\frac{p_3}{p^*} = \left( \frac{\tau}{\beta} \right)^{c_p/R} \exp\left( -\frac{c_p}{R} (s_3 - s^*) \right) \quad (13)$$

$$(s_3 - s^*) = [Y\sigma\beta - \sigma(\beta + \alpha) - nI]\psi_1 + \sigma(1 - Y)\psi_2 + [\alpha\sigma\beta - I(\beta - n\beta - \alpha)]\psi_3 \quad (14)$$

Tabela 1. Descrição de variáveis do modelo de El-Masri

Variável	Descrição	Valor
$\alpha$	Temperatura adimensional do ar de resfriamento - relativo a $T_1$	-
$\beta$	Temperatura adimensional máxima do material - relativo a $T_1$	4.0
$\tau$	Temperatura adimensional de admissão do gases - relativo a $T_1$	-
$\sigma$	Constante de proporcionalidade entre fluxos de calor e trabalho	0.15
$p^*$	Pressão no final da expansão resfriada	-
$s^*$	Entropia no final da expansão resfriada	-
$Y$	Fator de perda da pressão de estagnação	0.2
$n$	Constante para redução do número de Staton	0.25
$I$	Ineficiência da Turbina	-
$B, C, M, \phi$	Funções definidas por El-Masri (1986)	-

$$\psi_1(\tau) = \frac{2}{M} \left[ \arctan\left( \frac{2\sigma\tau + B}{M} \right) - \arctan\left( \frac{2\sigma\beta + B}{M} \right) \right] \quad (15)$$

$$\psi_2(\tau) = \frac{1}{2\sigma} \left[ \ln\left( \frac{\phi(\tau)}{\phi(\beta)} \right) - B\psi_1 \right] \quad (16)$$

$$\psi_3(\tau) = \frac{1}{C} \left[ \ln\left( \frac{\tau}{\beta} \right) + \frac{1}{2} \ln\left[ \frac{\phi(\tau)}{\phi(\beta)} \right] - \frac{B}{2} \psi_1 \right] \quad (17)$$

Como este modelo é válido até o ponto onde a temperatura dos gases iguala-se à temperatura máxima permitida aos materiais  $T_m$ , a simulação da turbina é feita em duas etapas. Na primeira expande-se os gases usando o modelo de El-Masri de  $T_3$  a  $T_m$  e após isto usa-se o modelo de expansão adiabática de  $T_m$  a  $T_4$ . O trabalho total é a soma do trabalho gerado em cada etapa.

### 3. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

No processo de avaliação dos modelos supracitados montou-se uma base com informações sobre 23 turbinas a gás, colhidas nas referências Southall&McQuiggan (1996), Product Guide (1987a) e Product Guide (1987b).

As informações da base de dados, para cada turbina, são: vazão de ar ( $\dot{m}_1$ ), razão de pressões ( $r_p$ ), temperatura na entrada da turbina ( $T_3$ ), temperatura de descarga dos gases ( $T_4$ ) e potência livre no eixo ( $\dot{W}_l$ ). Além disto considerou-se o combustível de todas as turbinas como sendo gás metano, admitido a  $T_5 = 25$  °C e  $p_5 = 30$  atm. As condições de admissão do ar são  $T_1 = 25$  °C e  $p_1 = 1.0$  atm e a pressão de descarga das turbinas  $p_4 = 1.0$  atm. Em todos os

casos considerou-se uma queda de pressão de 5% no combustor e uma perda de 3% do calor liberado neste componente. Nos processos com turbina resfriada assumiu-se  $T_m = 1200$  K.

### 3.1 Modelos de Resfriamento

A Fig.4 ilustra os valores obtidos para a eficiência politrópica do compressor e da turbina para o modelo sem resfriamento. Nota-se que para os valores mais baixos de  $r_{cp}$  ( $r_{cp} < 12$ ) ambos os componentes apresentam valores adequados para a eficiência, na faixa de 93 a 81% para turbina e 83% a 76% para o compressor.

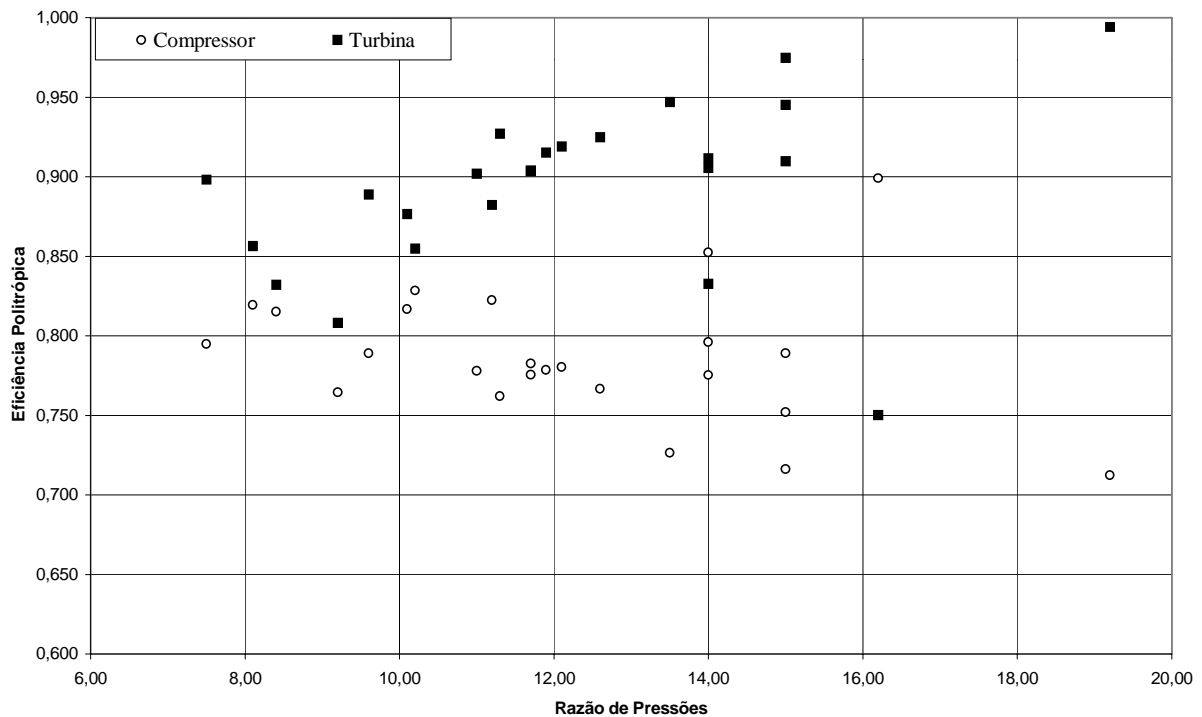


Figura 4. Eficiência politrópica para compressor e turbina modelo sem resfriamento

A medida que  $r_{cp}$  cresce, entretanto, nota-se que a eficiência do compressor cai e a da turbina cresce, atingindo valores incoerentes; para o caso de mais alta razão de pressões temos  $\eta_{tb}=0.99$ , o que não é aceitável. Esta fato indica a clara necessidade de simulação da resfriamento das pás da turbina.

A Fig.5 mostra a eficiência politrópica para os mesmos sistemas, mas utilizando-se os modelos com resfriamento. Nesta condição as incoerências obtidas no modelo sem resfriamento deixam de existir. Note que os valores de  $\eta_{tb}$  mantêm-se na faixa de 0.8 a 0.93 e para  $\eta_{cp}$  na faixa de 0.84 a 0.77, um indicativo de que os modelos de resfriamento são necessários e adequados. Observa-se também que o modelo El-Masri e o modelo K&W apresentam resultados muito semelhantes, apesar de conceitualmente diferentes.

Entretanto deve-se notar que Cohen *et al* (1996) sugere o valor de 87.8% para a eficiência politrópica dos compressores e 85% para a turbina. Estes valores, sugeridos por Cohen *et al* (1996), representam a média dos valores classicamente usados na literatura. Assim, considerando-se os valores propostos por Cohen *et al* (1996), os modelos avaliados tendem a superestimar a eficiência das turbinas e subestimar a eficiência dos compressores.

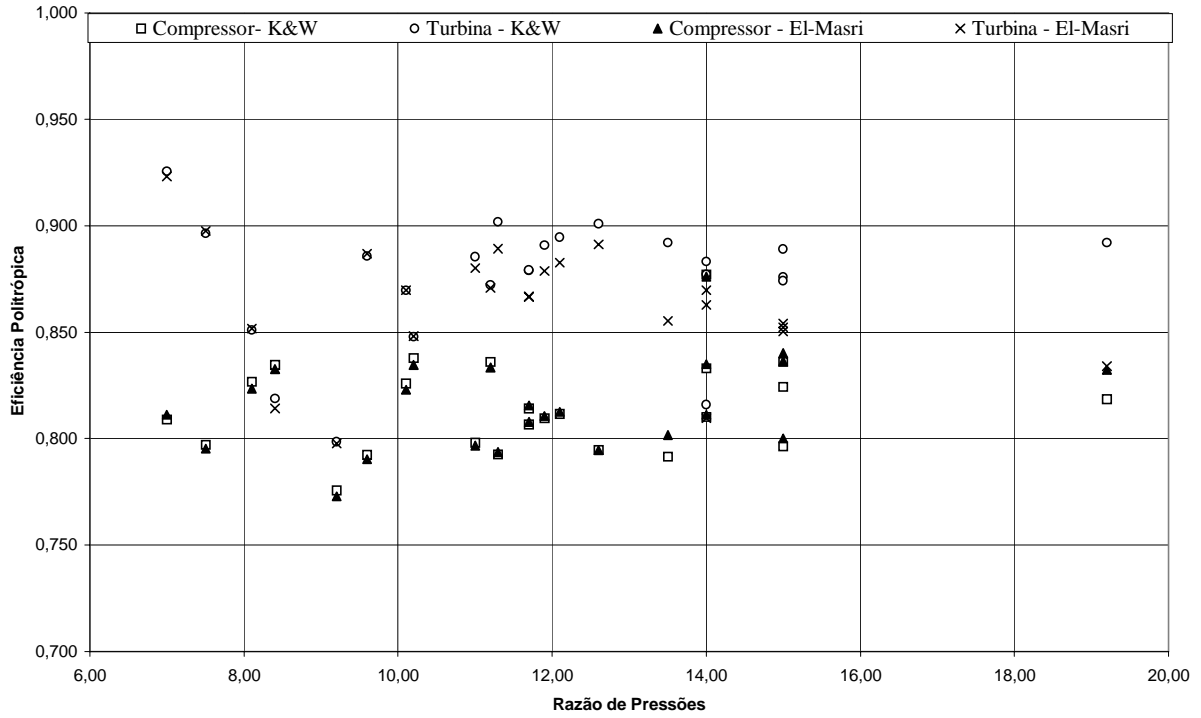


Figura 5 –Eficiência politrópica para compressor e turbina modelos com resfriamento

O valor da fração de resfriamento como uma função de  $T_3$ , é mostrada na Fig.6. Os valores mantêm-se na faixa de 0 a 15%, sendo este último valor coerente com os sugeridos por Cohen *et al* (1996) para turbinas modernas.

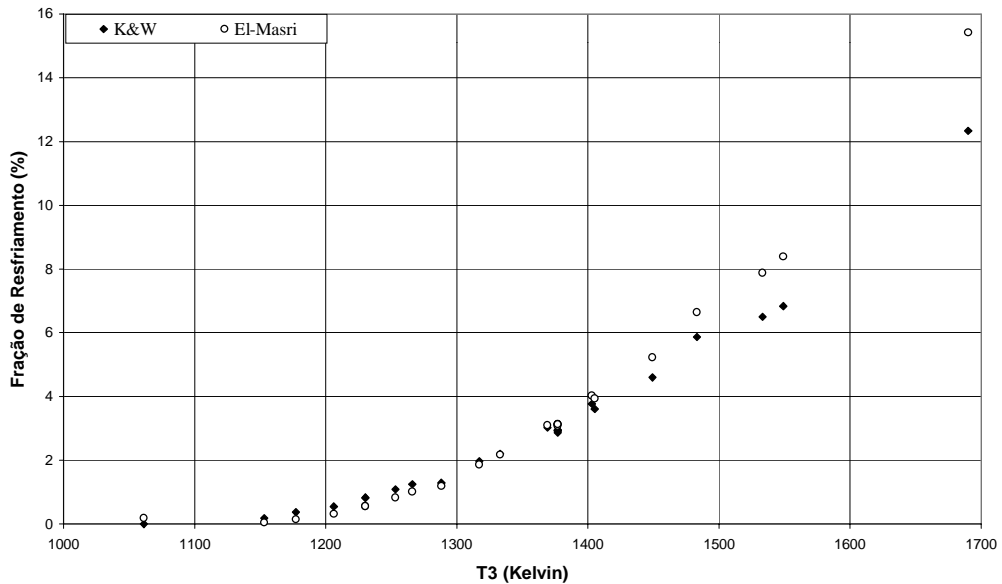


Figura 6 – Frações de ar para resfriamento

Também na Fig.6, observa-se que para temperaturas mais baixas o modelo K&W gera frações maiores que o modelo El-Masri, uma tendência que inverte-se para temperaturas maiores que 1350 K.

A tabela 2 mostra o valor da eficiência global para três das turbinas avaliadas. Nota-se que os três modelos avaliados fornecerem valores semelhantes para a eficiência global, ou seja, uma análise global do sistema não evidencia a necessidade de simulação do resfriamento nas turbinas.

Tabela 2 – Eficiência global dos sistemas

Sistema		W-501G			GT110			MS7001f		
		El-Masri	K&W	não-resf	El-Masri	K&W	não-resf	El-Masri	K&W	não-resf
Eficiência global	(%)	37.51	37.42	37.78	33.05	32.12	33.49	33.03	32.93	33.45

#### 4. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos mostraram, claramente, a necessidade da simulação dos resfriamento em turbinas modernas. Os valores obtidos, no modelo sem resfriamento, para a eficiência politrópica das turbinas da ordem de 99% evidenciam este fato.

Os modelos de resfriamento avaliados geraram resultados satisfatórios e semelhantes, apesar da diferença conceitual existente. Isto é evidenciado pela proximidade entre os valores gerados para a fração de resfriamento, Fig.6, e para a eficiências politrópicas, Fig.5.

Uma ressalva, entretanto, deve ser feita para o valor obtido para a eficiência politrópica de turbinas e compressores. Os valores obtidos, para os modelos K&W e El-Masri, quando confrontados com os valores sugeridos por Cohen *et al* (1996), indicam que os modelos ainda necessitam de ajustes.

Além disto os resultados obtidos indicam que a escolha do modelo, com ou sem resfriamento, não interfere nos resultados globais do sistema, notadamente, a eficiência global.

#### 5. BIBLIOGRAFIA

- Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M., 1996, “Design of Thermal Systems”, John Wiley & Sons, INC. – New York, Estados Unidos
- Cohen, H.; Rogers, G.F.C.; Saravanamuttoo, H.H., 1996, “Gas Turbine Theory”, Addison Wesley Longman Limited – London – England
- El-Masri, M. A., 1986, “On Thermodynamics of Gas Turbines Cycles: Part 2 - A Model for Expansion in Cooled Turbines”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 108 pp. 151-159
- Korakianitis, T.; Wilson, D.G., 1994, “Models for Predicting the performance of Brayton Cycle Engines”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 116 pp. 381-388
- Product Guide: Gas Turbines – 1987a – Modern Power Systems - May 1987 pp 41-47
- Product Guide: Gas Turbines - Large industrial units - part 1- 1987b - Modern Power Systems - April 1987 pp 49-57
- Southall, L. ; McQuiggan, G., 1996, “New 200 MW class 501G Combustion Turbine”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 118 pp. 572-577