

Simulação Numérica de Sistemas Térmicos de Potência

Guilherme de Oliveira Kunz

Orientador: Paulo Smith Schneider

Área de Concentração: Ciências Térmicas

Resumo

Este trabalho descreve a simulação computacional de sistemas térmicos de potência baseados nos processos termodinâmicos entre os componentes pertencentes de um ciclo, abordando também alguns fenômenos de transporte.

A simulação computacional resolve as equações que descrevem o sistema térmico e para tal foram avaliados diversos programas (softwares) qualificados para a solução de equações.

O sistema em questão é um ciclo Rankine simples, no qual são analisadas as características de seus equipamentos, quando operando em conjunto.

Assim, de posse de uma boa ferramenta de simulação e dos dados obtidos do ciclo quando em funcionamento, pode-se partir para a otimização do sistema e melhorias em relação a custo e tempo.

Abstract

" Conceptual Design of Power's Thermal Systems Simulated Computational "

This work describes the computational simulation based in power's thermal systems in the thermodynamic processes, between components of a cycle, also approaching some phenomena of carrier.

The computational simulation decides the equations that describes the thermal system, and for such diverse software qualified for the solution of equations had been evaluated.

The system in question is a Rankine simple cycle, in which is analyzed the features of its equipment, when operating.

Thus, of ownership of a good tool of simulation and the gotten data of the cycle when in functioning, it can be broken for the optimization of the system and improvements in relation the cost and time.

PALAVRAS CHAVES:

Simulação numérica, sistemas térmicos, termodinâmica, ciclos de potência e equipamentos térmicos.

Índice	Página
1. Introdução.....	2
2. Fundamentação Teórica.....	2
3. Metodologia.....	9
4. Resultados.....	14
5. Conclusão.....	17
Referências Bibliográficas.....	17
Anexo.....	18

1. INTRODUÇÃO

A escolha do tema deste trabalho foi baseada na importância da simulação de sistemas de potência na atividade profissional de um engenheiro, já que a produção de energia elétrica passou a ser hoje um assunto estratégico para o país. A utilização das ferramentas de simulação garantem uma correta compreensão do problema, além de permitir a especulação de aspectos como custo de operação, construção e projeto dos sistemas em questão.

O objetivo deste trabalho é a simulação do comportamento de um ciclo de potência Rankine através de uma abordagem termodinâmica dos processos e incluindo a modelagem de alguns fenômenos de transporte em alguns de seus componentes.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nos itens a seguir, serão apresentados os fundamentos teóricos referentes ao ciclo e seus componentes.

2.1 CICLO RANKINE

O sistema a ser simulado neste trabalho é o sistema de potência de Rankine. Trata-se de um ciclo real de geração de potência utilizando-se como fluido vapor d'água.

O ciclo de Rankine é dividido basicamente em quatro equipamentos: bomba, turbina, gerador de vapor e o condensador, como mostra a figura a seguir.

Nele, a água na fase líquida que sai do condensador é bombeada para o gerador de vapor. O vapor nele gerado é admitido na turbina acoplada ao gerador elétrico. O fechamento do ciclo se dá com a descarga de vapor para o condensador.

Observa-se que todos os equipamentos estão conectados por tubulações.

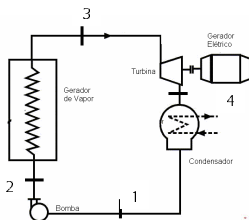


Figura 2.1. Desenho esquemático de um ciclo Rankine

Outro modo de analisar o funcionamento do circuito é através do diagrama temperatura e entropia, como mostrado a seguir.

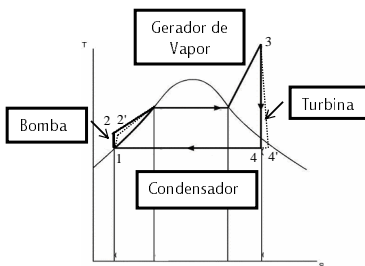


Figura 2.2. Diagrama Ts de um Ciclo Rankine

O diagrama mostra a temperatura e entropia em cada ponto do ciclo ilustrado na figura 2.1. Nota-se que o ciclo desenvolve-se no sentido horário. A transformação 1-2 deve-se ao bombeamento da água líquida de forma ideal e 1-2' mostra o mesmo processo de forma real, com aumento da entropia do fluido. O mesmo se verifica na expansão ideal do vapor na turbina 3-4 e a expansão não isentrópica 3-4'.

Esse último processo é responsável pela produção de trabalho mecânico do ciclo.

2.2 GERADOR DE VAPOR

A função do gerador de vapor no ciclo de Rankine é a de aumentar a energia no fluido, obtida pela troca de fase de líquido comprimido que sai da bomba para vapor superaquecido na entrada da turbina.

Para o equacionamento do gerador de vapor foi considerado somente um calor transferido para o fluido qb [W].

$$qb = \dot{m} * (hgo - hgi) \quad (2.1)$$

Onde \dot{m} [kg/s] é a vazão mássica que passa pela gerador de vapor, hgo [kJ/kg] e hgi [kJ/kg] são a entalpia do fluido na saída e na entrada do gerador de vapor respectivamente.

A perda de carga no interior do gerador de vapor será acrescentada admitindo-se um valor fixo. A eficiência será tomada como de 80% na utilização da energia para troca de fase do fluido, eficiência esta que foi obtida pela análise de exemplos em aplicações de dimensões similares (Babcock, 1955).

2.3 CONDENSADOR

A função do condensador no ciclo de Rankine é completar a troca de fase do vapor que sai da turbina, já apresentando um título inferior a um, antes de ser admitido na bomba.

O equacionamento do condensador, assim como do gerador de vapor é dado por:

$$qc = \dot{m} * (hco - hci) \quad (2.2)$$

Onde qc [W] é o calor retirado pelo condensador, \dot{m} [kg/s] é a vazão mássica que passa pelo circuito quente do condensador, hco [kJ/kg] e hci [kJ/kg] são a entalpia do fluido na saída e na entrada do condensador respectivamente.

O condensador também impõe uma perda de carga na tubulação interna, que é tomada aqui como um valor fixo.

A troca de calor no circuito frio do condensador é dada por:

$$to = ti + (tc - ti) * (1 - e^{(-UA/\dot{m}c_p)}) \quad (2.3)$$

Onde t_o [°C] é a temperatura na saída do condensador, t_i [°C] é a temperatura na entrada do condensador, t_c [°C] é a temperatura do fluido refrigerante de valor constante de 25°C, U [W/m²C] é o coeficiente de troca de calor do trocador de calor, A [m²] é a área de troca de calor e cp [kJ/kgC] o calor específico do fluido.

A figura 2.3 mostra um desenho esquemático do condensador, onde a temperatura do fluido refrigerante é constante e a troca de calor esta graficamente demonstrada na figura 2.4.

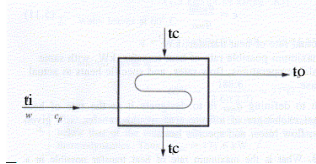


Figura 2.3 Trocador de Calor (Stoecker, 1989)

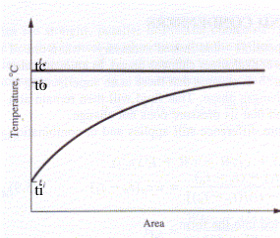


Figura 2.4. Variação de temperatura no condensador (Stoecker, 1989)

2.4 BOMBA

A bomba no ciclo de Rankine é a responsável pela compressão do fluido para sua admissão no gerador de vapor.

O equacionamento da bomba é o da equação de diferença de pressão em relação a vazão mássica, que tem o seguinte formato:

$$\Delta p = 331 + 45.6 * \dot{m} - 4.03 * \dot{m}^2 \quad (2.4)$$

Onde Δp [kPa] é a diferença de pressão entre a entrada e saída da bomba e m [kg/s] é a vazão mássica. Este equacionamento tem a seguinte forma:

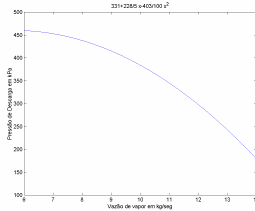


Figura 2.5. Curva teórica da bomba

Nota-se que a diferença de pressão diminui conforme o aumento da vazão do líquido.

De acordo com o ciclo será modificada esta equação para a vazão e pressão solicitadas.

2.5 TURBINA

A turbina é responsável pela transformação de energia térmica em energia mecânica. Esse processo envolve o decaimento da entalpia de entrada e de saída do fluido, ao qual ainda se associa uma curva de rendimento, conhecida como eficiência isentrópica.

A base para o dimensionamento da eficiência isentrópica da turbina, foi observada utilizando o gráfico a seguir, no qual é demonstrado a eficiência de acordo com a utilização e potência requerida para a aplicação.

No caso, como estamos trabalhando em ciclo Rankine simples de aproximadamente 6MW para utilização industrial, a eficiência isentrópica da turbina será em torno de 80%.

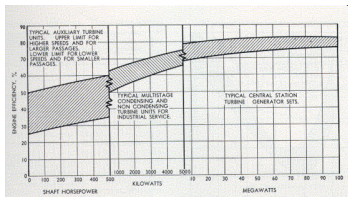


Fig 2.6. Eficiências da turbina de acordo com sua utilização (Babcock, 1955)

A partir destes dados foi ajustada a curva de eficiência isentrópica da turbina como segue.

$$\eta_s = 0.0047 \dot{m}^3 - 0.2538 \dot{m}^2 + 4.4569 \dot{m} + 58.3348 \quad (2.5)$$

Onde η_s é a eficiência isentrópica e \dot{m} [kg/s] a vazão mássica.

O comportamento dessa curva é ilustrada pelo gráfico abaixo.

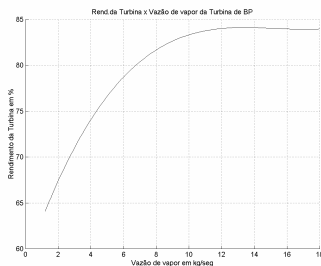


Fig 2.7 Gráfico da curva de eficiência da turbina

Para a eficiência isentrópica utilizaremos a relação de entalpias como segue.

$$\eta_s = \frac{hti - hto}{hti - htos} \quad (2.6)$$

Onde η_s é a eficiência isentrópica, hti [kJ/kg] a entropia na entrada da turbina, hto [kJ/kg] é a entropia isentrópica na saída da turbina e $htos$ [kJ/kg] é a entropia real na saída da turbina.

Estes processos podem ser também visualizados utilizando o diagrama de entalpia – entropia de Mollier. A eficiência isentrópica da turbina já havia sido salientada no processo 3-4' da figura 2.2.

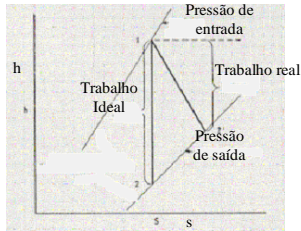


Fig 2.8. Entropia na turbina

Para utilização da turbina no processo será necessário fixar valores de temperatura e pressão na entrada e pressão apenas na saída da turbina, valores estes fixados de acordo com as grandezas do projeto dimensionado.

Para a potencia produzida pela turbina o equacionamento obteve a seguinte forma:

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_{t1} - h_{t0s}) \quad (2.7)$$

Onde \dot{W}_t [W] é a potência produzida pela turbina, h_{t1} [kJ/kg] a entalpia na entrada, h_{t0s} [kJ/kg] a entalpia real na saída da turbina e \dot{m} é a vazão mássica.

2.6 GERADOR

O gerador é o responsável pela transformação de energia mecânica para energia elétrica. A eficiência do conjunto foi considerada como sendo de aproximadamente 0.95, incluso eficiência elétrica e mecânica.

O equacionamento do gerador elétrico tem a seguinte forma:

$$\dot{W}_t = \frac{\dot{W}_g}{\eta_s} \quad (2.8)$$

Onde \dot{W}_t [W] é a potência produzida na turbina, \dot{W}_g [W] é a potência produzida pelo gerador elétrico e η_s sua eficiência.

2.7 TUBULAÇÃO

Para o ciclo, a tubulação é a responsável por toda a transferência de massa, ou seja, ela é a responsável por conectar o fluido passante em todos os equipamentos que fazem parte do ciclo.

Para o equacionamento da tubulação foram desconsiderados quaisquer tipos de perda de calor, assim resultando somente perda de carga.

A perda de carga para a tubulação segue o seguinte equacionamento:

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2} \rho \quad (2.9)$$

Onde Δp [Pa] é a variação de pressão, f é o coeficiente de atrito, L [m] o comprimento da tubulação, D [m] o diâmetro da tubulação, v [m/s] é a velocidade do fluido, A [m²] é a área da seção da tubulação e ρ [kg/m³] é a densidade.

Os valores de D , L e A serão dimensionados conforme características da vazão de vapor d'água em cada trecho de tubulação do ciclo.

3. METODOLOGIA

Para a solução das equações que descrevem em totalidade o ciclo foi necessário a utilização de softwares para solução de equações não lineares.

Para a análise dos softwares existentes foi observado algumas características como: facilidade de utilização, qualidade da interface e da apresentação dos resultados. Para realização dos testes requeridos foi utilizado o exemplo 6.1 de um livro de sistemas térmicos (Stoecker, 1989), o qual requeria a solução para o problema ilustrado na figura que segue:

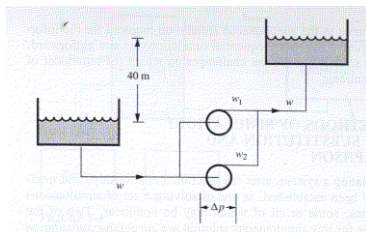


Fig 2.9. Diagrama do exemplo (Stoecker, 1989)

O exemplo mostra um sistema que busca elevar o líquido com auxílio de duas bombas em paralelo, descritas pelas equações a seguir.

$$\begin{aligned}\Delta p &= 7.2w^2 + \frac{H \rho g}{1000 \text{ Pa} / \text{kPa}} \\ \Delta p &= 810 - 25w_1 - 3.75w_1^2 \\ \Delta p &= 900 - 65w_1 - 30w_1^2 \\ w &= w_1 + w_2\end{aligned}\tag{3.1}$$

Onde $H[\text{m}]$ é a diferença de alturas entre os tanques, $\rho [\text{kg}/\text{m}^3]$ é a densidade d'água, $g [\text{m}/\text{s}^2]$ é a gravidade, $w_1 [\text{kg}/\text{s}]$ é a vazão mássica que passa pela bomba 1, $w_2 [\text{kg}/\text{s}]$ é a vazão mássica que passa pela bomba 2 e $w [\text{kg}/\text{s}]$ é a vazão mássica total.

O primeiro programa a ser testado foi o IHT (1994), que é um software que acompanha o livro Fundamentos de Transferência de Calor e Massa (Incropera et al, 1998)

Os testes realizados mostraram que o programa é seguro e de fácil utilização. O IHT possui uma série de ferramentas de solução de cálculo de propriedades de transporte, e sua vocação é a transferência de calor e massa.

Outro software testado foi o IT (1994) que também compartilha o mesmo módulo de resolução de sistemas de equações, mas é mais voltado para a solução de problemas termodinâmicos. Ele incorpora rotinas de cálculo de propriedades termodinâmicas (entalpia, entropia, pressão, temperatura, volume específico e título), disponíveis para uma série de fluidos, entre eles vapor d'água.

Também foi implementado um aplicativo para solução das equações do exemplo anterior em FORTRAN, com o software Fortran Power Station V4, utilizando-se a biblioteca IMSL. O resultado foi satisfatório devido a ótima qualidade da biblioteca IMSL.

Também foi desenvolvido um aplicativo em C para a solução das mesmas equações utilizando-se dos métodos de Newton-Rhaphson e Gauss-Jordan e também foi testado o método de substituições sucessivas. O aplicativo também demonstrou ser muito bom para a solução destas equações, mas os programas como IHT e IT são muito mais práticos, pois já contam com interfaces amigáveis, como mostra a figura abaixo.

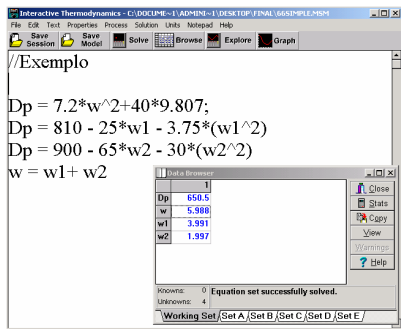


Fig 2.10. Interface do programa IT

O problema do sistema de bombeamento anterior foi resolvido com o software IT, como mostra a tabela a seguir.

Tab 1. Resultados do problema proposto no sistema 3.1 de equações

Diferença de pressão	650,5 kPa
Vazão total	5,988 kg/s
Vazão na bomba 1	3,991 kg/s
Vazão na bomba 2	1,997 kg/s

A partir do resultado positivo do uso do IT, foi iniciada a implementação do sistema Rankine.

Inicialmente foram retiradas todas equações referentes a fenômenos de transporte utilizando-se somente as equações referentes a transformações termodinâmicas.

O ciclo foi descrito somente por uma bomba, um gerador de vapor, uma turbina e um condensador.

Para o equacionamento da turbina foram fixados os valores de pressão e temperatura na entrada, pressão na saída e potência gerada pela turbina. Para o caso, a turbina foi descrita utilizando-se sua característica isentrópica e também pela equação de trabalho produzido (2.7).

Para o condensador foi utilizada a equação de retirada de calor para o meio (2.2) e foi considerada a condensação a temperatura constante, sem subresfriamento.

Para a bomba a pressão de saída da bomba foi fixada igual a pressão na entrada da turbina, sem perda de carga.

Para o gerador de vapor foi utilizada a equação de entrada de calor para o ciclo (2.1).

Os resultados foram os seguintes:

Tab.2 Resultados do ciclo Rankine

Eficiência de Carnot	77,27	%
Eficiência do Ciclo	26,71	%
Vazão mássica	8,233	kg/s
Entalpia na entrada do gerador de vapor	419,5	kJ/kg
Entalpia na entrada da turbina	3292,0	kJ/kg
Entalpia na saída da turbina	2525,0	kJ/kg
Entalpia na saída do condensador	467,3	kJ/kg
Pressão na entrada do gerador de vapor	5000,0	kPa
Pressão na entrada da turbina	5000,0	kPa
Pressão na saída da turbina	150,0	kPa
Pressão na saída do condensador	150,0	kPa
Calor que entra no Gerador de vapor	23650,0	kW
Calor que sai do condensador	16940,0	kW
Entropia na entrada do gerador de vapor	1,308	kJ/kg°C
Entropia na entrada da turbina	6,785	kJ/kg°C
Temperatura na entrada do gerador de vapor	100,0	°C
Temperatura na entrada do condensador	111,4	°C
Trabalho produzido na turbina	6316	kW
Temperatura na entrada da turbina	440,0	°C

Os valores acima foram coerentes com a teoria. Os valores podem ser visualizados no gráfico da figura a seguir.

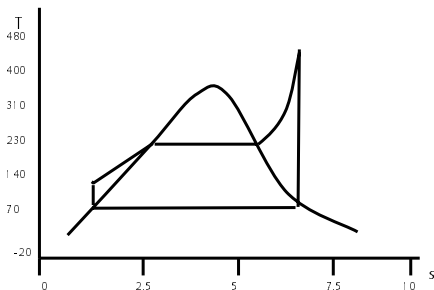


Figura 2.11. Diagrama Temperatura-Entropia do ciclo analisado

Assim, podemos tomar como base estes resultados para o dimensionamento inicial do sistema quando na implementação das equações de transferência de massa.

O próximo passo foi considerar a perda de carga imposta pela tubulação e ainda acoplar o funcionamento da bomba, descrito pela equação de pressão versus vazão mássica.

Para o equacionamento da tubulação, foi implementada a função de perda de carga (2.9). Como o IT não dispõe de funções para a solução de propriedades como viscosidade e massa específica essas foram tomadas de dados de tabelas [Moran et al, 1996]. Mesmo sendo valores fixos, eles foram continuamente atualizados manualmente ao longo da simulação.

Para cada trecho de tubulação foram verificadas entalpia, entropia, temperatura, pressão e massa específica, além da verificação do estado do fluido, é possível deduzir o tipo de regime do escoamento encontrado tendo o conhecimento da vazão mássica.

Para o equacionamento da turbina foram aplicadas as equações de trabalho produzido (2.7) e a curva de eficiência isentrópica (2.5).

Para o equacionamento do gerador de vapor foi utilizado uma perda de carga de valor fixo e a equação de entrada de calor no ciclo (2.1).

Para o equacionamento do condensador foi utilizada uma perda de carga de valor fixo, a equação de saída de calor para o meio (2.2) e a equação de transferência térmica entre o fluido frio (externo) e o fluido quente (interno) do ciclo (2.3).

Para o equacionamento da bomba foi utilizada a curva de variação de pressão (2.4).

Após certos redimensionamentos, principalmente da curva da bomba foram obtidos bons resultados, mostrados no próximo capítulo.

4. RESULTADOS

Os resultados obtidos foram divididos por cada equipamento pertencente ao ciclo como mostra a tabela abaixo.

Tab 3. Resultados do ciclo Rankine real

TURBINA		
Trabalho que sai da turbina	6316,0	kW
Entalpia na entrada da turbina	3290,0	kJ/kg
Entalpia na saída da turbina real	2656,0	kJ/kg
Entalpia na saída da turbina isentrópica	2518,0	kJ/kg
Título na saída da turbina	98,32	%
Pressão na entrada da turbina	5155,0	kPa
Eficiência isentrópica da turbina	82,19	%
Pressão na saída da turbina	150,0	kPa
Temperatura na saída da turbina	111,4	°C
Temperatura na entrada da turbina	440,0	°C
CONDENSADOR		
Temperatura no líquido de arrefecimento no condensador	25,0	°C
Calor que sai para o meio	22250,0	kW
Queda de pressão no condensador	0,4981	kPa
Entalpia na saída do condensador	422,7	kJ/kg
Pressão na entrada do condensador	149,4	kPa
Temperatura na saída do condensador	100,8	°C
Pressão na saída do condensador	148,9	kPa
Temperatura na entrada do condensador	111,4	°C
BOMBA		
Entalpia na entrada da bomba	422,7	kJ/kg
Entalpia na saída da bomba	426,2	kJ/kg
Pressão na entrada da bomba	148,8	kPa
Pressão na saída da bomba	5160,0	kPa
Temperatura na entrada da bomba	100,8	°C

Entropia na entrada da turbina	6,768	$\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$
Temperatura na saída da bomba	100,8	$^\circ\text{C}$
GERADOR DE VAPOR		
Calor que entra para o ciclo	33610,0	kW
Queda de pressão no gerador de vapor	0,4981	kPa
Entalpia na entrada do gerador de vapor	422,7	kJ/kg
Entalpia na saída do gerador de vapor	3290,0	kJ/kg
Pressão na entrada do gerador de vapor	5160,0	kPa
Pressão na saída do gerador de vapor	5159,0	kPa
Temperatura na entrada do gerador de vapor	100,8	$^\circ\text{C}$
TUBULAÇÃO		
Queda de pressão na tubulação entre a Bomba e o Gerador de vapor	0,3281	kPa
Queda de pressão na tubulação entre o Condensador e a Bomba	0,0781	kPa
Queda de pressão na tubulação entre o Gerador de vapor e a Turbina	4,078	kPa
Queda de pressão na tubulação entre a Turbina e o Condensador	0,6151	kPa
GERADOR ELÉTRICO		
Potência na saída do Gerador elétrico	6000,0	kW
CICLO		
Eficiência de Carnot	77,17	%
Eficiência do Ciclo	18,78	%
Vazão mássica	9,963	kg/s

Estes valores são ilustrados no gráfico abaixo.

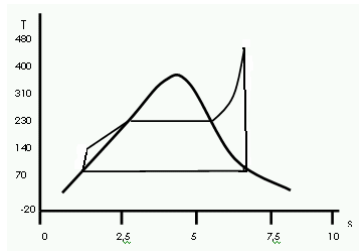


Figura 2.12. Temperatura-Entropia

A tabela abaixo mostra um comparativo entre o ciclo ideal e o ciclo real.

Tab 4. Comparação entre os ciclos Rankine real e ideal

Item	Grandeza	Ideal	Real	Unidade
1	Eficiência de Carnot	77,27	77,17	%
2	Eficiência do Ciclo	26,71	18,78	%
3	Vazão mássica	8,233	9,963	kg/s
4	Entalpia na entrada do gerador de vapor	419,5	422,7	kJ/kg
5	Entalpia na entrada da turbina	3292,0	3290,0	kJ/kg
6	Entalpia na saída da turbina	2525,0	2656,0	kJ/kg
7	Entalpia na saída do condensador	467,3	422,7	kJ/kg
8	Pressão na entrada do gerador de vapor	5000,0	5159,0	kPa
9	Pressão na entrada da turbina	5000,0*	5155,0	kPa
10	Pressão na saída da turbina	150,0*	150,0*	kPa
11	Pressão na saída do condensador	150,0	148,9	kPa
12	Calor que entra no Gerador de vapor	23650,0	33600,0	kW
13	Calor que sai do condensador	16940,0	22250,0	kW
14	Entropia na entrada da turbina	6,785	6,768	kJ/kgC
15	Temperatura na entrada do ger. vapor	100,0	100,8	°C
16	Temperatura na entrada do condensador	111,4	111,4	°C
17	Trabalho produzido na turbina	6316,0*	6316,0*	kW
18	Temperatura na entrada da turbina	440,0*	440,0*	°C

* parâmetros de operação

A leitura da tabela permite observar que as eficiências relativas às temperaturas de operação de um ciclo de Carnot (eficiência de ciclo de Carnot, item 1) são praticamente idênticas, porem as eficiências do ciclo Rankine (item 2) são bastante diferentes. A eficiência no caso real é menor em função das perdas na bomba, na turbina e no circuito de distribuição do fluido de trabalho. O ciclo real necessita trabalhar com maior admissão de calor no gerador de vapor, bem como rejeita maior quantidade de calor para o meio. Pelo fato de que o método de cálculo do ciclo real leva em conta as perdas de carga nos circuitos, observa-se que as pressões ao longo do mesmo também são calculadas (itens 8, 9 e 11).

5. CONCLUSÃO

O software IT demonstrou ser uma boa ferramenta para solução de problemas interativos computacionais voltados a área térmica, tanto para profissionais como para estudantes de engenharia.

O ciclo Rankine, nele simulado, demonstrou estabilidade nos resultados. Logo pode-se concluir que o software IT possui uma base de cálculos forte e de confiança. Por tratar-se de uma problema não linear, a resolução será sempre sensível às estimativas dos valores iniciais associados às variáveis.

Para um ciclo real observa-se que a eficiência é menor do que no ciclo ideal. A simulação numérica tem como mérito conhecer em detalhes as razões desse distanciamento, o que eventualmente permite atuar sobre essas causas, e buscar o aumento da eficiência do ciclo.

Um próximo passo para a simulação seria, então, a otimização do ciclo, utilizando-se de variações como regeneração e turbinas de múltiplos estágios, para vários design de sistemas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS

- Stoecker W. F., 1989. "**DESIGN OF THERMAL SYSTEMS**", McGraw-Gill, New York
- Incropera Frank P., De Witt, 1998. "**FUNDAMENTOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E DE MASSA**", John Wiley & Sons Inc, Rio de Janeiro
- Babcock G. H., 1955. "**STEAM ITS GENERATION AND USE**", The Babcock & Wilcox Company, New York
- Moran M.J, Shapiro H.N., 1996. "**FUNDAMENTALS OF ENGEERING THERMODUNAMICS**", John Wiley & Sons Inc, New York
- IHT, 1994, Interactive Heat Transfer, Jonh Wiley & Sons
- IT, 1994, Interactive Termodinamics, Jonh Wiley & Sons

ANEXO

Programa do IT

// Temperatura C

// Pressão kPa

// Potencia kW

// Turbina

t_turb_in = 440

p_turb_in = 5000

p_turb_out = 150

Wdot = 6316

h_turb_in = h_PT("Water/Steam", p_turb_in, t_turb_in)

s_turb_in = s_Ph("Water/Steam", p_turb_in, h_turb_in)

h_turb_out = h_Ps("Water/Steam", p_turb_out, s_turb_in)

mdot = Wdot / (h_turb_in - h_turb_out)

// Condensador

t_cond_in = T_Ph("Water/Steam", p_turb_out, h_turb_out)

p_cond_in = p_turb_out

p_cond_out = p_cond_in

h_cond_out = hsat_Px("Water/Steam", p_cond_out, 0)

qdot_cond = mdot * (h_turb_out - h_cond_out)

t_cond_out = 100

// Bomba

t_pump_in = t_cond_out

p_pump_in = p_cond_out

p_pump_out = p_turb_in

```

// Caldeira
t_boiler_in = t_pump_in
p_boiler_in = p_pump_out
h_boiler_in = h_PT("Water/Steam", p_boiler_in, t_boiler_in)
s_boiler_in = s_PT("Water/Steam", p_boiler_in, t_boiler_in)
h_boiler_out = h_turb_in
qdot_boiler = mdot * (h_boiler_out - h_boiler_in)

e_cicle = 100*Wdot / ( qdot_boiler +
e_carnot=100*(1-(t_pump_in/t_turb_in))

```

Resultados do Ciclo acima

e_carnot	77,27
e_cicle	26,71
h_boiler_in	419,5
h_boiler_out	3292
h_cond_out	467,3
h_turb_in	3292
h_turb_out	2525
mdot	8,233
p_boiler_in	5000
p_cond_in	150
p_cond_out	150
p_pump_in	150
p_pump_out	5000
qdot_boiler	2,365E4
qdot_cond	1,694E4
s_boiler_in	1,308
s_turb_in	6,785
t_boiler_in	100
t_cond_in	111,4

t_pump_in	100
Wdot	6316
p_turb_in	5000
p_turb_out	150
t_cond_out	100
t_turb_in	440

Programa IT (completo)

```
// Temperatura em Graus Centígrados
// Pressão em kPa
// Potencia em kW

// Turbina
t_turb_in = 440;
p_turb_out = 150;
Wdot_e     = 6000;
Wdot       = Wdot_e / 0.95
eff_s_turb = (0.0047*mdot^3-0.2538*mdot^2+4.4569*mdot+58.3348)/100
h_turb_in  = h_PT("Water/Steam", p_turb_in, t_turb_in);
s_turb_in  = s_Ph("Water/Steam", p_turb_in, h_turb_in);
h_turb_out_s = h_Ps("Water/Steam", p_turb_out, s_turb_in);
t_turb_out  = T_Ph("Water/Steam", p_turb_out, h_turb_out);
mdot = Wdot / (h_turb_in - h_turb_out);
eff_s_turb * (h_turb_in - h_turb_out_s) = (h_turb_in-h_turb_out);
x_turb_out = x_hP("Water/Steam", h_turb_out, p_turb_out );

// Tubulação entre Turbina e Condensador
L2 = 3
D2 = 0.20
rho2 = 10.84
mu2 = 16.23E-6
tcTC = Pipe_Dp( p_turb_out, mdot, L2, D2, mu2, rho2 )
p_cond_in = p_turb_out - tcTC
```

```

// Condensador
UA = 4
cp = 3.10
t_amb = 25
dp_cond = 0.05*mdot
t_cond_in = t_turb_out
p_cond_out = p_cond_in - dp_cond
qdot_cond = mdot * ( h_turb_out - h_cond_out)
t_cond_out=t_cond_in+(t_amb-t_cond_in)*(1-2.7482^(-UA/(mdot*cp)))
h_cond_out = h_Pt("Water/Steam", p_cond_out, t_cond_out)

// Tubulação entre Condensador e Bomba
L3 = 5
D3 = 0.15
rho3 = 856.89
mu3 = 129E-6
tcCB = Pipe_Dp( p_cond_out, mdot, L3, D3, mu3, rho3 )
p_pump_in = p_cond_out - tcCB

// Bomba
t_pump_in = t_cond_out
t_pump_out = t_pump_in
p_pump_out - p_pump_in = 4880.1 + 16.726 * mdot - 0.3573 * mdot^2
h_pump_in = h_pt("Water/Steam", p_pump_in, t_pump_in);
h_pump_out = h_pt("Water/Steam", p_pump_out, t_pump_out);
Wpump = mdot*(h_pump_out - h_pump_in)

// Tubulação entre Bomba e Gerador de Vapor
L4 = 3
D4 = 0.10
rho4 = 856.89
mu4 = 129E-6
tcBG = Pipe_Dp( p_pump_out, mdot, L4, D4, mu4, rho4 )
p_boiler_in = p_pump_out - tcBG

// Boiler
dp_boiler = 0.05*mdot

```

```

t_boiler_in = t_pump_in
p_boiler_out = p_boiler_in - dp_boiler
h_boiler_in = h_PT("Water/Steam", p_boiler_in, t_boiler_in)
h_boiler_out = h_turb_in
qdot_boiler = ( mdot * (h_boiler_out - h_boiler_in) ) / 0.85

```

```
// Tubulação entre Gerador de Vapor e Turbina
```

```
L1 = 5
```

```
D1 = 0.15
```

```
rho1 = 10.84
```

```
mu1 = 16.23E-6
```

```
tcGT = Pipe_Dp( p_boiler_out, mdot, L1, D1, mu1, rho1 )
```

```
p_turb_in = p_boiler_out - tcGT
```

```
e_cicle = Wdot / ( qdot_boiler + Wpump )
```

```
e_carnot = 1 - ( t_pump_in / t_turb_in )
```

```
/*
```

```
// FUNÇÃO DE PERDA DE CARGA NA TUBULAÇÃO
```

```
FUNCTION Pipe_Dp(p, m, L, D, mu, rho)
```

```
  A = 3.1416 * D ^ 2 / 4
```

```
  speed = m / (rho * A)
```

```
  Re = ABS(rho * speed * D / mu)
```

```
  IF (Re <= 2300) THEN
```

```
    f = 64 / Re
```

```
  ELSE
```

```
    IF (Re <= 2 * 10 ^ 5) THEN
```

```
      f = 0.316 / Re ^ 0.25
```

```
    ELSE
```

```
      f = 0.184 / Re ^ 0.2
```

```
    ENDIF
```

```
  ENDIF
```

```
  Dp = f * (rho * speed ^ 2 / (2 * D)) * L / 1000
```

```
  RETURN Dp
```

```
END
```

```
*/
```

Resultados Completos

Wdot	6316
Wpump	34,42
dp_boiler	0,4981
dp_cond	0,4981
e_carnot	0,771
e_cicle	0,1878
eff_s_turb	0,8219
h_boiler_in	422,7
h_boiler_out	3290
h_cond_out	422,7
h_pump_in	422,7
h_turb_in	3290
h_turb_out	2656
h_turb_out_s	2518
mdot	9,963
p_boiler_in	5160
p_boiler_out	5159
p_cond_in	149,4
p_cond_out	148,9
p_pump_in	148,8
p_pump_out	5160
p_turb_in	5155
qdot_boiler	3,36E4
qdot_cond	2,225E4
s_turb_in	6,768
t_boiler_in	100,8
t_cond_in	111,4
t_cond_out	100,8
t_pump_in	100,8
t_pump_out	100,8
t_turb_out	111,4
tcBG	0,3281
tcCB	0,0781
tcGT	4,078
tcTC	0,6151

x_turb_out	0,9832
D1	0,15
D2	0,2
D3	0,15
D4	0,1
L1	5
L2	3
L3	5
L4	3
UA	4
Wdot_e	6000
cp	3,1
h_pump_out	426,2
mu1	1,623E-5
mu2	1,623E-5
mu3	0,000129
mu4	0,000129
p_turb_out	150