

**Felipe Scatolini Menten**

**Redução de consumo de energia elétrica a partir de  
reaproveitamento de energia térmica com uso de Ciclo de  
Rankine Orgânico**

Guaratinguetá

2012

FELIPE SCATOLINI MENTEN

REDUÇÃO DE CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA A PARTIR DE  
REAPROVEITAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA COM USO DE CICLO  
RANKINE ORGÂNICO

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Alexandre Matelli

Guaratinguetá 2012

|       |   |
|-------|---|
| M549r | <p data-bbox="347 1102 670 1142">Menten, Felipe Scatolini</p> <p data-bbox="347 1142 1292 1254">Redução de consumo de energia elétrica a partir de reaproveitamento de energia térmica com uso de Ciclo de Rankine Orgânico / Felipe Scatolini Menten – Guaratinguetá : [s.n], 2011.</p> <p data-bbox="395 1254 502 1288">32 f : il.</p> <p data-bbox="395 1288 678 1332">Bibliografia: f. 31-32</p> <p data-bbox="347 1366 1324 1444">Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011.</p> <p data-bbox="395 1444 981 1478">Orientador: Prof. Dr. José Alexandre Matelli</p> <p data-bbox="406 1545 949 1590">1. Energia elétrica – consumo    I. Título</p> <p data-bbox="1149 1624 1324 1657">CDU 620.92</p> |
|-------|---|

**REDUÇÃO DE CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA A PARTIR DE  
REAPROVEITAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA COM USO DE CICLO  
RANKINE ORGÂNICO**


**FELIPE SCATOLINI MENTEN**

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO  
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE  
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MAURO HUGO MATHIAS  
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

  
Prof. Dr. JOSÉ ALEXANDRE MATELLI  
Orientador/UNESP-FEG

  
Prof. Dr. PETRONIO MASANOBU TANISHO  
UNESP-FEG

  
Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELA BALESTIERI  
UNESP-FEG

Janeiro de 2012

## Dedicatória

A minha família que me deu suporte necessário para que meus objetivos acadêmicos pudessem ser alcançados. De modo muito especial, aos meus pais Marcos e Rejane, que sempre ajudaram através de seu amor.

Aos meus amigos que assim como meus pais estiveram ao meu lado durante os anos que se passaram.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, fonte de vida e de graça. Agradeço pela minha vida, minha família e amigos.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. José Alexandre Matelli* que jamais deixou de me incentivar. Sem sua orientação, dedicação e auxílio, o estudo aqui apresentado seria prejudicado.

Aos meus pais *Marcos e Rejane*, que sempre incentivaram meus estudos e provieram com os meios necessários para que esses pudessem ser concluídos.

Às funcionárias da Biblioteca do Campus de Guaratinguetá pela dedicação, presteza e principalmente pela vontade de ajudar.

Às secretárias da pós-graduação pela dedicação e alegria no atendimento,

À Bodycote Brasimet, em particular na pessoa dos engenheiros Horst Wittmaak e Cassiano Horta pela oportunidade de estágio que tornou possível este trabalho, e aos colaboradores da empresa que me auxiliaram durante o estágio.

MENTEN, F. S. **Redução de consumo de energia elétrica a partir de reaproveitamento de energia térmica com uso de ciclo de Rankine Orgânico.** 2012. 30 f. Trabalho de graduação (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

## **RESUMO**

O presente estudo tem por objetivo demonstrar a viabilidade técnica do método de recuperação de energia térmica através da utilização de um Ciclo de Rankine Orgânico (CRO) para geração de energia elétrica com recuperação de calor a partir de uma fonte de energia intermitente. Foi realizada uma análise comparativa entre um sistema que utiliza termoacumulação de energia e outro sistema sem utilizar termoacumulação para o CRO, baseado em uma empresa que tem como serviço para a indústria o tratamento térmico em metais, sendo que a fonte de energia intermitente para o CRO é um forno a gás natural. Os dados de vazão mássica, temperatura e calor específico dos gases de exaustão deste forno são utilizados como base de cálculo da energia utilizada no CRO. O regime de trabalho do forno considerado é também levado em conta nos cálculos. O estudo de viabilidade técnica do CRO considera amônia, benzeno, fluido refrigerante R113 e fluido refrigerante R134a, com e sem termoacumulação. Os resultados obtidos indicaram que a melhor alternativa é um CRO sem termo acumulação que usa amônia como fluido de trabalho.

**PALAVRAS-CHAVE:** Ciclo Rankine Orgânico. Termoacumulação. Reaproveitamento de energia.

MENTEN, F. S. **Reducing energy consumption from waste heat recovery using organic Rankine cycle**. 2012. 30 f. Graduation paper (Bachelor in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

### **ABSTRACT**

This paper is proposed the usage of an Organic Rankine Cycle (ORC) along with waste heat recovery from an inconstant heat source. This method of waste heat recovery with intermittent heat source is part of a technical viability study. This paper also brings up the usage of thermal energy storage as heat source for the ORC. This paper is based on a heat treatment company study in which a natural gas furnace is explored. Data such as mass flow, temperature and specific waste gas heat from this furnace are used through calculations. Calculations are made also based on furnace cycles. This viability study considers a series of working fluids such as ammonia, benzene, R113 and R134a. Results point out that ORC with out thermal storage and using refrigerant fluid ammonia is the best alternative.

**KEYWORDS:** Organic Rankine Cycle. Thermal energy storage. Waste heat recovery.



## LISTA DE SÍMBOLOS

|             |   |                  |
|-------------|---|------------------|
| $C_p$       | Calor específico a pressão constante                        | $kJ/kg^{\circ}C$ |
| $C_{p,g}$   | Calor específico dos gases a pressão constante              | $kJ/kg^{\circ}C$ |
| $\Delta h$  | Variação de entalpia  | $kJ/kg$          |
| $Pe$        | Perdas  | $kW$             |
| $\dot{Q}_e$ | Energia térmica que entra                                   | $kW$             |
| $\dot{Q}_l$ | Energia necessária para o fluido se tornar líquido saturado | $kW$             |
| $\dot{Q}_s$ | Energia térmica que sai                                     | $kW$             |
| $N$         | Número de mols  | $kmol$           |
| $m$         | Massa   | $kg$             |
| $\dot{m}_i$ | Vazão mássica do fluido de serviço                          | $kg/s$           |
| $\dot{m}_g$ | Vazão mássica dos gases de exaustão                         | $kg/s$           |
| $\Delta T$  | Variação de temperatura                                     | $^{\circ}C$      |
| $T_{ch}$    | Temperatura dos gases de chaminé                            | $^{\circ}C$      |
| $T_g$       | Temperatura de gases  | $^{\circ}C$      |
| $T_{sat}$   | Temperatura de saturação                                    | $^{\circ}C$      |
| $\Delta t$  | Variação de tempo   | $s$              |
| $\dot{W}_b$ | Potência real consumida pela bomba                          | $kW$             |
| $W_e$       | Potência real gerada  | $kW$             |
| $W_i$       | Potência isoentrópica gerada                                | $kW$             |
| $\eta_{cr}$ | Rendimento na caldeira de recuperação                       | $\%$             |
| $\eta_{tv}$ | Rendimento na turbina a vapor                               | $\%$             |
| $\eta_c$    | Rendimento do ciclo   | $\%$             |

## SUMÁRIO

|  |           |
|--|-----------|
| <b>1 INTRODUÇÃO.....</b>   | <b>10</b> |
| <b>1.1 Reaproveitamento no Brasil .....</b>                      | <b>10</b> |
| <b>1.2 Ciclo Rankine orgânico no Brasil.....</b>                 | <b>11</b> |
| <b>2 REVISÃO DA LITERATURA .....</b>                             | <b>12</b> |
| <b>3 FUNDAMENTAÇÃO .....</b>                                     | <b>15</b> |
| <b>3.1 Energia recuperada.....</b>                               | <b>16</b> |
| <b>3.2 O Ciclo Rankine em uso.....</b>                           | <b>17</b> |
| 3.2.1 CRO sem termo acumulador .....                             | 18        |
| 3.2.2 CRO com termo acumulador .....                             | 18        |
| <b>3.3. Metodologia.....</b>                                     | <b>19</b> |
| 3.3.1 Modelagem matemática .....                                 | 20        |
| <b>4 RESULTADOS .....</b>  | <b>23</b> |
| <b>4.1 Resultados referentes aos cálculos do CRO sem TA.....</b> | <b>24</b> |
| <b>4.2 Resultados referentes aos cálculos do CRO com TA.....</b> | <b>26</b> |
| <b>5 CONCLUSÃO.....</b>  | <b>28</b> |
| <b>APÊNDICE A.....</b>   | <b>29</b> |
| <b>BIBLIOGRAFIA CONSULTADA .....</b>                             | <b>31</b> |

## **1 INTRODUÇÃO**

O presente trabalho consiste no estudo de um sistema de recuperação de calor de gases de exaustão de um forno para geração de energia elétrica através de um Ciclo de Rankine Orgânico (CRO). O intuito do estudo é o de reduzir os custos com energia elétrica numa empresa prestadora de serviços à indústria, cuja atividade principal é o tratamento térmico de metais ferrosos. O combustível utilizado no forno é o gás natural e é utilizado para tratamentos à base de têmpera em óleo.

O trabalho apresenta duas técnicas de reaproveitamento de energia para atender a demanda imposta pelo CRO e diferentes fluidos de trabalho atuando no CRO.

### **1.1 Reaproveitamento no Brasil**

A utilização da biomassa apresenta-se como principal fonte de energia primária utilizada no Brasil na geração de energia elétrica, e implica no reaproveitamento para geração de energia. É uma fonte de energia de baixo poder calorífico, quando comparado a gás natural, diesel e gasolina, porém muito utilizado devido ao seu baixo custo e emissão zero de carbono.

Quando o assunto trata de gases gerados em diferentes processos, no entanto, verifica-se um baixo reaproveitamento, como, por exemplo, em vidrarias, que são geradoras de gases a altas temperaturas.

No Brasil o reaproveitamento energético ainda é um assunto pouco explorado, haja vista que os investimentos feitos na indústria são quase que exclusivos para aumento da produção.

## **1.2 Ciclo Rankine orgânico no Brasil.**

Na data referente à pesquisa deste trabalho o CRO se mostra como uma alternativa inexplorada no Brasil, sendo que os exemplares funcionais que existem estão em laboratórios.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

O ciclo Rankine (CR) tem como fundamento termodinâmico o ciclo de Carnott. Para melhor compreensão, podemos dividir o CR em quatro estágios principais, sendo que dois estágios compreendem a transferência de energia térmica e os dois estágios restantes abrangem a variação volumétrica. Desta forma, o ciclo pode ser descrito sucintamente nas seguintes etapas: o fluido de trabalho é vaporizado em uma caldeira; esta, por sua vez sofre uma expansão volumétrica; o fluido então passa por um condensador, segue para uma bomba de onde retorna para a caldeira e assim o ciclo é concluído (VAN WILLEN, 2003).

A expansão de vapor ocorre em uma turbina a vapor, máquina térmica na qual ocorre a transformação da pressão em energia cinética através de expansão. Essa turbina, por sua vez, gera potência de eixo que é a fonte de energia de um gerador. O vapor que sai da turbina passa por um condensador que então segue para a bomba de onde é levada à caldeira, e novamente é transformado em vapor, encerrando-se assim o ciclo. O CR que emprega vapor de água como fluido de trabalho é o ciclo termodinâmico mais utilizado na geração de vapor conforme, citado por BOYCE (2002), para instalações termelétricas.

Porém há ainda outra modalidade de emprego do CR, se trata do CRO que se caracteriza por ser um ciclo Rankine que substitui o vapor de água por vapor de fluidos orgânicos como fluidos de trabalho.

O CRO possui algumas vantagens comparativas em relação ao CR com a água, sendo uma delas a quantidade de energia necessária para vaporizar esses fluidos. Outra vantagem de alguns fluidos orgânicos, por sua vez, consiste no fato de serem secos, permanecer superaquecidos quando expandidos na turbina, evitando-se, desta forma, a formação de gotas diminutas do fluido de trabalho, o que garante uma qualidade de vapor superior, causando menos danos à turbina a vapor. Como consequência direta o CRO tem custos de manutenção reduzidos ao ser comparado ao CR a vapor de água

(LIU et al, 2004). Esses argumentos demonstram que o CRO é adequado para recuperar calor de baixa disponibilidade. Tais características fazem do CRO um sistema de geração de energia com características *bottoming*<sup>1</sup>, particularmente adaptável a sistemas de termoacumulação.

Existem alguns métodos principais de termoacumulação, sendo que um deles consiste em aproveitar a energia latente do meio de termoacumulação (MTA) e tem três formas de aplicação, todas associadas às possíveis mudanças de estado:

- sólido→líquido e líquido→sólido;
- líquido → vapor e vapor → líquido;
- sólido → gás e gás → sólido

A transformação sólido-líquido é a mais usual, por ocupar menos espaço. As demais ocupam grandes áreas e necessitam de sistemas complexos, tornando-os pouco práticos.

Em outro método a energia utilizada é a do calor sensível, no qual o MTA é aquecido ou resfriado para depois ser resfriado ou aquecido dependendo da aplicação, conforme citado por ANTAER (2006).

O MTA deve ser escolhido de acordo com a faixa de temperatura na qual o sistema trabalha e de acordo com o método de fornecimento de energia que será utilizado. Para o estudo aqui desenvolvido, o método selecionado é o de acúmulo de calor sensível, devido a sua praticidade. O MTA escolhido é a água, por sua abundância e características termodinâmicas.

O termoacumulador (TA) pode ser aplicado tanto como método de economia de energia quanto ser usado como um amortecedor de transientes energéticos. Em geral, há um desbalanceamento entre oferta de energia térmica recuperável e demanda de

---

<sup>1</sup> Sistema que está localizado ao final de um ciclo.

energia elétrica na maioria dos sistemas (REGIN et al, 1999). Este é o caso do sistema em estudo no presente trabalho, que apresenta oscilação na oferta de energia térmica recuperável pelo forno.

A transferência de calor em um TA é calculada de acordo com a equação 1:

$$mC_p \frac{\Delta T}{\Delta t} = \dot{Q}_e - \dot{Q}_s - Pe \quad (1)$$

Assume-se que a temperatura interna do tanque é constante e homogênea (VAIVUHDH et al, 1999).

Entre algumas das desvantagens apresentadas pelo CRO estão as baixas temperaturas e pressões a que os fluidos de trabalho podem ser submetidos, pois os fluidos orgânicos tendem a se decompor sob tais condições. São utilizados usualmente em turbinas de simples estágios. Existem ainda problemas de toxicidade de alguns dos fluidos orgânicos que são utilizados, inflamabilidade e estabilidade química. Podem ser fonte de problemas ambientais e acidentes, conforme citado por HUNG et al (1996) e MIKIELEWICZ et al (2009).

### 3 FUNDAMENTAÇÃO

O trabalho aqui apresentado é um estudo de viabilidade técnica no qual são comparados dois métodos de aplicação de CRO para recuperação de calor de um forno de tratamento térmico. O regime de trabalho do forno é transiente, ou seja, a energia térmica recuperável do forno varia ao longo do tempo. O estudo abrange ainda uma comparação entre diferentes fluidos de trabalho considerados no CRO.

O regime de trabalho do forno é intermitente, trabalhando por batelada. As cargas correspondentes a uma batelada permanecem dentro do forno até que a receita<sup>1</sup> preparada para a carga seja totalmente executada. As receitas variam de acordo com as características que se busca para o material em tratamento, com o volume das peças envolvidas no processo, com a massa total da carga e com as características dimensionais da peça. Devido à natureza de sua operação, o forno não rejeita energia térmica, na forma de gases de exaustão, de forma constante. O forno ainda apresenta baixa vazão de gases de exaustão, independente do regime de trabalho.

Um CRO tem baixo rendimento térmico quando comparado a um ciclo de Rankine, padrão que utiliza água como fluido de trabalho. Assim, sua utilização é justificada em casos em que há energia térmica que possa ser reaproveitada, como no forno de tratamento considerado. Neste trabalho, dois CRO's diferentes são concebidos e posteriormente comparados em termos de rendimento. Para uma melhor adequação do CRO à vazão de gases disponibilizada pelo forno, diferentes fluidos de trabalho são considerados. No primeiro sistema proposto, o CRO recupera diretamente o calor associado aos gases de exaustão, estando sujeito, portanto, às oscilações do regime de trabalho do forno. Já no segundo sistema, o calor rejeitado pelo forno é recuperado em um termocumulador, que, por sua vez, fornece calor ao CRO. Se

---

<sup>1</sup> Termo técnico utilizado no ambiente industrial que faz referência ao tempo de forno, potencial de carbono e temperatura do óleo onde ocorre a tempera que uma carga deve ser submetida.



corretamente dimensionado, o uso do termoacumulador absorve os transientes operacionais do forno, permitindo que CRO opere em regime permanente.

O sistema de termoacumulação selecionado para esse trabalho consiste de dois trocadores de calor e um tanque isolado termicamente (ver seção 3.2.2). Nesse sistema, é usada a água como fluido térmico, devido ao seu elevado calor específico, facilidade de bombeamento e armazenamento, atoxicidade e ampla disponibilidade.

Os parâmetros de comparação entre os diferentes sistemas são o rendimento térmico de cada ciclo e a energia gerada por cada um deles.

### **3.1 Energia recuperada.**

O estudo é feito com base no forno Ipsen SRT – 17, um forno automático<sup>2</sup> de batelada que executa o processo conhecido como *sealed quench*, ou têmpera em atmosfera controlada. Tem como fonte primária de energia o gás natural que, através da energia liberada em sua combustão, aquece a câmara quente do forno. O forno é dividido da seguinte forma:

- câmara quente, local onde a atmosfera rica em carbono é controlada para atender as especificações indicadas pelo cliente;
- câmara fria, que é uma antecâmara rica em nitrogênio que serve para garantir que ar atmosférico, rico em oxigênio, não se misture com a atmosfera da câmara quente;
- tanque de óleo de têmpera, que contém o óleo utilizado na têmpera e tem temperatura controlada indicada para o processo.

Uma ilustração do forno Ipsen SRT – 17 é apresentada na Figura 3.1.

---

<sup>2</sup> Termo técnico utilizado no ambiente industrial que faz referência aos fornos automáticos existentes na fábrica onde foi se deu o estudo.

O sistema de aquecimento consiste de 10 conjuntos, cada um constituído de um queimador e seu respectivo tubo radiante. O sistema alterna a potência entregue nos queimadores entre os níveis alto e baixo. A potência alta é utilizada no aquecimento e potência baixa para manter a temperatura em patamar pré-definido. Essa oscilação entre alta e baixa potência faz com que a vazão mássica e a temperatura dos gases de combustão variem com o tempo.

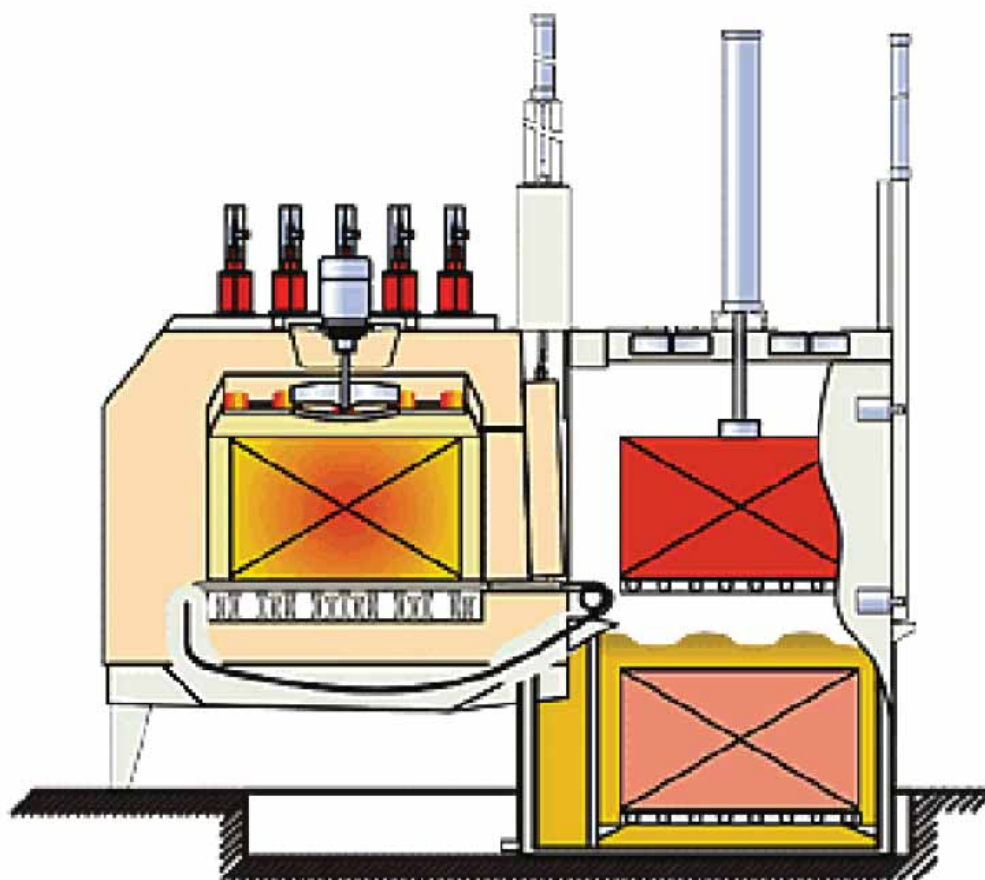


Figura 3.1: ilustração do forno Ipsen RTQ 17.

Fonte: Manual Eletrônico (ano não disponível).

### 3.2 O Ciclo Rankine em uso.

Considerando as características da energia térmica recuperável do forno – baixa vazão mássica e baixa temperatura-, preferiu-se a utilização do CRO ao invés do CR com água, por sua vez, o fluido de trabalho do CRO a ser utilizado depende da quantidade de energia e do rendimento térmico obtido no ciclo.

### 3.2.1 CRO sem termo acumulador

No primeiro momento o sistema empregado é um CRO que tem como fonte quente uma caldeira de recuperação. Essa caldeira de recuperação troca calor diretamente entre fluido de trabalho e gases de exaustão do forno. Um esquema desse sistema é apresentado na Figura 3.2.

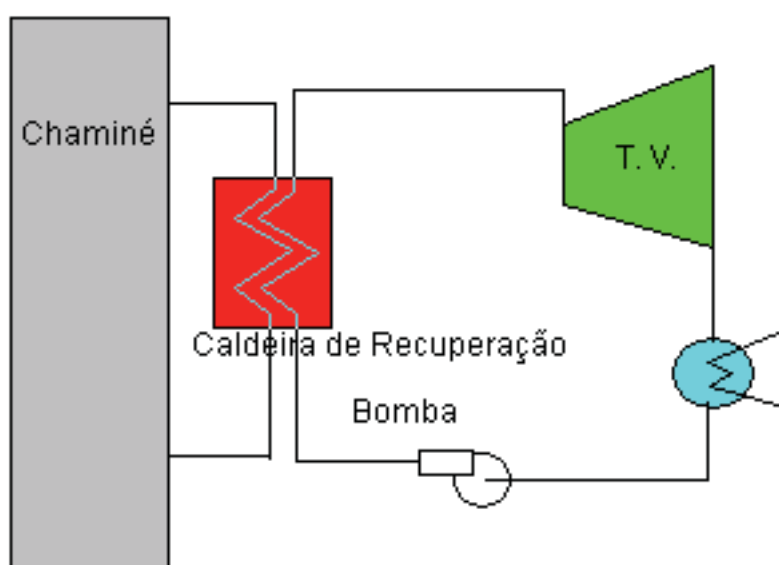


Figura 3.2: Diagrama de CRO sem TA.

### 3.2.2 CRO com termo acumulador

Nesse caso um TA é colocado entre o CRO e a chaminé, amortecendo o transiente da energia térmica recuperável para o CRO. O esquema apresentado na Figura 3.3 ilustra o sistema. O TA recupera calor da chaminé a partir de uma caldeira de recuperação. A água aquecida pela chaminé é então bombeada para um trocador de calor casco tubo. Nesse trocador casco tubo é gerado o vapor do fluido de trabalho. O CRO usa calor sensível acumulado no TA como fonte de energia.

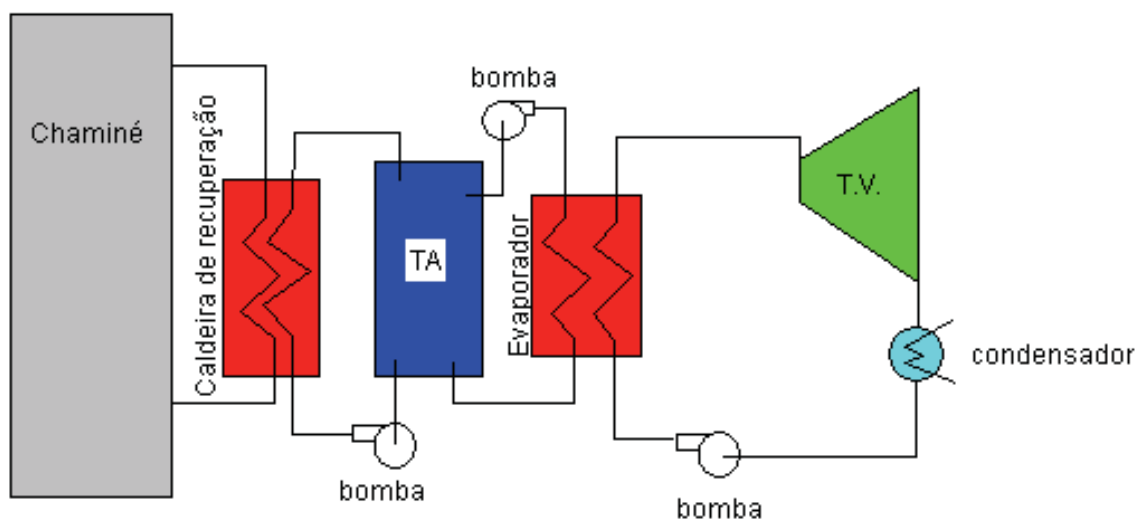


Figura 3.3: Diagrama de CRO com TA.

### 3.3. Metodologia

A metodologia empregada na realização dos cálculos envolve a pesquisa de consumo e outras características do forno constantes de manuais fornecidos pelo fabricante, a medição de parâmetros no objeto de estudo e cálculos que envolvem os dados obtidos por meio da pesquisa.

Para obter a energia disponível pelos gases de exaustão foram feitas as seguintes considerações iniciais: dois patamares diferentes de vazão, cada um com vazão constante, correspondentes às potências alta e baixa; temperatura inicial de chaminé de  $150^{\circ}\text{C}$ ; e  $C_p$  dos gases de  $1,31 \text{ [kJ/kgK]}$ , cujo valor é obtido através dos cálculos demonstrados no APÊNDICE A.

O cálculo inicial feito nas turbinas a vapor é referente a um processo isoentrópico, sendo posteriormente corrigido considerando-se um rendimento isoentrópico de 70% para a turbina.

Para o cálculo da potência demandada pelas bombas foi considerado um rendimento isoentrópico de 95%. Foi adotado também um rendimento de troca térmica nos trocadores de calor de 85%.

### 3.3.1 Modelagem matemática

As hipóteses consideradas no modelo são: fluidos de trabalho incompressíveis; operação em regime permanente dentro de cada patamar de potência do forno; perdas de calor para o meio desprezíveis; perdas de carga desprezíveis; variações de energia cinética e potencial desprezíveis; perdas no gerador elétrico são desprezíveis.

Considerando o volume de controle na caldeira de recuperação, tem-se:

$$\eta_{cr} \dot{m}_g C_{p,g} (T_g - T_{ch}) = \dot{m}_l \Delta h \quad (2)$$

É feita uma verificação da temperatura de *pinch point* para todos os fluidos de trabalho para garantir que não há violação de leis da Termodinâmica. O cálculo feito é representado pela equação 3.

$$T_{ch} = T_g + (T_{sat} + \Delta T_{pp} - T_g) \frac{\dot{Q}_g}{\dot{Q}_l} \quad (3)$$

Sendo:  $\Delta T_{pp} = \{10; 30\} [^{\circ}\text{C}]$ .

A energia térmica disponível na caldeira de recuperação varia de acordo com a vazão de gases disponível, como mostrado na Tabela 3.1. A energia disponível é recalculada caso necessário após cálculo de temperatura de chaminé.

Tabela 3.1: Energia disponível nos gases.

| $\dot{m}_g$ [ kg/s] | $T_g$ [°C] | $\dot{Q}_g$ [ kW] |
|---------------------|------------|-------------------|
| 0,41                | 480        | 152,3             |
| 0,25                | 450        | 82,6              |

A oferta de energia se dá de acordo com o gráfico apresentado na Figura 3.4.

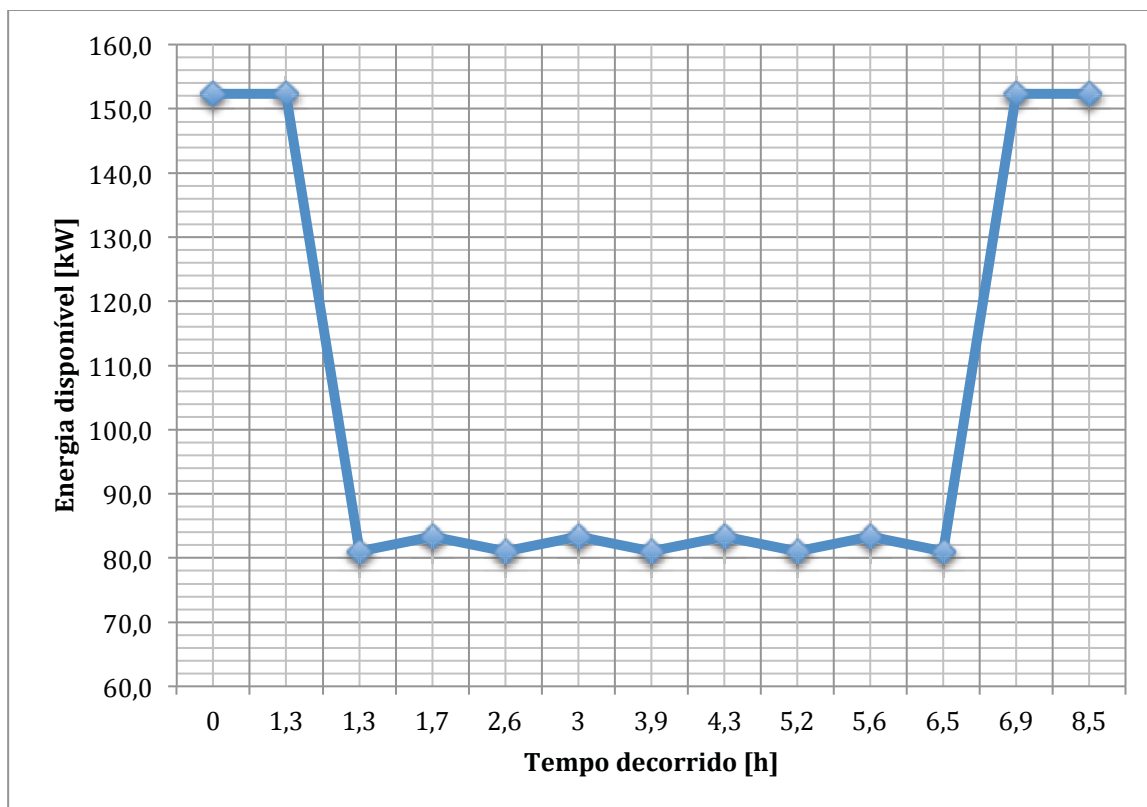


Figura 3.4: Gráfico de potência térmica rejeitada pelo forno.

A partir da Figura 3.4 foi obtida uma média da disponibilidade de energia que serve de base para os cálculos de energia referentes ao TA. A média foi feita de forma que a energia total rejeitada em Joules (equação 4) é dividida pelo tempo total do ciclo em questão. O ciclo aqui observado teve duração de 8,5h. A potência média disponível obtida foi aproximadamente 106 kW.

$$E = \int_0^{8,5} P dt \quad (4)$$

A partir da equação 5 pode-se obter a seguinte situação. Considerando que todas as perdas já foram contabilizadas e a energia que entra é a mesma que sai e a variação

de temperatura é de no máximo 10 °C. Com tempo decorrido é de 8,5h e  $C_p$  da água igual a 4,18 kJ/kgK.

$$mC_p \frac{\Delta T}{\Delta t} = 106 \text{ kW} \quad (5)$$

Dessa formulação obtem-se:

$$m = 77598,1 \text{ kg}$$

O que resulta em um TA com capacidade de aproximadamente 78 m<sup>3</sup> de água.

A energia gerada pelos diferentes fluidos de trabalho é calculada fazendo o cálculo sobre o volume de controle da turbina a vapor, de acordo com as equações 6, 7 e 8:

$$\dot{W}_i = \dot{m}_i \Delta h \quad (6)$$

$$\dot{W}_e = \eta_{tv} \dot{W}_i \quad (7)$$

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_e - \dot{W}_b}{\dot{Q}_g} \quad (8)$$

Os resultados das últimas equações, considerando os diferentes fluidos de trabalho, são apresentados no capítulo 4.

## 4 RESULTADOS

Valores de temperaturas e pressões são atribuídos de modo a assegurar uma boa operação do ciclo e poder estabelecer comparação entre os diferentes fluidos de trabalho. Em particular, considera-se que a temperatura na entrada da turbina seja igual a 110 °C para todos os fluidos de trabalho. Valores de entalpia e entropia utilizados nos cálculos são obtidos através do software Engineering Equation Solver (2011). Os pontos referentes aos estados termodinâmicos do CRO são mostrados na figura 4.1. Os dados referentes aos fluidos de trabalho são apresentados nas Tabelas 4.1- 4.4.

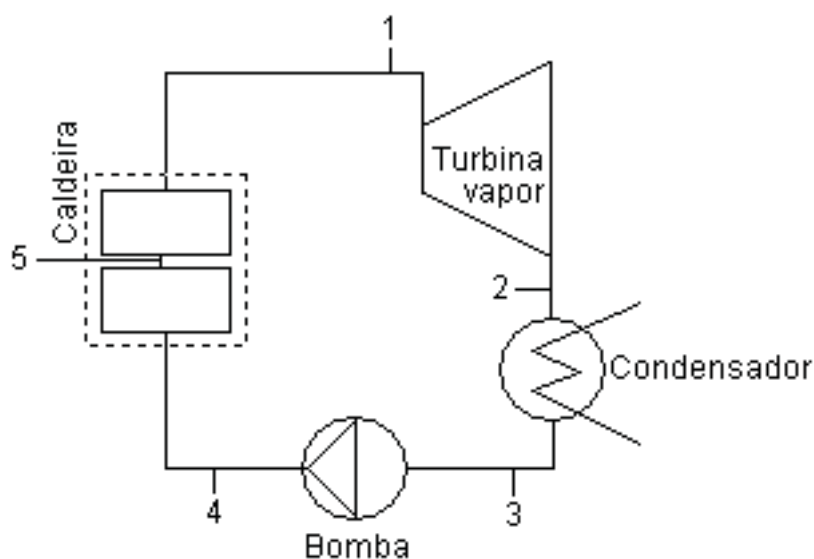


Figura 4.1: Representação de ciclo Rankine orgânico.

Tabela 4.1: Dados referentes à amônia.

|   | P [MPa] | T [°C] | h [kJ/kg] | s [kJ/kgK] | Estado             |
|---|---------|--------|-----------|------------|--------------------|
| 1 | 4       | 110    | 1608      | 5,111      | superaquecido      |
| 2 | 1,748   | 44,27  | 1491      | 5,111      | vapor saturado     |
| 3 | 1,748   | 44,27  | 411,8     | 1,711      | líquido saturado   |
| 4 | 4       | 45,01  | 415,8     | 1,711      | líquido comprimido |
| 5 | 4       | 78,42  | 591,4     | -          | líquido saturado   |



Tabela 4.2: Dados referentes ao benzeno.

|   | P [MPa] | T [°C] | h [kJ/kg] | s [kJ/kgK] | Estado             |
|---|---------|--------|-----------|------------|--------------------|
| 1 | 0,14    | 110    | 432,8     | 1,188      | superaquecido      |
| 2 | 0,06    | 83,85  | 400,3     | 1,188      | superaquecido      |
| 3 | 0,06    | 63,96  | -30,27    | -0,08755   | líquido saturado   |
| 4 | 0,14    | 63,99  | -30,17    | -0,08755   | líquido comprimido |
| 5 | 0,14    | 90,95  | 20,95     | -          | líquido saturado   |

Tabela 4.3: Dados referentes ao fluido refrigerante R113.

|   | P [MPa] | T [°C] | h [kJ/kg] | s [kJ/kgK] | Estado             |
|---|---------|--------|-----------|------------|--------------------|
| 1 | 0,5     | 110    | 261       | 0,7774     | superaquecido      |
| 2 | 0,3     | 95,73  | 253,4     | 0,7774     | superaquecido      |
| 3 | 0,3     | 84,6   | 113,8     | 0,3877     | líquido saturado   |
| 4 | 0,5     | 84,6   | 114       | 0,3877     | líquido comprimido |
| 5 | 0,5     | 105,7  | 219       | -          | líquido saturado   |

Tabela 4.4: Dados referentes ao fluido refrigerante R134a.

|   | P [MPa] | T [°C] | h [kJ/kg] | s [kJ/kgK] | Estado             |
|---|---------|--------|-----------|------------|--------------------|
| 1 | 3       | 110    | 319,6     | 0,9885     | superaquecido      |
| 2 | 1,3     | 71,56  | 300,6     | 0,9885     | superheated        |
| 3 | 1,3     | 49,44  | 122,6     | 0,4393     | líquido saturado   |
| 4 | 3       | 50,82  | 124,2     | 0,4393     | líquido comprimido |
| 5 | 3       | 86,16  | 186,5     | -          | líquido saturado   |

#### 4.1 Resultados referentes aos cálculos do CRO sem TA.

Os resultados apresentados referem-se aos sistemas que não aproveitam toda a energia térmica contida nos gases rejeitados pelo forno, uma vez que as temperaturas de chaminé encontradas estão fora da faixa usualmente recomendada. Essa decisão se justifica para que seja possível comparar os diversos fluidos de trabalho com a mesma temperatura na entrada da turbina (100 °C).

Tabela 4.5: Tabela de temperatura de chaminé em graus Celsius.

|         | Maxima vazão de gases |             | Mínima vazão de gases |             | Nova Tch adotada |
|---------|-----------------------|-------------|-----------------------|-------------|------------------|
|         | $T_{ch,10}$           | $T_{ch,30}$ | $T_{ch,10}$           | $T_{ch,30}$ |                  |
| Amônia  | 196,3                 | 210,7       | 188                   | 202,5       | 195              |
| Benzeno | 193,4                 | 208,5       | 186,1                 | 201,2       | 195              |
| R113    | 215,4                 | 229,9       | 207,2                 | 221,7       | 215              |
| R134a   | 257,8                 | 269,4       | 245,2                 | 256,8       | 260              |

Tabela 4.6: Tabela das energias e vazões mássicas envolvidas em cada sistema

| Resultado para geração de potência com Tch corrigido. |         |        |                  |            |
|---|---------|--------|------------------|------------|
| Situação com máxima vazão de gases.                   |         |        |                  |            |
|   | Q [kW]  | W [kW] | $\dot{m}$ [kg/s] | $W_b$ [kW] |
| Amônia  | 131,495 | 10,423 | 0,1278           | -0,476995  |
| Benzeno   | 131,495 | 7,483  | 0,329            | -0,030077  |
| R113  | 122,315 | 5,5419 | 1,036            | -0,15485   |
| R134a   | 101,49  | 10,36  | 0,7791           | -1,13335   |
| Situação com mínima vazão de gases.                   |         |        |                  |            |
|   | Q [kW]  | W [kW] | $\dot{m}$ [kg/s] | $W_b$ [kW] |
| Amônia  | 69,853  | 5,6532 | 0,06931          | -0,258685  |
| Benzeno   | 69,853  | 4,0565 | 0,1775           | -0,0163115 |
| R113  | 64,3705 | 3,0051 | 0,5618           | -0,083961  |
| R134a   | 52,0455 | 5,6168 | 0,4225           | -0,614555  |

É esperado que rendimento no ciclo sofra variações a devido a alteração na vazão mássica do fluido de trabalho. A Tabela 4.7 apresenta os valores relativos ao rendimento de ciclo para cada um dos ciclos em estudo.

Tabela 4.7: Rendimento do ciclo orgânico.

| Rendimento do ciclo | Vazão máxima | Vazão mínima |
|---------------------|--------------|--------------|
| Amônia              | 9%           | 4%           |
| Benzeno             | 7%           | 3%           |
| R113                | 5%           | 2%           |
| R134a               | 11%          | 5%           |

## 4.2 Resultados referentes aos cálculos do CRO com TA.

A energia térmica fornecida pelo TA para o CRO é 106 kW. Algumas informações pertinentes ao TA são: temperatura da água no tanque 127°C; pressão interna 0,43 MPa. A Tabela 4.8 mostra as temperaturas de entrada da água no TA da caldeira de recuperação e do evaporador, indicando que não há quebra de leis da termodinâmica.

Tabela 4.8: Temperatura da água que entra no TA.

|   | T[°C] |
|---|-------|
| Retorno caldeira de recuperação (potência máxima) | 136,7 |
| Retorno caldeira de recuperação (potência mínima) | 144,8 |
| Retorno do Evaporador do CRO                      | 114,5 |

A potência elétrica obtida nos diferentes ciclos e a vazão mássica utilizada por sua turbina na geração são mostradas na Tabela 4.9

Tabela 4.9: Dados de potência e de massa referentes aos diferentes fluidos de serviço

|         | W [kW] | $\dot{m}$ [kg/s] | Wb [kW]    |
|---------|--------|------------------|------------|
| Amônia  | 7,252  | 0,08894          | -0,33193   |
| Benzeno | 4,4394 | 0,1953           | -0,0178505 |
| R113    | 3,8563 | 0,7209           | -0,10773   |
| R134a   | 7,21   | 0,5423           | -0,788785  |

Para se comparar o rendimento entre os dois sistemas foi considerada a potência gerada no período de 8,5 horas, bem como a potência consumida nas mesmas 8,5 horas. Para o cálculo do rendimento do sistema com TA foi considerado também o consumo nas bombas de água (Tabela 4.10).

Tabela 4.10: Rendimentos e energia gerada para os diferentes fluidos nos sistemas apresentados.

|         | $\eta$ sem TA | $\eta$ com TA | Energia gerada [kWh] |        |
|---------|---------------|---------------|----------------------|--------|
|         | [%]           | [%]           | sem TA               | com TA |
| Amônia  | 6,5%          | 5,1%          | 61,9                 | 61,6   |
| Benzeno | 4,9%          | 3,1%          | 44,4                 | 37,7   |
| R113    | 3,8%          | 2,5%          | 32,9                 | 32,8   |
| R134a   | 7,9%          | 4,7%          | 61,5                 | 61,3   |

Outras análises que podem ser feitas são quanto ao custo de operação e de implantação dos sistemas apresentados, além de identificar qual seria o melhor sistema a ser implantado em situação real. Estes itens ficam como sugestões para trabalhos futuros.

## 5 CONCLUSÃO

Tendo em vista a análise do processo de recuperação de energia térmica é possível concluir, respaldado pelos cálculos e resultados obtidos que o fluido de trabalho de melhor rendimento varia se empregado ou não o processo de termoacumulação. Sem o TA, o R134a mostrou-se o mais eficiente entre os fluidos apresentados no trabalho.

A amônia, por sua vez, revelou-se mais eficiente no ciclo que usa TA. Com relação à potência, verifica-se que a amônia gera mais potência independentemente do uso do TA, sempre lembrando que a temperatura parâmetro considerada na entrada da turbina foi de 110 °C.

Quanto ao sistema de recuperação de calor mais adequado, observa-se que o ciclo sem TA é mais eficiente e gera mais potência. Considerando que não há diferença significativa de rendimento entre R134a e amônia e a amônia gera mais potência elétrica que o R134a, o melhor ciclo proposto é um Ciclo de Rankine Orgânico que faz uso de amônia sem termoacumulação.

## APÊNDICE A

Cálculo de  $C_p$  dos gases de combustão. Excesso de ar de 10%. Temperatura de chama 1100K.

Tabela A.1: composição do combustível para 1kmol de gás natural [Comgas].

| Substância   | CH <sub>4</sub> | C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> | C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> | C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> | CO <sub>2</sub> | N <sub>2</sub> |
|--------------|-----------------|-------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|-----------------|----------------|
| Fração molar | 0,89            | 0,06                          | 0,018                         | 0,01                           | 0,015           | 0,007          |

Tabela A.2 de composição dos gases para combustão completa.

| Substância                            | CO <sub>2</sub> | H <sub>2</sub> O | N <sub>2</sub> | O <sub>2</sub> |
|---------------------------------------|-----------------|------------------|----------------|----------------|
| N                                     | 1,119           | 2,028            | 7,964          | 0,2118         |
| Fração molar                          | 0,1             | 0,179            | 0,703          | 0,018          |
| $\bar{C}_{p,i}$ (480°C)<br>[kJ/kmolK] | 54,47           | 41,74            | 32,74          | 34,85          |
| $\bar{C}_{p,i}$ (450°C)<br>[kJ/kmolK] | 54,12           | 41,35            | 32,57          | 34,70          |

Fórmula para cálculo do Cp em kJ/kmolK:

$$\bar{C}_p = \sum x_i \bar{C}_{p,i}$$

Resultado para temperatura de gases

- 480°C →  $\bar{C}_{p,480}=36,56$  [kJ/kmolK]

- 450°C →  $\bar{C}_{p,450}=36,34$  [kJ/kmolK]

Adotando a média entre o calor específico dos gases a 480°C e a 450°C para cálculos e sendo a massa molar dos gases igual a 27,88 kg/kmol temos que:

$$C_{p,g} = 1,31 \text{ [kJ/kgK]}$$

**BIBLIOGRAFIA CONSULTADA**

ATAER, O. ERCAN; **Energy Storage Systems vol 1. Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS)**. Ankara Gazi University, 2006.

BOYCE, MEHERWAN P.; **Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants**. Nova Iorque, Editora ASME, 2002

HUNG, T. C.; SHAI, T. Y.; WANG, S. K.; **A Review of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the Recovery of Low-Grade waste heat**. Taiwan: Kaohsiung Polytecnic Institute, 1996.

LIU, BO-TAU; CHIEN, KUO-HSIANG; WANG, CHI-CHUAN; **Effect of Working Fluids on Organic Rankine Cycle For Waste Heat Recovery**. Hsinchu: Industrial Institute of Research, 2004

MIKIELEWICZ, DARIUS; MIKIELEWICZ, JAROSLAW; **A Thermodynamic Criterion for Selection of Working Fluid for Subcritical and Supercritical Domestic Micro CHP**. Gdansk: Gdanski University of Technology, 2009.

REGIN, A. FELIX; SOLANKI, S. C.; SAINI, J. S.; **Heat Transfer Characteristics of Thermal Energy Storage System Using PCM Capsules: A Review**. Roorkee: Indian Institute of Technology Roorkee, 2007.

VAIVUDH, SARAYOOTH; RAKWICHIAN, WATTANAPONG; CHINDARUKSA, SIRINUCH; **Heat Transfer of High Thermal Energy Storage With Heat Exchanger for Solar Trough Power Plant**. Phitsanulok: Naresuan University, 2008.

VAN WILLEN, G. J.; SONNTAG, RICHARD E.; BORGNAKKE, CLAUS; **Fundamentos da Termodinâmica**. Tradução da 6ª edição americana, tradução de Euryale de Jesus Zerbini, São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda, 2003.



**COMPANHIA DE GÁS DE SÃO PAULO – COMGÁS.** Composição do gás natural. Disponível em:

[www.comgas.com.br/conheca\\_sociedade/escola/composicao.asp](http://www.comgas.com.br/conheca_sociedade/escola/composicao.asp). Visualização feita em 12/12/2011.

Software Engineering Equation Solver, 2011.