Estudo termodinâmico de um sistema de cogeração operando com dois motores térmicos diferentes

2.1 Introdução

A cogeração, como produção simultânea de energia elétrica e energia térmica útil, calor ou frio, é uma forma eficiente de utilizar uma única fonte de combustível para a obtenção de vários produtos energéticos. Pesquisas bibliográficas recentes (Wu and Wang, 2006; Onovwiona and Ugursal, 2006; Parise et al., 2005) relatam as numerosas possibilidades do uso eficiente da energia com sistemas de cogeração. O presente trabalho caracteriza seu método de análise comparando-o aos encontrados na literatura.

Um elemento chave no projeto de sistemas de cogeração é a compatibilização entre as demandas de carga de aquecimento e resfriamento reais e as saídas de potência e calor disponíveis nos motores primários (Abedin, 2003). No caso específico da produção simultânea de potência elétrica e de refrigeração, esta última será primariamente produzida pelas bombas de calor acionadas pelo calor de rejeito. Ao longo do dia e para as diferentes estações do ano as demandas de energia elétrica e energia térmica têm variações importantes. Costa e Balesteri, (2001) detalham a influência destas variações, refletidas na razão calor-potência e na eficiência global de cogeração, no caso específico de plantas químicas.

Abedin (2003) analisa o exemplo de um prédio com condicionamento central de ar a partir de um *chiller* de absorção sob condições de carga parcial e demandas variáveis de frio e eletricidade. Partindo desta análise, sugere diversas medidas para balancear a relação calor-potência.

Estas medidas incluem: (i) a utilização de dois motores primários, grupo gerador com turbina a gás e grupo gerador com motor de combustão interna a gás, para aproveitar as diferentes eficiências a carga parcial e, conseqüentemente, a disponibilidade do calor de rejeito; (ii) a utilização de *chillers* "híbridos" (um

acionado por calor de rejeito e o outro por compressão de vapor elétrica); (iii) o armazenamento de energia térmica e (iv) o resfriamento do ar na entrada da turbina.

No presente capítulo aprofunda-se o estudo das duas primeiras opções delineadas acima, a saber: dois motores primários e um arranjo híbrido de *chillers*. É estudado um sistema de cogeração de energia total (com uma única fonte de combustível). Os desempenhos energético e exergético do sistema são avaliados como função, (i) da razão entre frio e demanda de potência elétrica (ii) da distribuição de potência entre os dois motores primários e (iii) da razão de demanda de energia em relação à demanda máxima. A idéia é beneficiar-se dos diferentes comportamentos da razão entre potência e calor de rejeito (relacionando a sua eficiência térmica) de cada motor primário para atender às demandas variáveis de potência elétrica e resfriamento. Fletcher e Walsh (1998) e Saravanamuttoo et al (1998) também abordaram o uso simultâneo de turbina a gás e motor de combustão interna em aplicações marítimas.

Nos sistemas de cogeração de frio-potência elétrica, para aplicações comerciais e residenciais, a carga térmica de refrigeração é caracterizada por um pico de curta duração e por uma baixa carga base. No que diz respeito ao motor primário, os motores de combustão interna, quando comparados com turbinas a gás, apresentam uma menor relação entre calor de rejeito e potência de eixo, bem como uma maior flexibilidade, no que concerne à modulação de potência (Sala Lizárraga, 1994).

De acordo com Spiewak e Weiss (1997), o valor relativamente baixo do rendimento térmico das turbinas a gás, aliado ao significativo excesso de ar na exaustão - necessário para assegurar uma temperatura aceitável na entrada do expansor-, resulta em um importante conteúdo energético nos gases de escape e na possibilidade de se recuperar este calor residual. A carga parcial, a turbina a gás opera com uma eficiência térmica ainda mais reduzida. Este fato, a despeito da temperatura menor do gás de exaustão, e da baixa vazão mássica (quando comparadas com a temperatura e a vazão para carga máxima), representa uma oportunidade para aumentar a porcentagem de calor de rejeito utilizado. A principal limitação para a recuperação de calor é que a temperatura de exaustão final não deve ser reduzida abaixo do ponto de orvalho dos gases, para evitar problemas de corrosão causados pela presença de enxofre no combustível (Fletcher e Walsh, 1998).

Por outro lado, nos motores a combustão interna, o rendimento a carga parcial permanece praticamente constante, desde 100% até 50% da carga e, depois, diminui drasticamente. Quando a carga diminui, a maior parte da energia do combustível vai para a água de resfriamento do motor, sob a forma de calor de rejeito (Greene e Lucas, 1965).

Resumindo, a seleção do motor térmico mais apropriado a certa instalação é determinada pela razão entre calor e potência demandados. Da energia proveniente do combustível, a turbina a gás converte maior parte em calor, enquanto que o motor a combustão interna apresenta eficiência térmica superior, isto é, converte uma maior parcela de energia do combustível em trabalho. A determinação exata da razão calor/trabalho ótima para a operação a plena carga e a carga parcial, para a seleção do motor térmico, como função das demandas características de frio e potência, é passo crítico em qualquer estudo de viabilidade técnica e econômica, assim como na fase de projeto e operação de plantas cogeradoras.

Para avaliar o desempenho térmico de um sistema de energia total, com diferentes saídas energéticas úteis, é necessário obter critérios termodinâmicos sólidos, baseados nos princípios da primeira e segunda leis. Tanto a eficiência tradicional da primeira lei quanto a eficiência racional da segunda lei, conforme definida por Kotas (1985), precisam dar lugar a critérios mais elaborados quando saídas múltiplas de energia estão envolvidas.

A literatura oferece critérios de desempenho para a análise de ciclos termodinâmicos de produção combinada de trabalho e frio. Alguns deles (Ziegler e Riesch, 1993, e Martin e Goswami, 2006) estão baseados na primeira lei da termodinâmica e dizem respeito aos aspectos da produção de frio. Estes trabalhos comparam os sistemas de absorção com os sistemas convencionais em aplicações de produção simultânea de potência elétrica e calorífica. Uma otimização de energia foi realizada por Kong et al. (2005), os quais determinaram os pontos de melhores estratégias operacionais para diferentes relações do custo gáseletricidade em sistemas de cogeração.

O método de exergia, baseado na segunda lei, foi empregado por Vidal et al. (2006), determinando as irreversibilidades para cada componente do ciclo para várias condições de operação. Critérios de investimento para a otimização de plantas de cogeração foram analisados por Biezma e San Cristóbal (2006), bem como por Balesteri e Basulto (2006), que estudam a influência dos preços variáveis da eletricidade nas decisões para investimentos na cogeração. O emprego de métodos de otimização de múltiplos critérios, envolvendo aspectos econômicos, energéticos e ambientais das plantas de cogeração também pode ser encontrado na literatura (Burer et al., 2003 e Cardona et al., 2006).

2.1.1 Objetivos do capítulo.

O objetivo geral deste capítulo é caracterizar as instalações de cogeração operando com dois motores térmicos em paralelo: turbina a gás e motor de combustão interna. Para alcançar o mesmo propuseram-se os seguintes objetivos específicos:

- Obter as equações para os balanços energéticos e exergéticos de um sistema operando com dois motores térmicos distintos e em paralelo. (usando equações de desempenho de motores reais).
- 2. Realizar um estudo de casos.
- Obter as curvas características de comportamento termodinâmico que permitam obter os pontos de operação para maiores valores de eficiência exergética global.

2.2. Descrição do sistema

O sistema em estudo, esquematizado na figura 1, consiste de dois motores primários, uma turbina a gás e um motor de combustão interna por ignição a compressão, ambos operando com óleo Diesel – isto constitui uma diferença com relação ao caso proposto por Abedin (2003), que estudou o uso do gás natural- e acoplados a geradores elétricos individuais. O frio é produzido,

fundamentalmente, por um *chiller* de absorção que tem como fonte de acionamento o calor de rejeito dos motores térmicos. A capacidade total elétrica requerida, W_{DE}^{\bullet} , pode ser compartilhada entre ambos os motores. Quando a demanda de frio, $\mathcal{G}_{C;DE}^{\bullet}$, supera a potência frigorífica produzida pelo *chiller* de absorção, $\mathcal{G}_{C;AC}^{\bullet}$, utiliza-se um *chiller* suplementar de compressão de vapor, o qual consome parte da energia elétrica produzida pelos geradores.



Figura 1. Esquema geral da planta para geração de potência elétrica e produção de frio

O combustível é fornecido com uma taxa de energia \mathbf{k}^{a} a cada grupo motor primário/gerador elétrico para produzir \mathbf{k}^{a}_{To} de potência elétrica. Uma parte do calor de rejeito de cada motor é recuperada, a uma taxa \mathbf{e}^{a}_{r} . O calor restante é rejeitado ao ambiente, a uma taxa \mathbf{e}^{a}_{n} . Cada grupo motor primário/gerador elétrico é caracterizado por sua eficiência térmica de conversão de energia, h, e pela razão de utilização de calor de rejeito, a. Ambas são definidas como:

$$h = \frac{V_{\text{R}}}{I_{\text{R}}}$$
(2.1)

$$a = \frac{\mathcal{Q}_r}{\mathcal{Q}_r + \mathcal{Q}_n}$$
(2.2)

Supõe-se que os motores primários podem operar a carga parcial ou total e que a demanda elétrica total pode ser atendida totalmente por cada um deles, ou distribuída entre si. Dois parâmetros podem ser introduzidos, para definir a operação do motor térmico a carga parcial, c, que representa a razão entre a

carga no eixo do motor térmico e a potência máxima produzida por ele, e a distribuição de carga entre os dois motores, I. Eles são definidos como segue:

$$c = \frac{V_{\text{max}}}{V_{\text{max}}}$$
(2.3)

$$I = \frac{V_{GT}^{\mathbf{k}}}{V_{TO}^{\mathbf{k}}}$$
(2.4)

onde a potência elétrica total, W_{TO}^{k} , é:

$$W_{TO}^{\mathbf{x}} = W_{GT}^{\mathbf{x}} + W_{IC}^{\mathbf{x}}$$
(2.5)

Definiu-se, ademais, um fator g que representa a razão de demanda com relação à máxima demanda de energia elétrica, $W_{DE;max}^{\mathbf{g}}$, que o sistema atende. Para as demandas de potência elétrica e de frio, g é definido pelas equações (2.6) e (2.7), respectivamente:

$$g_{W} = \frac{W_{DE}}{W_{DE;max}}$$
(2.6)

$$g_{QC} = \frac{\mathcal{Q}_{C;DE}}{V_{DE;max}^{\mathbf{k}}}$$
(2.7)

A razão g_{QC} representa a potência frigorífica por unidade de potência elétrica máxima e –como se verá mais adiante- pode atingir valores maiores que 1.

O *chiller* de absorção é acionado pelo calor de rejeito de ambos os motores primários, $(\mathcal{D}_{r,GT} + \mathcal{D}_{r,IC})$, e produz a potência frigorífica, $\mathcal{D}_{C,AC}$. Sua eficiência de refrigeração é caracterizada pelo coeficiente de performance, COP_{AC} , definido como:

$$COP_{AC} = \frac{\mathcal{Q}_{C,AC}}{\left(\mathcal{Q}_{r,GT} + \mathcal{Q}_{r,IC}\right)}$$
(2.8)

Quando a potência de refrigeração demandada, $\mathscr{G}_{C,DE}$, excede a capacidade de refrigeração do *chiller* de absorção, entra em operação um *chiller* suplementar por compressão de vapor, alimentado por potência elétrica, com uma eficiência de refrigeração COP_{VC} . A potência elétrica que alimenta o compressor, W_{VC} , é oriunda da produção de potência dos motores primários. O coeficiente de performance é, então, definido como:

$$COP_{VC} = \frac{\mathcal{G}_{C,VC}}{V_{VC}^2}$$
(2.9)

No caso oposto, quando a capacidade de refrigeração excede a demanda de refrigeração, resultando em um excesso de potência de refrigeração, $\mathcal{G}_{C,HS}$, uma fonte de calor extra é empregada, podendo ser um sistema de armazenamento de energia térmica para a obtenção e utilização de frio em outro período mais oportuno.

2.3. Modelo termodinâmico

2.3.1 Hipóteses simplificadoras

As seguintes hipóteses foram adotadas no presente estudo:

i) sistema operando em regime permanente

ii) a geração elétrica é exatamente igual à demanda de eletricidade. O sistema acompanha, portanto, a demanda de energia elétrica (paridade elétrica);

iii) são atribuídos valores constantes para o COP de cada um dos chillers;

iv) é desprezado o trabalho consumido pela bomba de líquido no *chiller* de absorção;

 v) variações das componentes cinética e potencial de energia e de exergia são desprezadas;

vi) as condições do ambiente de referência para os cálculos exergéticos se definem como: $P_0 = 101,325$ kPa e $T_0 = 298,15$ K;

vii) a eficiência térmica de cada motor primário depende da razão de carga. No presente estudo adotaram-se as seguintes expressões para uma turbina a gás típica (Ferreira, 2002) e um motor de combustão interna existente e testado por Pereira (2006a):

$$h_{GT} = a_1 c_{GT}^2 + a_2 c_{GT} + a_3$$
(2.10)

$$h_{IC} = b_1 c_{IC}^5 + b_2 c_{IC}^4 + b_3 c_{IC}^3 + b_4 c_{IC}^2 + b_5 c_{IC} + b_6$$
(2.11)

onde, como já definido em (2.6):

$$C = \frac{W^2}{W^2_{\max}}$$

A expressão para a turbina é válida para percentagens de carga entre 25 e 100%. Para valores inferiores, de acordo com Fletcher e Walsh (1998), na região de baixas velocidades (ou cargas), o compressor da turbina atua como um freio. Há entrada de potência, elevação da temperatura, porém alta queda pressão. Por outro lado, no combustor, existe um limite de carga por debaixo do qual acontece a extinção da chama (Fletcher e Walsh, 1998). Na prática, não é possível o funcionamento da turbina a gás para percentagens de cargas parciais menores que o 25% (Ferreira, 2007).

viii) a razão de utilização de calor de rejeito, como parâmetro que depende das efetividades dos trocadores, depende das características físicas dos trocadores e das condições de escoamento. No presente trabalho, considerou-se que a capacidade de utilização do calor de rejeito é proporcional à razão de carga parcial dos motores, devido ao fato de que, para maiores cargas, existem maiores vazões e temperaturas disponíveis e utilizáveis. Por outro lado, no caso em que os motores estão funcionando sem carga, ainda existe a possibilidade de aproveitar seu calor de rejeito. Estas situações se refletem nos parâmetros $a_{max} e a_{min}$. Assim, adotaram-se as seguintes expressões, para turbina e motor a combustão interna, respectivamente:

$$\boldsymbol{a}_{GT} = \left(\boldsymbol{a}_{GT;\max} - \boldsymbol{a}_{GT;\min}\right)\boldsymbol{c}_{GT} + \boldsymbol{a}_{GT;\min}$$
(2.12)

$$a_{IC} = (a_{IC;\max} - a_{IC;\min}) c_{IC} + a_{IC;\min}$$
(2.13)

2.3.2 Definições

Na análise de primeira lei, é definida uma razão de conversão de energia, *ECR*, como sendo a razão entre o produto energético total (eletricidade mais frio) e o total de energia consumida. Constitui-se em um parâmetro avaliador do desempenho global da planta.

$$ECR = \frac{\mathcal{G}_{C,DE} + \mathcal{W}_{DE}}{\mathcal{R}_{GT} + \mathcal{R}_{IC}}$$
(2.14)

Um importante parâmetro de caracterização de uma planta de cogeração é a comparação entre os diferentes tipos de demandas. Para este fim, é definida a razão entre as demandas de potência elétrica e de frio, R:

$$R = \frac{W_{DE}}{\mathcal{O}_{C,DE}}$$
(2.15)

Para a análise de segunda lei, define-se a eficiência racional, y, como a razão entre as exergias de entradas \mathcal{B}_{F} e as de saídas úteis \mathcal{B}_{P} . Para a planta em análise tem-se a expressão:

$$y = \frac{\sum \vec{B}_{P}}{\sum \vec{B}_{F}}$$
(2.16)

Da mesma forma, (1-y) representa a fração da exergia de entrada que se perde através das irreversibilidades de cada componente, \mathbf{k}_i , e é definido por Kotas (1985) como defeito de eficiência (*efficiency defect*). O sub-índice *i* denota cada subsistema do sistema.

$$d = 1 - y = \frac{\sum_{i} \mathbf{k}_{i}}{\sum \mathbf{k}_{F}}$$
(2.17)

2.3.3 Determinação da exergia

Em toda análise de um determinado volume de controle, consideram-se três tipos fundamentais de exergia atravessando a superfície de controle:

i) Exergia associada à transferência de trabalho, sobre ou pelo volume de controle;

ii) exergia associada à transferência de calor, de ou para o volume de controle; e

 iii) transferência de exergia associada ao escoamento de massa através da superfície de controle. Uma vez definida a exergia como o máximo trabalho que pode ser obtido a partir de uma determinada forma de energia, usando os parâmetros do ambiente como estado de referência (Kotas, 1985) pode-se concluir que a exergia associada à transferência de trabalho é o próprio trabalho, conservando sua magnitude e direção convencional.

$$\mathbf{B}_{W} = \mathbf{W} \tag{2.18}$$

A exergia associada à transferência de calor numa superfície de controle é determinada como o máximo trabalho que poderia ser obtido a partir dela usando o ambiente como um reservatório térmico. Para uma taxa de transferência de calor \mathcal{G}_t e uma temperatura T_t da fonte para onde ele está sendo transferido, maior que a temperatura do ambiente, a máxima razão de conversão de energia térmica em trabalho é:

$$\mathbf{B}_{Qt} = \mathbf{Q}_{t} \left(1 - \frac{T_{0}}{T_{t}} \right)$$
(2.19)

No caso em que $T_t = T_c < T_0$, a taxa de exergia térmica pode ser visto como a mínima potência necessária para manter uma taxa de resfriamento, \mathcal{G}_c , do sistema a T_c .

$$\mathbf{B}_{Qc} = \mathbf{Q}_{c} \left(1 - \frac{T_{c}}{T_{0}} \right) \tag{2.20}$$

A exergia associada a um fluxo constante de matéria é definida como sendo o máximo trabalho que pode ser obtido quando a corrente de massa é levada desde seu estado inicial ao "estado morto" por um processo durante o qual somente interage com o ambiente (Kotas, 1985). Ela tem componentes de exergia cinética e potencial, exergia física e exergia química. Neste trabalho só será considerada a componente de exergia química para as correntes de massa. No presente caso, têm-se os fluxos de combustível entrando nos motores primários como único valor apreciável, uma vez que a água de entrada ao sistema está em condições de equilíbrio químico com o ambiente e os gases produtos da combustão não mudam de composição ao longo de todo o processo.

A exergia química para combustíveis industriais tem um valor relacionado com o Poder Calorífico Líquido pelo coeficiente φ , que toma valores próximos à unidade e que, para o óleo Diesel, assume valores entre 1,04 e 1,08 (Kotas, 1985).

$$\boldsymbol{B}_{F}^{\boldsymbol{k}} = \boldsymbol{j} \; \boldsymbol{R}^{\boldsymbol{k}} \tag{2.21}$$

2.3.4 Balanço de energia nos motores térmicos

A equação de conservação da energia, aplicada aos volumes de controle da turbina a gás e do motor de combustão interna, toma as seguintes formas:

$$I_{GT}^{\&} = V_{GT}^{\&} + \mathcal{O}_{r,GT}^{\&} + \mathcal{O}_{n,GT}^{\&}$$
(2.22)

$$I_{IC}^{\mathbf{k}} = W_{IC}^{\mathbf{k}} + \mathcal{O}_{r,IC}^{\mathbf{k}} + \mathcal{O}_{n,IC}^{\mathbf{k}}$$
(2.23)

Das definições de h e a, tem-se:

$$W_{GT}^{\mathbf{k}} = \mathbf{h}_{GT} \, \mathbf{k}_{GT} \tag{2.24}$$

$$W_{IC}^{\mathbf{k}} = h_{IC} P_{IC}^{\mathbf{k}}$$
(2.25)

$$\mathbf{\mathcal{G}}_{r,GT} = \mathbf{a}_{GT} \left(1 - \mathbf{h}_{GT} \right) \mathbf{\mathcal{R}}_{GT}$$
(2.26)

$$\mathbf{\mathcal{G}}_{r,IC} = \mathbf{a}_{IC} \left(1 - \mathbf{h}_{IC} \right) \mathbf{\mathcal{R}}_{IC} \tag{2.27}$$

2.3.5 Contabilidade de exergia

Ao analisar as instalações do ponto de vista exergético, convencionalmente, Valero e Lozano (1995) denominam Produto (P) ao conjunto de correntes que refletem o objetivo do processo e "Fuel" (F) ao conjunto de correntes que identificam os recursos externos investidos para conseguir tais objetivos. Esta distinção permite discriminar as diferentes correntes segundo seu fim dentro da concepção do processo analisado. As perdas (L) do sistema serão as correntes identificáveis de saídas não utilizáveis.

A irreversibilidade total associada a um volume de controle possui duas componentes:

$$\mathbf{k} = \mathbf{k}_{L} + \mathbf{k} \tag{2.28}$$

onde \mathcal{B} representa a irreversibilidade mínima, ou intrínseca, presente no processo ou planta analisados. O potencial melhoramento do desempenho, \mathcal{B}_L , estará limitado por restrições físicas, tecnológicas ou econômicas, refletidas nesta parcela \mathcal{B} (Kotas, 1985).

Considerando em conjunto as exergias dos tipos de correntes já definidas, tem-se a seguinte relação:

$$\mathbf{B}_{F}^{\mathbf{x}} = \mathbf{B}_{P}^{\mathbf{x}} + \mathbf{B}_{L}^{\mathbf{x}} + \mathbf{B}^{\mathbf{x}}$$
(2.29)

A expressão (2.29) será aplicada, a seguir, a cada componente do sistema.

2.3.5.1 Turbina a gás.

Considerando nula a exergia do ar necessário à combustão, tem-se:

$$\boldsymbol{B}_{F,GT}^{\boldsymbol{k}} = \boldsymbol{B}_{W,GT}^{\boldsymbol{k}} + \boldsymbol{B}_{Qr,GT}^{\boldsymbol{k}} + \boldsymbol{B}_{GT}^{\boldsymbol{k}}$$
(2.30)

No atual caso, a exergia presente nos gases de exaustão que é utilizada como entrada no *chiller* de absorção será considerada como mais um produto da turbina. As irreversibilidades da turbina se definem, então, como:

$$\mathbf{B}_{GT} = \mathbf{B}_{Qn,GT} + \mathbf{B}_{GT}$$
(2.31)

Ao mesmo tempo, da equação (2.17), o defeito de eficiência da turbina significa que a destruição de capacidade de trabalho acontece na turbina com respeito à exergia total de entrada à planta $(B_{F,GT} + B_{F,IC})$.

$$\boldsymbol{d}_{GT} = \frac{\boldsymbol{k}_{GT}}{\boldsymbol{k}_{F,GT} + \boldsymbol{k}_{F,IC}}$$
(2.32)

2.3.5.2. Motor de combustão interna

Analogamente à turbina a gás, tem-se, para o motor a combustão interna:

$$\mathbf{B}_{F,IC}^{\mathbf{x}} = \mathbf{B}_{W,IC}^{\mathbf{x}} + \mathbf{B}_{Qr,IC}^{\mathbf{x}} + \mathbf{B}_{IC}^{\mathbf{x}}$$
(2.33)

36

e

$$\boldsymbol{d}_{IC} = \frac{\boldsymbol{\beta}_{IC}}{\boldsymbol{\beta}_{F,IC} + \boldsymbol{\beta}_{F,IC}}$$
(2.34)

onde

$$\mathbf{B}_{IC} = \mathbf{B}_{Qn,IC} + \mathbf{B}_{IC} \tag{2.35}$$

2.3.5.3 *Chiller* de absorção

O balanço de exergia para o ciclo de refrigeração acionado por calor de rejeito é:

$$\mathbf{B}_{Qr,GT} + \mathbf{B}_{Qr,IC} = \mathbf{B}_{Qc,AC} + \mathbf{B}_{AC}$$
(2.36)

e a taxa de irreversibilidade é dada por:

$$\mathbf{P}_{AC} = \mathbf{P}_{Qn,AC} + \mathbf{P}_{AC} \tag{2.37}$$

No caso em que a demanda de frio é menor que a produção do *chiller* de absorção, aparece uma nova corrente $\mathcal{B}_{Qc,HS}$, que identifica a produção de frio não aproveitada, sendo em conseqüência, considerada como perda. No presente trabalho não foi considerada a possibilidade de o utilização do frio armazenado.

$$\mathbf{P}_{AC}^{\mathbf{x}} = \mathbf{B}_{Qi,AC}^{\mathbf{x}} + \mathbf{B}_{Qi,HS}^{\mathbf{x}} + \mathbf{B}_{AC}^{\mathbf{x}}$$
(2.38)

O defeito de eficiência é dado pela expressão:

$$d_{AC} = \frac{\mathbf{k}_{AC}}{\mathbf{k}_{F,GT} + \mathbf{k}_{F,GE}}$$
(2.39)

2.3.5.4 *Chiller* de compressão de vapor

O balanço de exergia para um ciclo de refrigeração, acionado eletricamente,

é:

$$\boldsymbol{B}_{W,VC}^{\boldsymbol{k}} = \boldsymbol{B}_{Qc,VC}^{\boldsymbol{k}} + \boldsymbol{P}_{VC}^{\boldsymbol{k}}$$
(2.40)

e a taxa de irreversibilidade é dada por:

$$\mathbf{P}_{VC} = \mathbf{P}_{Qn,VC} + \mathbf{P}_{VC}$$
(2.41)

Dado que o *chiller* de compressão só entra em operação quando a demanda de frio supera a capacidade do *chiller* de absorção, não existe a possibilidade de um excedente de potência frigorífica.

O defeito de eficiência é, então:

$$\boldsymbol{d}_{VC} = \frac{\boldsymbol{k}_{VC}}{\boldsymbol{k}_{F,GT} + \boldsymbol{k}_{F,IC}}$$
(2.42)

2.3.5.5 Balanço global da exergia da planta

O balanço de exergia aplicado ao volume de controle de toda a planta é:

$$\mathbf{B}_{F,GT}^{\mathbf{x}} + \mathbf{B}_{F,IC}^{\mathbf{x}} = \mathbf{B}_{W,GT}^{\mathbf{x}} + \mathbf{B}_{W,IC}^{\mathbf{x}} + \mathbf{B}_{Qc,DE}^{\mathbf{x}} + \mathbf{B}_{GB}^{\mathbf{x}}$$
(2.43)

onde a taxa de irreversibilidade total é:

$$\mathbf{k}_{GB} = \sum \mathbf{k} = \mathbf{k}_{IC} + \mathbf{k}_{GT} + \mathbf{k}_{AC} + \mathbf{k}_{VC}$$
(2.44)

A eficiência racional da planta é dada por:

$$y_{GB} = \frac{\mathbf{B}_{W,DE} + \mathbf{B}_{Q_c,DE}}{\mathbf{B}_{F,GT} + \mathbf{B}_{F,IC}}$$
(2.45)

Observe-se das equações (2.44) e (2.45) que:

$$y_{GB} + \frac{\beta_{GB}}{\beta_{F,GT}} + \beta_{F,IC} = 1$$
(2.46)

2.3.6 Solução

As equações (2.3) a (2.17), (2.22) a (2.27) e (2.30) a (2.46) formam um sistema não linear de 28 equações algébricas, com 28 incógnitas.

Os dados de entrada são:

Razão de distribuição da carga entre os motores primários, I; razões de recuperação de energia dos grupos motor térmico/gerador elétrico $a_{GT;max}, a_{GT;min}$, $a_{IC;max}, a_{IC;min}$; coeficientes de desempenho para *chiller* de absorção e de compressão de vapor COP_{AC} , COP_{VC} ; demandas de frio \mathcal{G}_{DE} ; demanda de potencia elétrica, bem como o valor máximo que a instalação atende, W_{DE} e $W_{DE;max}$; potências nominais dos motores, $W_{GT;nom}$, $W_{IC;nom}$; temperaturas das correntes de calor recuperadas $T_{r;GT}$; $T_{r;IC}$; temperaturas das correntes de perdas, $T_{n;GT}$, $T_{n;IC}$, $T_{n;AC}$; temperatura da água gelada produzida $T_{c;AC}$ e temperatura do ambiente de referência, T_0 .

O sistema foi resolvido usando um software apropriado, EES (2004), que emprega o método de Newton-Raphson para a solução do sistema de equaçãoes.

2.4. Análise paramétrica

O programa de simulação desenvolvido foi empregado para analisar parametricamente o desempenho do sistema.

2.4.1 Condições de operação

Três possíveis situações, referentes à relação entre a demanda de água gelada e a produção do *chiller* de absorção, para uma determinada demanda (e geração) de potência elétrica, podem ser identificadas, a saber:

A demanda de frio é exatamente igual à produção do *chiller* de absorção.
 Este utiliza todo o calor de rejeito recuperável (em virtude dos fatores *a*) para produzir frio.

 O frio produzido pelo *chiller* de absorção é maior que o demandado. Neste caso, o excesso de frio é rejeitado. 3. O frio produzido pelo *chiller* de absorção não é suficiente para satisfazer a demanda. Em conseqüência, acrescenta-se um *chiller* por compressão de vapor, acionado com eletricidade gerada pela própria planta.

No presente estudo, o comportamento da planta com as características acima mencionadas é apresentado a seguir, para cada uma das três situações. Em todas elas o sistema opera para atender à demanda elétrica (paridade elétrica), isto é:

$$W_{TO}^{\mathbf{g}} = W_{DE}^{\mathbf{g}} \tag{2.47}$$

2.4.2 Valores numéricos adotados

Aplicando o modelo matemático anteriormente desenvolvido, curvas de desempenho da planta foram levantadas para um caso particular. Assumiram-se valores típicos para os coeficientes e as capacidades nominais dos motores térmicos, bem como para as temperaturas típicas de trabalho das correntes envolvidas, valores estes que permitiram caracterizar um caso particular de uma planta hipotética. Os valores adotados são apresentados a seguir.

A turbina a gás adotada é da firma japonesa Mitsui Engineering & Shipbuilding Co, Ltd, modelo SB5 (Global Sourcing Guide, 2006), com as seguintes características nominais.

- Capacidade nominal: 1,10 MW
- Eficiência térmica a plena carga; 24,8% (queimando gás natural)
- Relação de pressões: 10,0
- Temperatura da exaustão: 492°C

Supõe-se que a eficiência do gerador elétrico é constante e igual a 98%.

Na operação com óleo Diesel supõe-se que a turbina mantém este desempenho com uma margem de erro muito pequena (Ferreira, 2007).

A potência máxima gerada é:

 $W_{GT,\max} = 1,1MW$

Na figura 2 é apresentada a curva de eficiência de uma turbina a gás em função da carga.



Figura 2. Eficiência térmica vs carga para um grupo gerador/turbina a gás operando com gás natural e com controle da carga parcial através da regulação da temperatura de entrada à turbina (Ferreira, 2002)

Os coeficientes da equação (2.10) tomam os valores seguintes:

 $a_1 = -0,0008; a_2 = 0,1741; a_3 = 14,766$



Figura 3. Eficiência térmica vs carga para um grupo gerador/motor de combustão interna operando com óleo Diesel. Pontos experimentais de Pereira (2006a)

O grupo gerador/motor de combustão interna é um modelo Perkins 4012TAG2 e tem as especificações seguintes, levantados por Pereira (2006a):

- Potencia máxima 1,0 MW
- Número de cilindros: 12 em "V",
- Cilindrada unitária: 3,82 litros/cilindro,

- Taxa de compressão 13,6:1
- Aspiração: turbo comprimido/ pós-arrefecido
- Temperatura da água de arrefecimento: 93°C
- $W_{IC,\max} = 1,0MW$

A demanda de potência elétrica é limitada a 1,0 MW, de forma que qualquer um dos dois motores primários poderia operar a planta isoladamente.

$$W_{DE;\max} = 1,0MW$$

Os coeficientes da equação (2.11) (figura 3) adotam os seguintes valores:

$$b_1 = 3 \times 10^{-8}; b_2 = -9 \times 10^{-6}; b_3 = 0,0011; b_4 = -0,0699; b_5 = 2,3782; b_6 = -0,0002$$

Para estipular os valores das razões de recuperação do presente trabalho, tomaram-se os dados da simulação realizada por Colonna e Gabrielli (2006) de motor de combustão interna a gás e uma turbina a gás acoplados separadamente a um sistema de refrigeração por absorção. Ambos empregam um circuito intermediário de água quente que transfere o calor de rejeito necessário para o gerador do *chiller*. No caso da turbina, gera-se vapor a partir dos gases da exaustão e, no motor de combustão interna, aproveita-se o calor da água de arrefecimento para produzir água pressurizada à temperatura antes mencionada. A partir dos referidos dados determinaram-se as relações de recuperação de calor, α , dividindo-se a taxa de calor efetivamente trocada no gerador do *chiller*, pelo calor total rejeitado por cada motor, conforme a equação (2.2). Os resultados são apresentados na tabela 1.

	Unidade de medida	Turbina a gás e <i>chiller</i> de absorção	MCI e <i>chiller</i> de absorção
<i>ĭ</i> &	kW	32838	25710
₩	kW	10140	10155
\mathcal{Q}_r	kW	16197	11184
\mathcal{Q}_n	kW	6501	4371
h_{T}	(-)	0,31	0,39
а	(-)	0,713	0,718

Tabela 1. Dados obtidos a partir dos casos analisados por Colonna e Gabrielli (2006)

Pode-se observar que os fatores de recuperação de ambos os motores são aproximadamente iguais, para os casos apresentados na tabela 1. No presente estudo, adotaram-se como valores extremos dos fatores de recuperação os seguintes:

$$a_{GT;max} = 0,90$$
$$a_{IC;max} = 0,75$$
$$a_{GT;min} = 0$$
$$a_{IC;min} = 0,10$$

Assume-se que o sistema de recuperação da turbina tenha uma maior efetividade que a do motor, e que, na operação sem carga, o motor a combustão interna, ainda apresenta um calor de rejeito disponível. Por outro lado, como a turbina "desliga" para percentagens de carga menores que 25%, considerou-se que, com carga zero, não há possibilidade de recuperação calor.

O valor típico para o *COP* do *chiller* de absorção foi obtido de uma curva produzida por Colonna e Gabrielli (2006), reproduzida na figura 4. Entende-se que, para ambos os motores térmicos, o calor de exaustão se faz presente a temperaturas superiores àquela para a qual o *COP* do *chiller* de absorção cai drasticamente, como aparece na figura 4. Portanto:

Figura 4. Efeito da temperatura no COP do *chiller* de absorção (Colonna e Gabrielli, 2006)

 $COP_{AC} = 0, 6$

Os valores de temperatura dos gases de exaustão e de água gelada produzida foram também tomados de Colonna e Gabrielli (2006):

$$T_{r,GT} = 130^{\circ} \text{C}$$

 $T_{r,IC} = 120^{\circ} \text{C}$
 $T_c = 5^{\circ} \text{C}$

Para a situação em que um *chiller* de compressão de vapor entra em operação, foi adotado um valor típico do desempenho para os níveis de temperatura usados (Colonna e Gabrielli, 2006):

$$COP_{VC} = 3,0$$

O esquema correspondente a este caso é apresentado na figura 5. Esta é a situação limite entre o caso #2, $\mathcal{G}_{c,AC} > \mathcal{G}_{c,DE}$, quando potência frigorífica excedente é dissipada e o caso #3, $\mathcal{G}_{c,AC} < \mathcal{G}_{c,DE}$, quando é necessário o uso de um *chiller* de compressão de vapor complementar.



Figura 5. Esquema da instalação para o caso # 1. $\mathbf{G}_{c,AC} = \mathbf{G}_{c,DE}$

Há, ademais, uma faixa da razão de demanda de potência elétrica, W_{DE} , que tem que ser atendida apenas pelo motor de combustão interna. Isto é devido ao fato de a turbina não poder trabalhar com uma percentagem de carga menor que 25%. Este fato impõe um valor mínimo de demanda de potência elétrica, o qual determinaria o ponto de possível entrada em operação da turbina. Seria aquela situação na qual a turbina poderia atender como mínimo, pois corresponderia a $c_{GT} = 0,25$, segundo mostra a figura 6.



Figura 6. Razão de carga da turbina, $c_{\rm GT}$ em função da razão de demanda elétrica, $g_{\rm W}$

Pode-se concluir que, para certos valores de W_{DE} , ou de g_W , existe um I_{min} com o qual a turbina poderia entrar em operação e para valores menores de demanda, a turbina não poderia operar. A figura 5 detalha esta situação.

A figura 7 apresenta as curvas de potência frigorífica produzida pelo ciclo de absorção em função da distribuição de carga entre os dois motores térmicos. Como pode ser observado, o mínimo de potência frigorífica é produzido para os menores valores de l, para qualquer valor de demanda de potência elétrica. À medida que aumenta a participação da turbina, a capacidade de produção de frio também aumenta, pois existe maior quantidade de calor de rejeito disponível.



Figura 7. Caso # 1. Variação da produção de frio em função de λ para diferentes valores de demanda elétrica

Na figura 8 são levantados os valores dos diferentes coeficientes de desempenho em função de λ . Observa-se que o fator ECR, razão de conversão de energia, varia com λ devido às variações da eficiência térmica dos motores térmicos com a carga, na figura 8, para o caso de demanda elétrica máxima, $g_w = 1, 0$.



Figura 8. Caso # 1. Desempenhos globais e dos motores térmicos com a variação de λ , para $g_w = 1,0$

45

Observam-se, também, as baixas eficiências de ambos os motores quando operam a baixas cargas ($1 \rightarrow 1$ para o motor a combustão interna e $1 \rightarrow 0$, para a turbina a gás), conforme descrito pelas equações (2.10) e (2.11). Uma diferença apreciável observada é a redução acentuada do rendimento térmico do motor a combustão interna para baixas cargas (0,75 < 1 < 1), enquanto que o rendimento da turbina sofre uma redução mais gradual com a diminuição da carga.

Outros fatores que influem no desempenho da planta são os coeficientes de aproveitamento de calor de rejeito. Na figura 9 apresenta-se a influência destes coeficientes nos rendimentos globais da planta. Quando $a_{IC} > a_{GT}$, o rendimento energético global diminui com o aumento de λ e quando $a_{IC} < a_{GT}$, o rendimento energético global aumenta com o aumento de λ . A eficiência racional da planta diminui com o aumento de λ . A eficiência racional da planta diminui com o aumento de λ . Isto se deve ao fato de que, na composição do produto final, aumenta a percentagem de frio produzido, que tem menor conteúdo exergético quando comparado à potência elétrica.



Figura 9. Caso # 1. Comportamento de *ECR* e y_{GB} para $g_{W} = 1,0$

Como se mostra na figura 10, os valores máximos de *ECR* são atingidos para os maiores valores de λ , independentemente do valor de W_{DE}^{k} . Também pode se apreciar que existem valores de λ para os quais *ECR* é mínimo, devido a que, com o aumento da participação do motor de combustão interna, o efeito de seus

maiores valores de eficiência térmica predomina na tendência do desempenho global.



Figura 10. Caso # 1. Variação da razão de conversão de energia com λ

A figura 11 mostra que a eficiência racional da planta, para valores menores de g_W , é muito menos sensível às variações de $1 e W_{DE}^{\bullet}$ que a razão de conversão de energia, *ECR*. Observa-se que y_{GB} toma os valores mínimos para os maiores valores de 1. Isto se deve ao fato de que, quando $1 \rightarrow 1$, há um predomínio do aproveitamento do calor (em relação à potência elétrica) e este tipo de corrente é de menor qualidade ou, em outras palavras, possui menos exergia.



Figura 11. Caso # 1. Variação da eficiência racional da planta com λ

Das figuras 10 e 11 pode-se concluir que, para um mesmo valor de demanda de potência elétrica, os desempenhos da planta (razão de conversão de energia e eficiência racional da planta) apresentam tendências opostas. Isto se deriva do fato de que o primeiro -baseado nos valores quantitativos da energianão reflete a "qualidade" das diferentes correntes energéticas envolvidas, aspecto este que o critério da eficiência racional, ao estar baseado nas exergias, sim, o quantifica.

2.4.4 Caso # 2: Produção de frio excede a demanda, $\mathfrak{G}_{C,AC} > \mathfrak{G}_{C,DE}$

O esquema correspondente a este caso está representado na figura 12. Uma fonte de calor adicional à carga térmica de refrigeração é introduzida para acomodar a produção não aproveitada de frio, $\mathcal{G}_{c_{HS}}$. Matematicamente, a condição de excesso de frio, obviamente dispensando o ciclo de compressão de vapor, é representada por:

$$\mathbf{\mathcal{G}}_{C,VC} = 0 \tag{2.48}$$



Figura 12. Esquema da instalação para o caso # 2

Ao contrário do caso # 1, tem-se, agora, que a demanda de frio difere da capacidade frigorífica do *chiller*, equação (2.49), muito embora o sistema continue

acompanhando a demanda de energia elétrica, equação (2.47). O fator de conversão de energia, *ECR*, é calculado pela equação (2.14). E a eficiência racional da planta, y_{GB} , pela equação(2.16).

$$\mathbf{\mathcal{G}}_{C,DE}^{\mathbf{z}} = \mathbf{\mathcal{G}}_{C,AC}^{\mathbf{z}} - \mathbf{\mathcal{G}}_{C,HS}^{\mathbf{z}}$$
(2.49)

A figura 13 compara a variação *ECR* com *l*, entre os dois casos, # 1 e # 2. Observa-se que os valores de *ECR* diminuem em comparação com o caso limite (Caso # 1). Como o sistema acompanha a demanda de energia elétrica (paridade elétrica), a demanda de combustível dos motores térmicos continua a mesma em relação ao Caso # 1 e, por outro lado, nem todo frio produzido é aproveitado, resultando, então, na redução do produto energético. Nota-se, na figura 13, que a queda de produto energético é maior quando λ tende a um. Neste caso extremo, a demanda de frio é pequena e, portanto, não vale a pena operar os motores com baixa eficiência, visto que seu calor de rejeito não será plenamente aproveitado no *chiller* de absorção. Com o aumento de *R*, isto é maiores demandas de potência elétrica que de frio, a eficiência da planta diminui.



Figura 13. Comparação da razão de conversão de energia do caso # 2 com a do caso # 1 para $g_{\scriptscriptstyle W}$ = 1,0

A figura 14 compara os casos # 1 e # 2 em função da variação da eficiência racional da planta, y_{GB} , com I. Quando comparada com a figura 13, observa-se que no caso # 2 ambos os desempenhos da planta (razão de conversão de energia e eficiência racional) diminuem com o aumento de λ .



Figura 14. Comparação da eficiência racional do caso # 2 com a do caso #1 para $g_w = 1,0$

Nas figuras 15a e 15b apresenta-se o desempenho da planta para o Caso # 2 com R = 2, para (a) $g_W = 1$ e (b) $g_W = 0,5$. Tanto *ECR* quanto y_{GB} decrescem com o aumento de I, devido ao fato de que, quando se usa majoritariamente a turbina, produz-se um excesso de frio que não é aproveitado porque supera a demanda.



Figura 15a. Caso # 2. Variação de *ECR*, y_{GB} e h com λ , para R = 2 e $g_w = 1,0$



Figura 15b. Caso # 2. Comportamento de *ECR*, y_{GB} e h com λ , para R = 2 e $g_w = 0.5$

Nas figuras 16 são levantados os valores de *ECR* em função de *R*, para diferentes valores de λ e para (a) $g_w = 1$ e (b) $g_w = 0.5$. Observa-se o comportamento decrescente assintótico para baixos valores de R, - demanda de potência elétrica muito maior que demanda de frio-, para os quais a recuperação de frio a partir do calor de rejeito dos motores térmicos torna-se irrelevante.



Figura 16a. Caso # 2. Comportamento de *ECR* com *R* para $g_w = 1,0$

O sistema funciona mais eficientemente quando R está próximo de 1, isto é, quando as demandas de eletricidade e de frio são energeticamente equivalentes. Os valores de *ECR* diminuem com o aumento de λ , para todos os valores de R, com magnitude variável e também com a diminuição de g_w .



Figura16b. Caso # 2. Comportamento de *ECR* com *R* para $g_W = 0,5$

Quando comparadas as figuras 17 com as 16 pode-se concluir que a eficiência racional da planta, para o caso # 2 não é tão sensível à variação de λ e de *R*, quanto *ECR*. Ela permanece entre valores de 0,2 e 0,3 para todos os valores de λ e de *R*.



Figura 17a. Caso # 2. Comportamento de y_{GB} com R, para $g_{W} = 1,0$



Figura 17b. Caso # 2. Comportamento de y_{GB} com *R*, para $g_{W} = 0,5$

Como se pode apreciar nas figuras 18a e 18b , ao analisar o comportamento das eficiências racionais de cada um dos subsistemas, o desempenho do *chiller* de absorção tem uma queda pronunciada com 1, a qual é determinante na tendência da eficiência global.



Figura 18a. Caso # 2. Comportamento das eficiências racionais nos diferentes subsistemas da planta, para R = 2 e $g_w = 1,0$



Figura 18b. Caso # 2. Comportamento das eficiências racionais nos diferentes subsistemas da planta, para R = 2 e $g_w = 0.5$

Da comparação das figuras 19 a e b se pode concluir que, quando diminui a produção de potência elétrica, isto é g_w menor, a percentagem de perdas prevalece sobre a percentagem de destruição. Isto deve-se ao fato de que as irreversibilidades externas aumentam.



Figura 19a. Caso # 2. Distribuição da exergia do combustível de entrada à planta em produtos, perdas e destruição. (R = 2 e $g_w = 1,0$)



Figura 19b. Caso # 2. Distribuição da exergia do combustível de entrada à planta em produtos, perdas e destruição. (R = 2 e $g_w = 0.5$)

2.4.5 Caso # 3: Demanda de frio excede a produção frigorífica do *chiller* de absorção, $\mathbf{G}_{c,AC}^{\ell} < \mathbf{G}_{c,DE}^{\ell}$

Neste caso, representado na figura 20, conforme já mencionado, é necessário acrescentar um *chiller* de compressão a vapor para atender à demanda de frio. Embora o coeficiente de desempenho do ciclo de compressão de vapor seja tradicionalmente mais alto que o do ciclo de absorção (no presente trabalho assumiu-se $COP_{VC} = 3$, contra $COP_{AC} = 0, 6$), o *chiller* principal continua sendo o de absorção, visto que sua utilização não incorre em um consumo adicional de combustível. Vale também observar que, se comparado a um sistema tradicional (geração de energia elétrica desacoplada da produção de frio, feita por ciclo convencional de compressão de vapor), a recuperação de calor de rejeito para a produção de frio, mesmo que realizada com uma eficiência (COP) mais baixa, resulta em um ciclo de compressão de vapor de menor capacidade instalada. Este passa a ser um equipamento complementar. Do ponto de vista de viabilidade econômica, o ganho com o custo inicial menor do ciclo de compressão de vapor e custo de operação mais baixo (menor consumo de combustível) deve ser comparado ao custo adicional de uma instalação de refrigeração por absorção.



Figura 20. Esquema da instalação para o caso # 3

A demanda de frio, portanto, é atendida por dois ciclos de refrigeração, por compressão de vapor e por absorção:

$$\mathbf{\mathcal{G}}_{c,DE} = \mathbf{\mathcal{G}}_{c,AC} + \mathbf{\mathcal{G}}_{c,VC}$$
(2.50)

E a produção de energia elétrica pelos geradores divide-se entre a energia elétrica demandada, W_{DE}^{\bullet} , e a energia consumida pelo compressor do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, W_{VC}^{\bullet} .

$$W_{TO}^{\mathbf{g}} = W_{DE}^{\mathbf{g}} + W_{VC}^{\mathbf{g}}$$
(2.51)

A definição de *ECR* permanece como a razão entre a soma dos produtos energéticos, frio e energia elétrica, e o consumo total de energia.

$$ECR = \frac{\mathcal{G}_{c,DE} + \left(\mathcal{W}_{TO} - \mathcal{W}_{VC} \right)}{\mathcal{R}_{GT} + \mathcal{R}_{IC}}$$
(2.52)

Na figura 21 mostra-se a variação da razão de conversão de energia, ECR, em função da razão de distribuição de carga, I. Foram comparados os resultados para os dois casos, # 1 e # 3. Pode-se apreciar que o desempenho do sistema no caso # 3 é melhor que no caso # 1, pois, com a variação de I, apresenta maiores valores de ECR.

Da mesma forma, a figura 22 mostra a comparação da eficiência racional, y_{GB} , entre estes dois casos, apresentando uma tendência igual ao comportamento de *ECR*.



Figura 21. Comparação da razão de conversão de energia do caso # 3 com a do caso #1 para $g_{\scriptscriptstyle W}=1,0$



Figura 22. Comparação da eficiência racional do caso # 3 com a do caso # 1 para $g_{\scriptscriptstyle W}$ =1,0

As figuras 23 apresentam vários dos critérios de eficiência para um valor de R = 0,5 e para (a) $g_w = 1$ e (b) $g_w = 0,5$. Elas mostram que, no caso # 3, os coeficientes de desempenho global da planta permanecem praticamente constantes ante as variações de I, com um ligeiro aumento para valores próximos a I = 0,25. A eficiência térmica dos motores tem a mesma tendência dos casos # 1 e # 2.



Figura 23a. Caso # 3. Comportamento de *ECR*, y_{GR} e h com λ para R = 0.5 e $g_w = 1.0$



Figura 23b. Caso # 3. Comportamento de *ECR*, y_{GB} e h com λ , para $_{R=0,5}$ e $_{g_{W}=0,5}$

As figuras 24a e 24b mostram a variação de *ECR* e Y_{GB} , com valores de $\mathcal{G}_{C,DE}$ diminuindo entre os valores limites inferiores, obtidos no caso # 1 e os limites superiores impostos pelas capacidades dos motores. À medida que aumenta o valor de *R* e, portanto, diminui a demanda de frio, o valor da razão de conversão de energia diminui, de tal forma que a eficiência racional aumenta. Isto

é devido ao fato de que menos calor é aproveitado. Porém, o produto tem aumentada sua qualidade energética (ao predominar a potência elétrica em comparação ao calor).



Figura 24a. Caso # 3. Desempenho global para I = 0,6 e $g_w = 1,0$



Figura 24b. Caso # 3. Desempenho global para I = 0, 6 e $g_w = 0, 5$

A análise das figuras 25a e 25b permite concluir, da mesma maneira que no caso #2, que, quando diminui a produção de potência elétrica, isto é com g_w menor, a percentagem de perdas respeito ao combustível de entrada prevalece sobre a percentagem de destruição. As irreversibilidades externas aumentam.



Figura 25a. Caso # 3. Distribuição da exergia do combustível de entrada à planta em produtos, perdas e destruição. (R = 0,5 e $g_w = 1,0$)



Figura 25b Caso # 3. Distribuição da exergia do combustível de entrada à planta em produtos, perdas e destruição. (R = 0,5 e $g_w = 0,5$)

A análise das figuras 26a, 26b e 26c permite concluir que, com o aumento de R, as percentagens de perdas aumentam enquanto que a destruição de exergia diminui. Este efeito mantém-se praticamente igual para todos os valores de g_w



Figura 26a. Caso # 3. Distribuição da exergia do combustível de entrada à planta em produtos, perdas e destruição. (I = 0, 6 e $g_w = 1, 0$)



Figura 23b. Caso # 3. Distribuição da exergia do combustível de entrada à planta em produtos, perdas e destruição. (I = 0, 6 e $g_w = 0, 5$)



Figura 26c. Caso # 3. Distribuição da exergia do combustível de entrada à planta em produtos, perdas e destruição. (I = 0, 6 e $g_w = 0, 4$)