

PEDRO VASATA SGARBI

APROVEITAMENTO DA ENERGIA DISPONÍVEL NA RE-GASEIFICAÇÃO  
DE GÁS NATURAL LIQUEFEITO PELO ACOPLAMENTO DE CICLOS DE  
POTÊNCIA COMBINADOS

Monografia apresentada ao  
Departamento de Engenharia Mecânica  
da Escola de Engenharia da  
Universidade Federal do Rio Grande  
do Sul, como parte dos requisitos para  
obtenção do diploma de Engenheiro  
Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Porto Alegre  
2009



**Universidade Federal do Rio Grande do Sul**  
**Escola de Engenharia**  
**Departamento de Engenharia Mecânica**

**APROVEITAMENTO DA ENERGIA DISPONÍVEL NA RE-GASEIFICAÇÃO DE GÁS  
NATURAL LIQUEFEITO PELO ACOPLAMENTO DE CICLOS DE POTÊNCIA  
COMBINADOS**

**PEDRO VASATA SGARBI**

**ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
ENGENHEIRO MECÂNICO  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Prof. Walter Jesus Paucar Casas  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

***BANCA EXAMINADORA:***

Prof. Dra. ADRIANE PRISCO PETRY  
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. PEDRO BARBOSA MELLO  
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. SÉRGIO LUIZ FREY  
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre  
2009

de modo especial, à minha família e à minha amada Juliana.

## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus pela minha saúde plena para realização deste trabalho e de todo curso de Engenharia Mecânica.

aos meus pais *Lidio e Marilene*, e minha irmã *Mariana*, por todo amor, educação, dedicação, apoio incessante.

à minha namorada *Juliana*, que me completa e que nunca deixou que eu desistisse durante a nossa caminhada.

ao meu orientador, *Prof. Dr. Paulo Smith Schneider* que me instigou a realizar este trabalho e me forneceu todo o apoio e ferramentas para conclusão do mesmo.

ao meu colaborador e futuro Mestre, *Eng. Diego Rubén Schmeda López* pelas tardes que deixou de trabalhar nas suas infundáveis membranas e me auxiliou na realização deste trabalho.

à *Prof. Dra. Maria Luiza Sperb Indrusiak* pelo auxílio e pela atenção despendida na conclusão deste trabalho.

Tu sabes que pode contar  
comigo sempre. Eu te amo!

*Juliana M. M. Andrade*

**SGARBI, P. V. Aproveitamento da energia disponível na re-gaseificação de Gás Natural Liquefeito pelo acoplamento de ciclos de potência combinados.** 2009. 26f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

## **RESUMO**

Este trabalho avalia as possibilidades do aproveitamento da troca de calor envolvida no processo de re-gaseificação do Gás Natural Liquefeito (GNL). Uma planta operando com ciclos acoplados (CHP) Brayton-Rankine é acoplada com outra de re-gaseificação de GNL, visando utilizar o calor envolvido nesse processo como fonte fria. Este acoplamento é realizado em dois pontos, sendo o primeiro no condensador do sub-ciclo Rankine e o segundo em um trocador de calor na admissão de ar do compressor do sub-ciclo Brayton. Para fins de comparação, a mesma CHP é simulada trocando calor contra um ambiente de referência a 101,3 kPa e 25 °C. Uma análise energética e exérgica dos sistemas é realizada assumindo-se que a quantidade de gás natural que alimenta a câmara de combustão do sub-ciclo Brayton é a mesma para ambos os casos. Para o ciclo acoplado com re-gaseificação do GNL a geração de potência é de 22,7 MW, a eficiência é de 45,5% e a vazão mássica de gás natural re-gaseificado é de 6,2 kg/s. Isto representa um ganho de 2,98 MW na geração de potência e de 15% na eficiência do ciclo quando comparado com o ciclo de referência. A eficiência exérgica obtida com a proposta é 49,3%, sendo esta 9% maior que a do ciclo de referência.

**PALAVRAS-CHAVE:** Gás Natural Liquefeito, Ciclos Combinados, Sistemas Acoplados, Análise Energética, Análise Exérgica, Recuperação de Energia

**SGARBI, P. V. Use of the available energy in the re-gasification process of Liquefied Natural Gas by the coupling of Combined Heat and Power cycles.** 2009. 26f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

## **ABSTRACT**

This work evaluates the possibilities of taking advantage of the heat transferred in the re-gasification process of Liquid Natural Gas (LNG). It is proposed the coupling of a Brayton-Rankine Combined Heat and Power Plant (CHP) to a LNG re-gasification plant in order to use the heat involved in this process as cold source for the CHP plant. This coupling is done in two points: the first is in the condenser of the Rankine sub-cycle and the second is in a heat exchanger before the compressor air inlet of Brayton sub-cycle. For comparison, the same CHP is simulated exchanging heat with a reference environment at 101.3 kPa and 25 °C. An energetic and exergetic analysis of the systems is performed assuming that the amount of natural gas fed to the Brayton sub-cycle combustion chamber is equal for both cases. The CHP coupled to the re-gasification plant net power generation is 22.7 MW, the efficiency is 45.5% and the NG re-gased mass flow rate is 6.2 kg/s. It represents a gain of 2.98 MW in the power generation and 15% in the cycle efficiency, when compared to the reference cycle. The exergetic efficiency with this proposal is 49.3%, which is 9% higher than the reference cycle.

**KEYWORDS:** Liquid Natural Gas, CHP, Coupled Systems, Energetic Analysis, Exergetic Analysis, Energy Recovery

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>2</b>
<b>3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	<b>3</b>
3.1. EFICIÊNCIA TÉRMICA	3
3.2. ANÁLISE DA EXERGIA (DISPONIBILIDADE)	3
3.2.1. Exergia Física	4
3.2.2. Eficiência Exergética	5
<b>4. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA</b>	<b>5</b>
4.1. CONSIDERAÇÕES	7
4.2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA	9
<b>5. RESULTADOS E ANÁLISES</b>	<b>10</b>
5.1. ANÁLISE ENERGÉTICA	10
5.2. ANÁLISE EXERGÉTICA	13
<b>6. CONCLUSÕES</b>	<b>15</b>
<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>16</b>
<b>BIBLIOGRAFIA CONSULTADA</b>	<b>16</b>
<b>APÊNDICE</b>	<b>18</b>



## 1. INTRODUÇÃO

O gás natural (GN) é um combustível fóssil constituído principalmente por: metano, etano, propano e outros hidrocarbonetos mais pesados. Comparado aos outros combustíveis fósseis, o GN tem a menor relação entre emissão de gases de efeito estufa (GHG, do inglês *Greenhouse Gases*) por energia produzida pela sua queima. O crescimento de sua demanda nas últimas décadas é justificado pelo seu relativo baixo custo e pela busca pela contemplação das legislações ambientais vigentes.

Uma das principais mudanças observadas nos últimos anos na indústria de gás natural tanto no Brasil quanto no mundo diz respeito à comercialização do produto na sua forma liquefeita. Como pode ser observado na Fig. 1.1, ocorreu grande aumento no comércio de Gás Natural Liquefeito (GNL) em um curto período de tempo, sendo este alavancado pelas importações realizadas pelos países orientais. Isto se deve ao fato de que o gás, na sua forma liquefeita, reduz em 600 vezes o seu volume, quando a uma temperatura de aproximadamente  $-161\text{ }^{\circ}\text{C}$  e a uma pressão de no máximo 7000 kPa e esta condição diminui o custo do seu transporte para grandes distâncias [GASNET, 2009]. Este transporte deve então ser feito através de navios ou caminhões criogênicos, dependendo da distância entre o fornecedor e o consumidor.

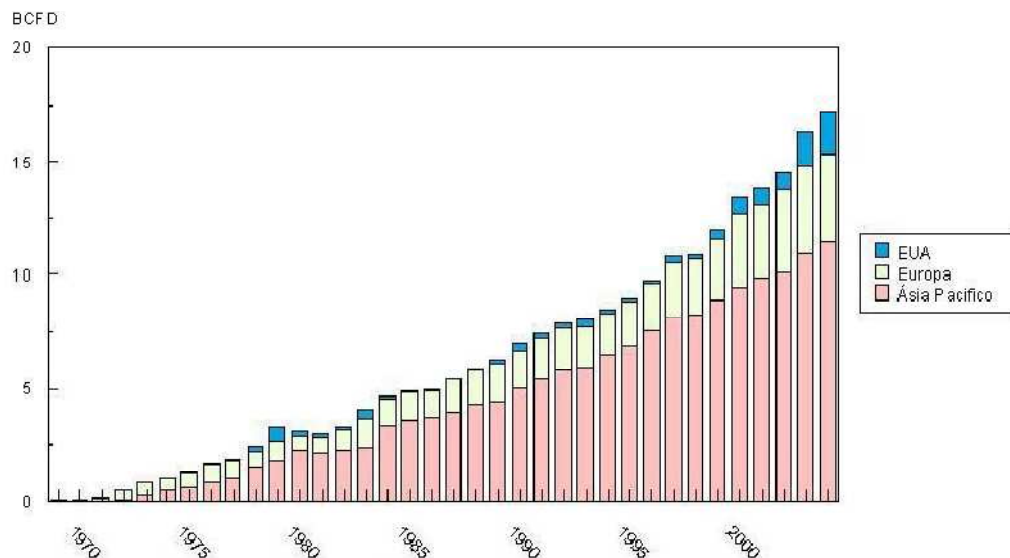


Figura 1.1 - Crescimento anual das importações de GNL por mercado em bilhões de pés cúbicos/dia (Fonte: ANP, 2009).

Antes de liquidificar o gás, ele deve ser primeiramente tratado, separando-se impurezas e outros gases que foram extraídos da reserva junto ao GN. Este gás purificado é então submetido a sucessivas compressões e trocas de calor, até que se atinja o estado líquido, podendo então ser armazenado em tanques. Este processo demanda uma grande quantidade de energia e tem um custo relativamente elevado. O investimento necessário para se construir uma instalação de liquefação tem variado constantemente com as inovações tecnológicas e as pressões de mercado. Estima-se que hoje o custo, por tonelada, de capacidade anual é de aproximadamente US\$ 275,00, o que significa dizer que, para uma determinada planta que produza 7 milhões de toneladas por ano, o custo de investimento seria de US\$ 1,92 bilhões [GASNET, 2009].

A re-gaseificação do GNL, para seu posterior consumo, é normalmente realizada utilizando-se água do mar como fonte quente, quando o transporte é aquático, ou então, em

vaporizadores de baixa pressão, quando o transporte é rodoviário. Porém, nestes dois casos, não existe um aproveitamento da capacidade de absorção de calor do gás e parte da energia disponível é perdida durante o processo, além de provocar alterações no ambiente próximo do local. Para se ter uma idéia dos gastos envolvidos com o não-aproveitamento desta energia, os estudos realizados por Lu e Wang [2009] afirmam que a perda de energia atinge aproximadamente 0,21% de toda energia consumida na Coreia.

Segundo Acunha Jr. *et al.* [2008], é possível ter um ganho na geração de energia da ordem de 1,27 MW para uma vazão mássica de 1 kg/s de gás, quando este for vaporizado em um evaporador para diminuir a temperatura do ar na entrada do compressor de um ciclo Brayton.

As plantas de energia operando com ciclos combinados (CHP, do inglês *Combined Heat and Power*) são desenvolvidas com a função de recuperar a maior parte possível do calor que é necessário ser rejeitado para a vizinhança por ciclos de potência. Este calor que não teria uso é então aproveitado em outro processo, como por exemplo, para aquecimento de água utilizada em processos industriais.

Tendo em vista a importância de se desenvolver sistemas térmicos que utilizem mais eficientemente os recursos energéticos, o objetivo deste trabalho é a utilização da disponibilidade energética do GNL na sua vaporização para aumentar a eficiência de um ciclo combinado Brayton-Rankine, possibilitando uma diminuição nos impactos ambientais do processo de re-gaseificação do GNL.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Na busca de desenvolver ciclos térmicos mais eficientes e aumentar o aproveitamento do trabalho reversível (exergia) dos sistemas, diversos estudos procuram atingir estes objetivos através da utilização de recuperação do calor na re-gaseificação de GNL. A maior parte desses utiliza ciclos Brayton ou Rankine.

Hisazumi *et al.* [1998] propuseram uma planta de geração de energia a partir de um ciclo Rankine utilizando gás Freon como fluido de trabalho e vaporizando GNL no condensador do ciclo. Foi observado um aumento na produção de energia de 1,2 MW, com uma eficiência do ciclo de 53%. Miyazaki *et. al* [2000] realizou um estudo similar, porém utilizando uma mistura de amônia e água, obtendo uma eficiência térmica e exergética de, respectivamente, 1,53 e 1,43 vezes as obtidas com o ciclo convencional.

Na análise realizada por Kim e Ro [2000], foi observado aumento na produção de energia na ordem de 8% para um ciclo Brayton, utilizando o GNL para refrigerar o ar atmosférico na entrada do compressor.

Bisio e Tagliafico [2002] trabalharam com um ciclo combinado utilizando nitrogênio como fluido de trabalho do ciclo. O GNL foi utilizado para condensar o nitrogênio e, após este processo, foi expandido em uma turbina logo após a sua vaporização. Os resultados desse estudo demonstraram uma eficiência exergética de 64%.

Acunha Junior *et al.* [2008] realizaram uma análise do ponto de operação do compressor de um ciclo Brayton, utilizando o GNL no resfriamento do ar de entrada no compressor. Os autores concluíram que este ponto corresponde a uma vazão mássica de 59,3 kg/s de ar a uma temperatura de 11,8 °C.

### 3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1. Eficiência Térmica

Em geral, é possível dizer que a eficiência térmica de um ciclo de potência é dada pela comparação entre o desempenho do ciclo real e o de um ciclo ideal, ambos trabalhando sob as mesmas condições. O processo ideal é sempre reversível, enquanto que o real é irreversível.

Um ciclo de potência opera entre dois reservatórios de calor, sendo um quente e outro frio. A energia que entra no sistema é fornecida pela fonte quente em forma de calor, e a que sai é entregue pelo sistema à sua vizinhança, tanto na forma de calor, quanto na forma de trabalho. A razão entre o trabalho líquido produzido pelo ciclo e a energia que é entregue ao mesmo é chamada de eficiência térmica  $\eta$ , pode ser calculada segundo a fórmula abaixo:

$$\eta = \frac{W_{net}}{Q_H} \quad (3.1)$$

onde  $W_{net}$  é o trabalho líquido entregue pelo ciclo à vizinhança em J, e  $Q_H$  é o calor entregue ao sistema pelo reservatório quente em J.

Considerando-se que o trabalho líquido entregue pelo ciclo é a diferença entre o calor entregue pela fonte quente ao ciclo e o calor entregue pelo sistema para a fonte fria, podemos reescrever a Eq. 3.1 introduzindo a Eq. 3.2:

$$W_{net} = Q_H - Q_C \quad (3.2)$$

$$\eta = \frac{Q_H - Q_C}{Q_H} = 1 - \frac{Q_C}{Q_H} \quad (3.3)$$

onde  $Q_C$  é o calor entregue pelo ciclo à fonte fria em J.

De acordo com o segundo corolário de Carnot, que afirma que todos os ciclos de potência que operam entre os mesmos dois reservatórios térmicos de calor possuem a mesma eficiência térmica, é possível observar que a eficiência térmica pode ser relacionada diretamente com a natureza dos reservatórios. Conclui-se, portanto, que a eficiência depende somente das temperaturas dos dois reservatórios. Utilizando a escala Kelvin para as temperaturas é possível reescrever a Eq. 3.3 em função das temperaturas dos reservatórios, obtendo, assim, a eficiência térmica máxima do ciclo  $\eta_{MAX}$ , também conhecida como eficiência de Carnot.

$$\eta_{MAX} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (3.4)$$

onde  $T_C$  é a temperatura do reservatório frio e  $T_H$  é a temperatura do reservatório quente ambas em K.

Observa-se a partir da Eq. 3.4 que existem duas possibilidades de se aumentar o rendimento máximo de um ciclo de potência: pode-se trabalhar com temperaturas mais altas no reservatório quente, ou então utilizar um reservatório frio com temperaturas menores.

#### 3.2. Análise da Exergia (Disponibilidade)

Moran e Shapiro [2002] definem exergia como o maior trabalho teórico (reversível) possível de ser obtido quando dois sistemas em diferentes estados entram em contato e interagem até o equilíbrio, sendo um desses sistemas previamente conhecido, chamado de

ambiente de referência de exergia e o outro sendo o sistema de interesse. O conceito de exergia também pode ser utilizado como sendo a energia disponível para um sistema.

O ambiente de referência é aquele onde as propriedades intensivas, como temperatura e pressão, não sofrem modificações influenciadas pelos processos que envolvem o sistema. Já a vizinhança imediata do mesmo, que não faz parte do ambiente, caracteriza-se por ser o local onde estas propriedades podem variar conforme as alterações no sistema.

O estado morto, outro conceito importante para o entendimento da exergia, é definido como aquele em que uma quantidade fixa de matéria em consideração pode ser imaginada como selada em invólucro impermeável a um escoamento de massa, em repouso em relação ao ambiente de referência e internamente em equilíbrio na temperatura e pressão do ambiente. No estado morto, tanto o sistema quanto o ambiente possuem energia, mas a exergia é nula, uma vez que não existe a possibilidade de uma variação espontânea no interior do sistema ou do ambiente, assim como não deve existir uma interação entre eles.

A exergia, diferentemente da energia, não é conservada, pois pode ser destruída pelas irreversibilidades, que conseqüentemente geram uma mudança de entropia. Ela é uma medida do desvio do estado de um sistema quando comparado ao do ambiente, portanto é um atributo conjunto do sistema e do ambiente. Uma vez que seja especificado o estado do ambiente, a exergia pode ser considerada uma propriedade do sistema. O valor da exergia não pode ser negativo, pois se o sistema estiver em qualquer estado que não seja o estado morto (exergia nula), o mesmo poderia mudar sua condição espontaneamente na direção do estado morto, sem que nenhum trabalho fosse realizado [Moran e Shapiro, 2002].

Segundo Bejan *et al.* [1996], a exergia total  $E^T$  de qualquer sistema pode ser dividida em quatro parcelas: a exergia física  $E^F$ , a exergia química  $E^Q$ , a exergia potencial  $E^P$  e a exergia cinética  $E^C$ , como segue:

$$E^T = E^F + E^Q + E^P + E^C \quad (3.5)$$

### 3.2.1. Exergia Física

A exergia física, também conhecida como exergia termomecânica, é definida como o máximo trabalho possível que um sistema pode realizar ao sair do seu estado inicial até atingir o equilíbrio restrito com o ambiente. Para um volume de controle, a exergia física  $\dot{E}^F$ , em kW, associada ao fluxo mássico é dada como:

$$\dot{E}^F = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (3.6)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica em kg/s,  $h$  é a entalpia específica em kJ/kg,  $T$  é a temperatura em K e  $s$  é a entropia específica em kJ/kgK. O sub-índice “0” corresponde às propriedades tomadas no estado de referência.

Para análise da eficiência exergética considera-se que a velocidade e a altura do sistema são nulas em relação ao sistema de referência, logo tem-se que  $E^C = E^P = 0$ . A exergia química é o máximo trabalho que o sistema pode realizar partindo das condições de equilíbrio mecânico e térmico (equilíbrio restrito ou equilíbrio termomecânico) e entrar em equilíbrio total com o ambiente. Como o sistema de estudo proposto neste trabalho atinge apenas um estado de equilíbrio restrito e, negligenciando a contribuição da composição química dos fluídos, uma vez que o consumo de combustível é o mesmo em todos os casos, tem-se que  $E^Q = 0$ . Portanto, o cálculo da exergia total (Eq. 3.5) é simplificado para a Eq. 3.6, referente à parcela da exergia física.

### 3.2.2. Eficiência Exergética

A eficiência exergética é utilizada como um parâmetro indicativo das perdas da energia disponível. Para cada sistema ou volume de controle, a eficiência pode ser obtida a partir de um balanço de exergia. Para isso, é preciso determinar um produto e um combustível para o sistema em questão. Produto é o resultado desejado, ou seja, o que é produzido. O combustível representa os recursos gastos para se obter este produto. Assim, para um volume de controle em regime permanente, a eficiência exergética  $\varepsilon$  pode ser obtida pela seguinte relação:

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{PROD}}{\dot{E}_{COMB}} \quad (3.7)$$

onde  $\dot{E}_{PROD}$  é a exergia total dos produtos em kW e  $\dot{E}_{COMB}$  é a exergia total dos combustíveis em kW.

Na Tab. 3.1 são apresentadas a exergia dos produtos e a exergia dos combustíveis para os equipamentos que são comumente empregados em ciclos de potência. Estas relações apenas são válidas para quando os mesmos estão operando em regime permanente.

Tabela 3.1 – Exergia dos produtos e dos combustíveis por equipamento para operação em regime permanente (Adaptado de Bejan *et al.*, 1996).

Equipamento	Turbina	Compressor ou Bomba	Trocador de Calor <sup>(1)</sup>	Misturador	Câmara de Combustão
Desenho Esquemático					
$\dot{E}_{PROD}$	$\dot{W}$	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$	$\dot{E}_3$	$\dot{E}_3$
$\dot{E}_{COMB}$	$\dot{E}_1 - \dot{E}_2$	$\dot{W}$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\dot{E}_1 + \dot{E}_2$	$\dot{E}_1 + \dot{E}_2$

<sup>(1)</sup>: estas definições consideram que o trocador de calor tem a função de esquentar o fluido da corrente quente. Caso o propósito do trocador seja de resfriar a corrente de fluido quente, então as seguintes relações devem ser utilizadas:  $\dot{E}_{PROD} = \dot{E}_4 - \dot{E}_3$  e  $\dot{E}_{COMB} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2$ .

## 4. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

A planta CHP Brayton-Rankine utilizada como referência para a comparação das eficiências energéticas e exergéticas pode ser observada na Fig. 4.1. O sub-ciclo Brayton é composto por um compressor, uma câmara de combustão (CC), uma turbina de expansão, um regenerador e utiliza ar como fluido de trabalho. O sub-ciclo Rankine, o qual é composto por: uma turbina de três estágios com um recuperador de calor para aquecimento do vapor (HRSR, do inglês *Heat Recovery Steam Re-Heater*) entre o 2º e o 3º estágios, um condensador, uma bomba de baixa pressão, uma bomba de alta pressão e um recuperador de calor gerador de vapor (HRSG, do inglês *Heat Recovery Steam Generator*), utiliza água como fluido de trabalho.

O HRSG e o HRSR foram modelados como sendo trocadores de calor e são os dispositivos de acoplamento entre os sub-ciclos. Os pontos que são seguidos do sub-índice

“b” se referem ao sub-ciclo Brayton e os que são seguidos do sub-índice “r” fazem referência ao sub-ciclo Rankine.

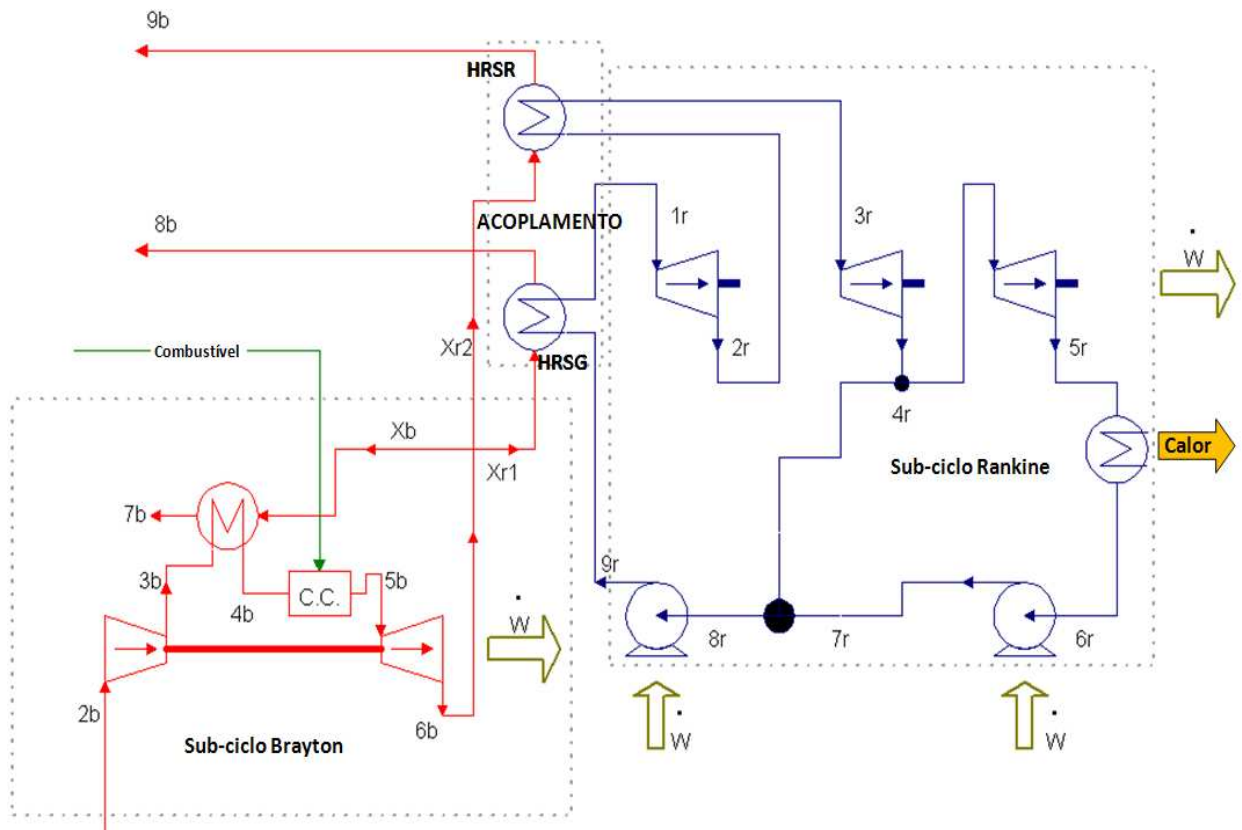


Figura 4.1 – Desenho representativo do ciclo convencional, utilizado como referência.

Neste ciclo CHP, o calor é fornecido pela queima de gás natural na câmara de combustão do sub-ciclo Brayton. Utiliza-se uma parte dos gases de combustão que saem da turbina do sub-ciclo Brayton para evaporar e superaquecer o fluido de trabalho do sub-ciclo Rankine no HRSG e para realizar um reaquecimento do mesmo no HRSR. Esta primeira fração de massa que é desviada é chamada de  $Xr1$  e a segunda de  $Xr2$ , sendo  $Xr$  a soma destas frações. O restante dos gases de combustão, fração  $Xb$ , é usada para pré-aquecer o ar após sua compressão em um regenerador. O reservatório frio do CHP é o condensador do sub-ciclo Rankine, o qual foi modelado como sendo um trocador de calor que tem como corrente fria o ar nas condições de um ambiente padrão de 101,3 kPa e 25 °C.

O acoplamento da planta CHP com a planta de re-gaseificação de GNL é realizado em dois pontos do sistema: no condensador do sub-ciclo Rankine e na admissão do compressor do sub-ciclo Brayton utilizando-se de trocadores de calor. Após passar pelos dois trocadores o gás é expandido em uma turbina, gerando potência. Após a expansão, parte da massa de gás re-gaseificada é desviada para a câmara de combustão e o restante é destinado à distribuição. Esta montagem pode ser observada na Fig. 4.2. Os sub-índices “g” fazem referência aos pontos do sub-ciclo de re-gaseificação do GNL.

Para solucionar o sistema de equações dos dois casos estudados foi realizada uma modelagem dos sistemas no software computacional *EES – Engineering Equation Solver*, desenvolvido por Sanford A. Klein. O erro máximo da solução dada pelo programa é de  $1,0 \cdot 10^{-6}$ .

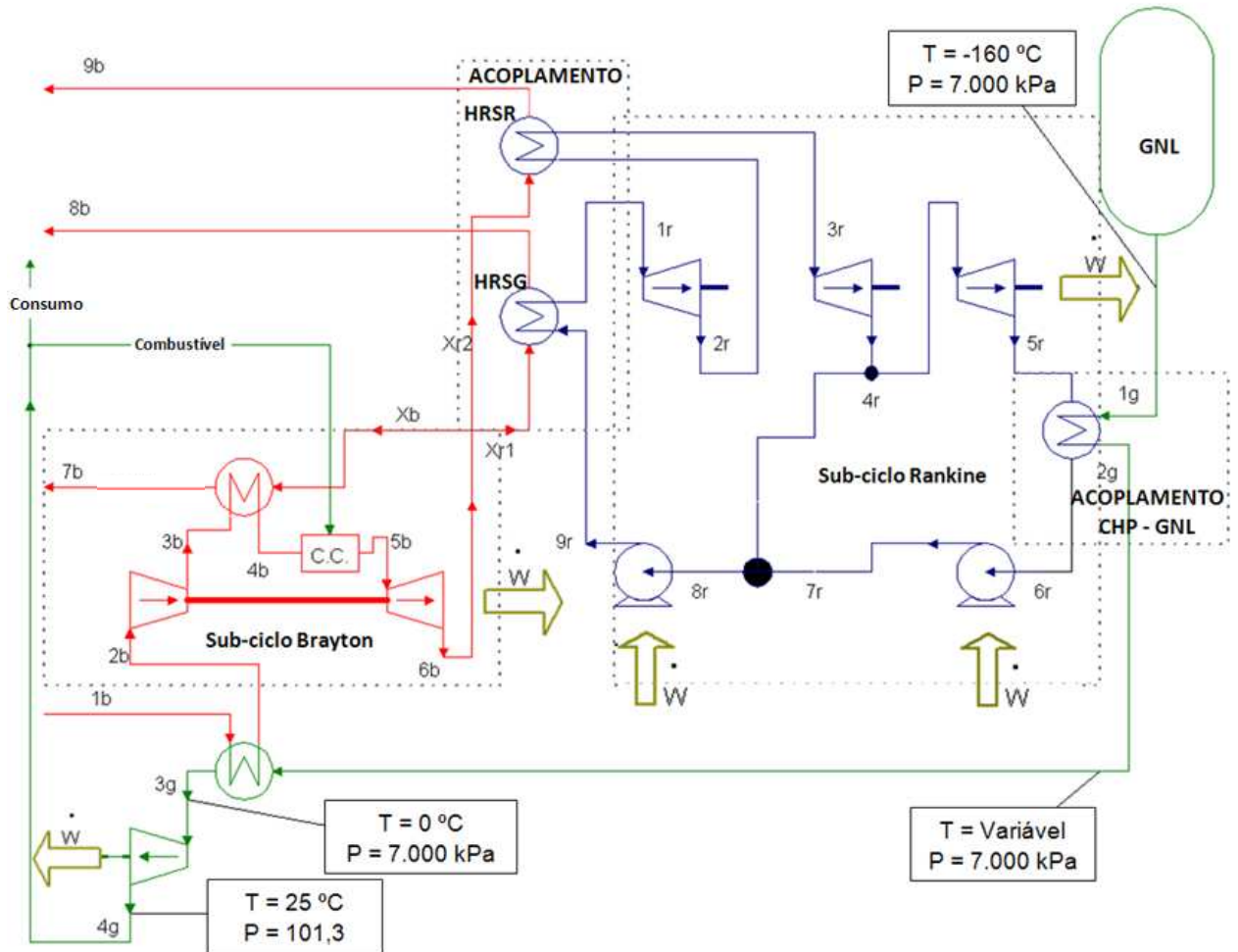


Figura 4.2 – Desenho representativo do acoplamento entre a planta CHP Brayton-Rankine e a de re-gaseificação de GNL.

#### 4.1. Considerações

Para o ciclo de referência e o ciclo aproveitando a energia do GNL, foram elaboradas as seguintes hipóteses: o sistema opera em regime permanente; o ar é considerado um gás ideal e a sua umidade é negligenciada; a composição do GNL é tida como sendo metano ( $\text{CH}_4$ ) puro; perdas de carga e perdas devido ao atrito em tubulações e equipamentos são negligenciadas.

A modelagem da câmara de combustão é o referencial de comparação entre os ciclos. Foi considerada a queima de uma vazão mássica de GN  $\dot{m}_{GN}$  fixa e igual a 1 kg/s. O fluxo de calor  $\dot{Q}_{CC}$ , em kW, proveniente da queima do gás é calculado como segue:

$$\dot{Q}_{CC} = \dot{m}_{GN} PCI \quad (4.1)$$

onde PCI é o poder calorífico inferior em kJ/kg, que é igual à 50022 kJ/kg para o metano à uma temperatura de 25 °C e pressão de 101,3 kPa. Logo, resolvendo a equação tem-se que o calor resultante da queima do gás  $\dot{Q}_{CC}$  é de 50022 kW.

Este calor da combustão é então transferido para pelo ar proveniente do regenerador do sub-ciclo Brayton, provocando um aumento na sua entalpia específica, como o calculado na

Eq. 4.2. Após a câmara a vazão mássica de ar é somada à de gás queimado e então esta mistura é expandida na turbina.

$$\dot{m}_{arB}(h_{5b} - h_{4b}) = \dot{Q}_{CC} \quad (4.2)$$

onde  $\dot{m}_{arB}$  é a vazão mássica de ar em kg/s que passa pela câmara de combustão e  $h$  é a entalpia específica em kJ/kg, ambas para cada um dos pontos descritos.

Os trocadores de calor foram modelados como sendo dois reservatórios que trocam energia entre si. O fluxo de calor que é entregue pela corrente de fluido quente  $\dot{Q}_{FQ}$ , em kW, é calculado conforme a Eq. 4.3:

$$\dot{Q}_{FQ} = \dot{m}(h_i - h_o) \quad (4.3)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica de fluido quente em kg/s que passa pelo trocador de calor e  $h_i$  e  $h_o$  são as entalpias específicas em kJ/kg na entrada e na saída do trocador de calor respectivamente.

O fluxo calor  $\dot{Q}_{ABS}$ , em kW, que é absorvido pelo fluido da corrente fria é calculado como segue:

$$\dot{Q}_{ABS} = -\dot{Q}_{FQ}\eta_{HX} \quad (4.4)$$

onde  $\eta_{HX}$  é o rendimento do trocador de calor.

Para as eficiências isentrópicas dos equipamentos procurou-se utilizar valores próximos de valores reais. Estes valores arbitrados para os ciclos propostos estão descritos na Tab. 4.1. Considera-se que o ponto de operação dos equipamentos é o que resulta nas eficiências prescritas na

Tabela 4.1 – Eficiências isentrópicas de operação dos equipamentos.

<b>Eficiência</b>	<b>Valor</b>
$\eta_{turbinas}$	90%
$\eta_{bombas}$	65%
$\eta_{compressor}$	70%
$\eta_{HX}$ (trocadores de calor)	70%

Os parâmetros estabelecidos para o ciclo CHP convencional e CHP acoplado a uma planta de re-gaseificação de GNL estão colocados na Tab. A.1, no apêndice desse texto. Salienta-se que as diferenças entre os ciclos estão na temperatura de admissão do ar no compressor do sub-ciclo Brayton ( $T_{2b}=25$  °C para o ciclo convencional e  $T_{2b}=0$  °C para o ciclo com re-gaseificação) e na temperatura de saída do condensador do sub-ciclo Rankine ( $T_{6r}=50$  °C para o ciclo convencional e  $T_{6r}=5$  °C para o ciclo com re-gaseificação), que conseqüentemente afeta a pressão de exaustão da turbina de baixa pressão do sub-ciclo. Acoplando o ciclo com re-gaseificação do GNL é possível trabalhar com temperaturas mais baixas, uma vez que a temperatura da vizinhança deixa de ser a do ambiente externo e passa a ser a temperatura do gás.



## 4.2. Formulação do Problema

As equações utilizadas para o cálculo dos sistemas estão descritas para cada tipo de equipamento. Os sub-índices “*i*” e “*o*” referem-se respectivamente à entrada e à saída do equipamento.

A vazão mássica de ar  $\dot{m}_{arB}$ , em kg/s, que percorre o sub-ciclo Brayton, foi calculada conforme a Eq. 4.5:

$$\dot{m}_{arB} = Q_V \rho_{ar} \quad (4.5)$$

onde  $Q_V$  é a vazão volumétrica do compressor em m<sup>3</sup>/s e  $\rho_{ar}$  é a massa específica do ar em kg/m<sup>3</sup>.

A temperatura de descarga do compressor  $T_{3b}$ , em K, é obtida através da relação que segue:

$$T_{3b} = T_{2b} \left[ 1 + \frac{1}{\eta_{compressor}} \left( r^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1 \right) \right] \quad (4.6)$$

onde  $T_{2b}$  é a temperatura do ar na entrada do compressor em K,  $\eta_{compressor}$  é a eficiência isentrópica do equipamento,  $r$  é a razão entre a pressão de saída e a pressão de entrada e  $\gamma_c$  é a razão de calores específicos.

A potência  $\dot{W}_{CP}$ , em kW, fornecida ao compressor e às bombas do ciclo foi obtida através da relação que segue:

$$\dot{W}_{CP} = \dot{m}(h_o - h_i) \quad (4.7)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica em kg/s que passa pelo equipamento em questão e  $h$  é a entalpia específica para cada um dos pontos em kJ/kg.

Utilizou-se a Eq. 4.8, descrita abaixo, para o cálculo da potência  $\dot{W}_T$ , em kW, fornecida pelas turbinas:

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_i - h_o) \quad (4.8)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica de fluido em kg/s que passa pela turbina e  $h$  é a entalpia específica para cada ponto em kJ/kg.

A Eq. 4.9 representa o balanço de energia por unidade de tempo, em kW, no misturador do sub-ciclo Rankine.

$$\dot{m}_{8r} h_{8r} = \dot{m}_{4r} h_{4r} + \dot{m}_{7r} h_{7r} \quad (4.9)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica em kg/s do fluido de trabalho do sub-ciclo Rankine e  $h$  é a entalpia específica em kJ/kg, ambas para cada um dos pontos descritos.

A potência líquida  $\dot{W}_{netB}$  gerada pelo sub-ciclo Brayton e a potência líquida  $\dot{W}_{netR}$  gerada pelo sub-ciclo Rankine, ambas em kW, fornecidos por cada um dos sub-ciclos são calculados conforme a Eq. 4.10 e a Eq. 4.11, respectivamente.

$$\dot{W}_{netB} = \dot{W}_{Tb} - \dot{W}_C \quad (4.10)$$

$$\dot{W}_{netR} = \dot{W}_{HP} + \dot{W}_{IP} + \dot{W}_{LP} - \dot{W}_{P1} - \dot{W}_{P2} \quad (4.11)$$

onde  $\dot{W}_{Tb}$  é a potência produzida na turbina do sub-ciclo Brayton em kW,  $\dot{W}_C$  é a potência entregue ao compressor em kW,  $\dot{W}_{HP}$ ,  $\dot{W}_{IP}$  e  $\dot{W}_{LP}$  são as potências produzidas nas turbinas de alta, média e baixa pressão do sub-ciclo Rankine, respectivamente, todas em kW e  $\dot{W}_{P1}$  e  $\dot{W}_{P2}$  são as potências entregues às bombas em kW.

As eficiências energéticas dos ciclos podem então ser calculadas inserindo-se as Eq. 4.1, 4.10 e 4.11 na Eq. 3.1, resultando nas seguintes relações:

$$\eta_B = \frac{\dot{W}_{netB}}{\dot{Q}_{CC}} \quad (4.12)$$

$$\eta_R = \frac{\dot{W}_{netR}}{\dot{Q}_{HRSG} + \dot{Q}_{HRSR}} \quad (4.13)$$

onde  $\dot{Q}_{HRSG}$  é o fluxo de calor absorvido pelo sub-ciclo Rankine no recuperador de calor gerador de vapor em kW e  $\dot{Q}_{HRSR}$  é o fluxo de calor absorvido pelo sub-ciclo no recuperador de calor re-aquecedor de vapor em kW.

Para o sistema total admite-se que a potência líquida  $\dot{W}_{net}$ , em kW, que é entregue à rede elétrica, pode ser calculada conforme a Eq. 4.14. Quando o GNL é acoplado ao ciclo, é necessário somar a parcela de potência entregue pela turbina de expansão do gás, resultando na Eq. 4.16.

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{netB} + \dot{W}_{netR} \quad (4.14)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{netB} + \dot{W}_{netR} + \dot{W}_{netGNL} \quad (4.15)$$

onde  $\dot{W}_{netGNL}$  é a potência gerada pela turbina de expansão do GN em kW.

O rendimento do ciclo  $\eta_{CHP}$  pode então ser calculado pela Eq. 4.16:

$$\eta_{CHP} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{CC}} \quad (4.16)$$

## 5. RESULTADOS E ANÁLISES

### 5.1. Análise Energética

Os resultados obtidos na simulação dos ciclos no programa para os parâmetros estabelecidos nas Tab. 4.1 e 4.2 estão presentes na Tab. 5.1. A vazão mássica de fluido de trabalho para o sub-ciclo Brayton  $\dot{m}_{arB}$  e para o sub-ciclo Rankine  $\dot{m}_{H_2OR}$  foi de 54,5 kg/s e 2,7 kg/s, respectivamente. O fluxo de calor absorvido no HRSG adicionado do calor absorvido pelo HRSR foi de 10139 kW.

Analisando os resultados da Tab. 5.1, observa-se que existe um ganho na potência produzida e de eficiência no ciclo com re-gaseificação de GNL, quando comparado ao ciclo convencional. O ganho na eficiência é da ordem de 10% para o sub-ciclo Brayton, de 15% para o sub-ciclo Rankine e de 15% para o ciclo combinado. Com a nova configuração é possível obter-se uma geração de 22739 kW, o que representa um ganho de 2,98 MW em relação ao ciclo convencional. A vazão mássica de gás natural re-gaseificado é de 6,2 kg/s.

Tabela 5.1 – Resposta e ganho de cada ciclo simulado (1 kg/s de GN queimado).

Parâmetro	Valor		Acoplado GNL x Convencional
	CHP Convencional	CHP Acoplado GNL	
$\dot{m}_{GNL}$ para consumo <sup>(1)</sup>	-	5,2 kg/s	-
$\dot{W}_{net}$	19759 kW	22739 kW	+ 15%
$\dot{W}_{netB}$	15576 kW	17147 kW	+ 10%
$\dot{W}_{netR}$	4184 kW	4806 kW	+ 15%
$\dot{W}_{netGNL}$	-	786 kW	-
$\eta_{CHP}$	39,5%	45,5%	+ 15%
$\eta_B$	31,1%	34,3%	+ 10%
$\eta_R$	41,2%	47,4%	+ 15%
$Q_V$ compressor	46 m <sup>3</sup> /s	42 m <sup>3</sup> /s	- 10%

<sup>(1)</sup>:  $\dot{m}_{GNL}$  re-gaseificada menos  $\dot{m}_{GNL}$  queimada na câmara de combustão.

Percebe-se que o sub-ciclo Brayton e o Rankine apresentam melhores resultados quando operando em temperaturas mais baixas, como já era esperado. Estes resultados se refletem no desempenho do ciclo combinado com re-gaseificação do GNL. A influência da temperatura do ar de entrada no compressor  $T_{2b}$  na geração de potência e na eficiência do sub-ciclo Brayton é mostrada na Fig. 5.1. A influência da pressão de descarga da turbina de baixa pressão do sub-ciclo Rankine  $p_{5r}$  na potência gerada e na eficiência do sub-ciclo é evidenciada na Fig. 5.2.

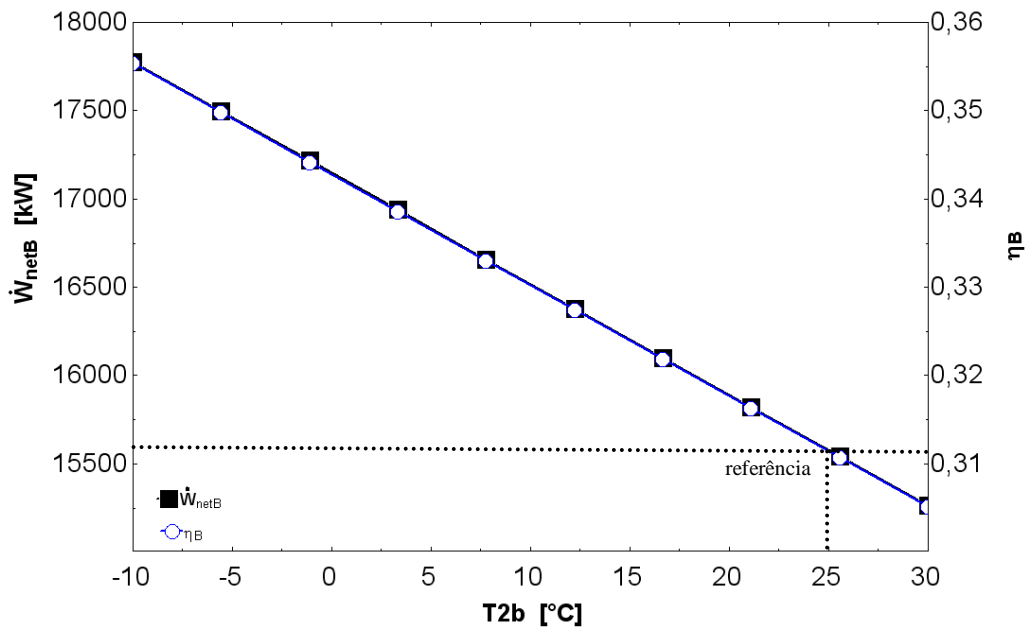


Figura 5.1 – Gráfico relacionando a temperatura do ar de entrada no compressor com a potência produzida e eficiência do sub-ciclo Brayton.

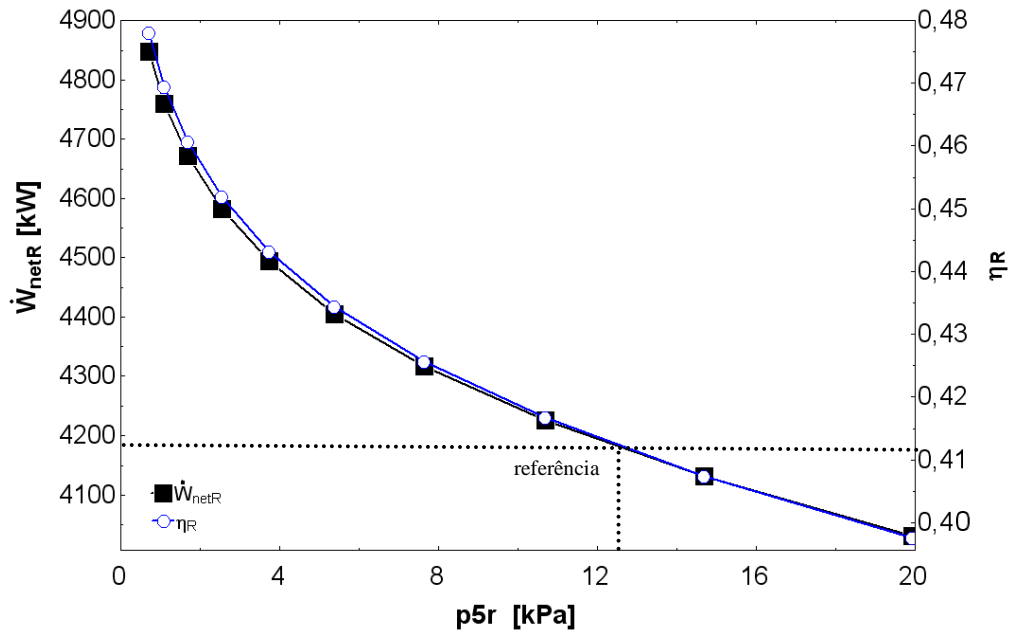


Figura 5.2 – Gráfico da pressão de descarga da turbina de baixa pressão do sub-ciclo Rankine versus potência produzida e eficiência do sub-ciclo.

Analisando os gráficos acima verifica-se que partindo do ponto de referência e deslocando-se para direita no eixo das categorias, é possível obter ganhos na eficiência e na potência gerada pelos sub-ciclos. A pressão de saída da turbina de baixa pressão do sub-ciclo Rankine fica limitada pela temperatura de transição entre as fases sólida e líquida da água. Para que seja possível trabalhar com temperaturas menores, a troca do fluido de trabalho se faz necessária.

A influência da temperatura do ar de entrada no compressor  $T_{2b}$  na geração de potência e na eficiência do ciclo combinado é mostrada na Fig. 5.3.

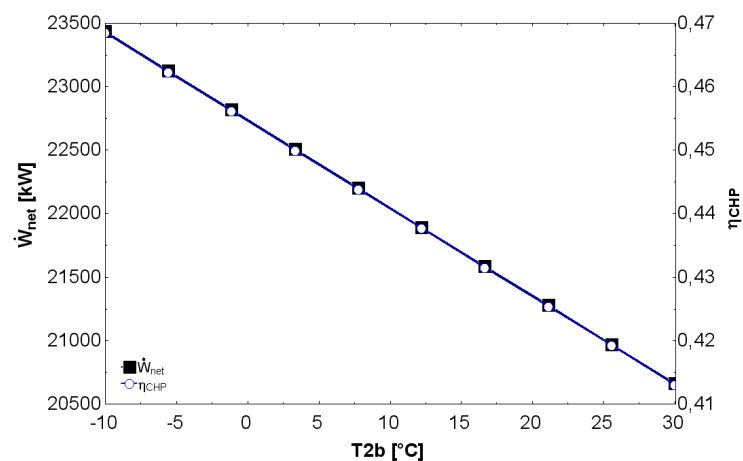


Figura 5.3 – Gráfico da temperatura do ar de entrada no compressor versus potência produzida e eficiência do ciclo com acoplamento para re-gaseificação do GNL.

A influência da pressão de descarga da turbina de baixa pressão do sub-ciclo Rankine  $p_{5r}$  na potência gerada e na eficiência do ciclo combinado é mostrada na Fig. 5.4.

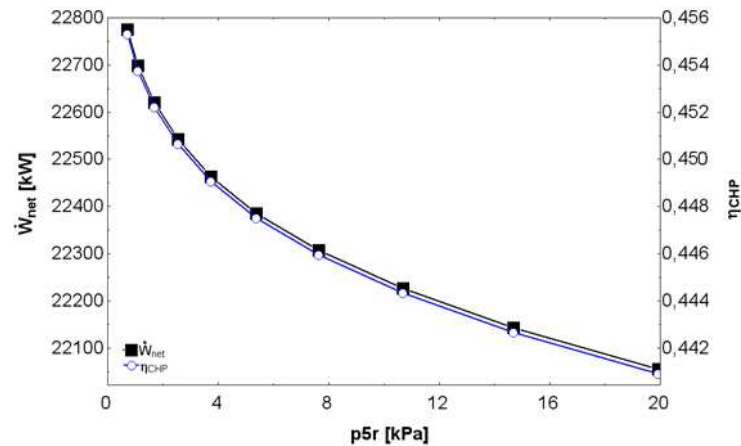


Figura 5.4 – Gráfico relacionando a pressão de descarga da turbina de baixa pressão do sub-ciclo Rankine com a potência líquida produzida e a eficiência do ciclo combinado.

Analisando os gráficos acima, verificou-se que o ciclo CHP é mais sensível à redução da temperatura do ar de entrada do compressor do sub-ciclo Brayton. Isto ocorre porque quando a temperatura do ar é menor neste ponto, a potência consumida e a vazão volumétrica de ar deslocada pelo compressor diminuem, possibilitando utilizar-se um equipamento de menor porte. A influência da temperatura nestes fatores é evidenciada na Fig. 5.5.

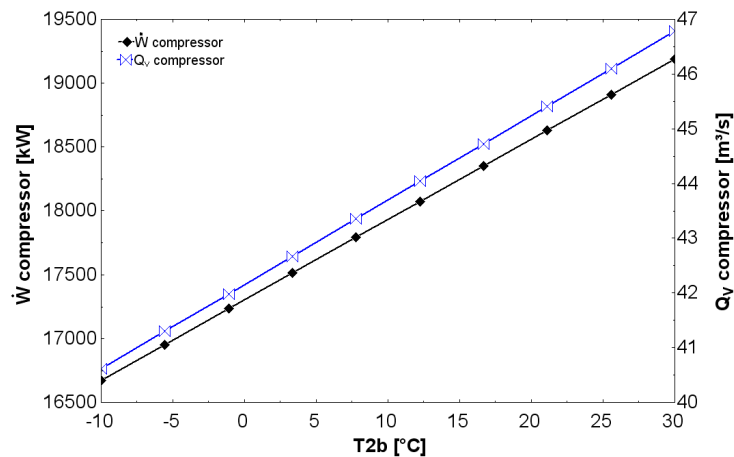


Figura 5.5 – Gráfico do comportamento da vazão volumétrica deslocada pelo compressor e da potência requerida pelo mesmo em função da temperatura do ar de admissão.

O comportamento linear obtido nos resultados deve-se ao comportamento de mesmas características da entalpia específica em função da temperatura para as faixas de temperaturas exploradas.

## 5.2. Análise Exergética

A simulação da planta CHP convencional resultou em uma eficiência exergética  $\epsilon_{CHP}$  de 44,9%, enquanto o ciclo acoplado à planta de re-gaseificação de GNL apresentou um valor de 49,3%. Portanto, tem-se um ganho de 9% no aproveitamento da energia disponível.

Na Fig. 5.6.a é possível observar a influência da temperatura de entrada do ar no compressor do sub-ciclo Brayton na eficiência exergética do ciclo CHP acoplado à planta de re-gaseificação de GNL. Na Fig. 5.6.b é possível observar a influência da pressão de descarga da turbina de baixa pressão do sub-ciclo Rankine na eficiência exergética do ciclo CHP com re-gaseificação de GNL.

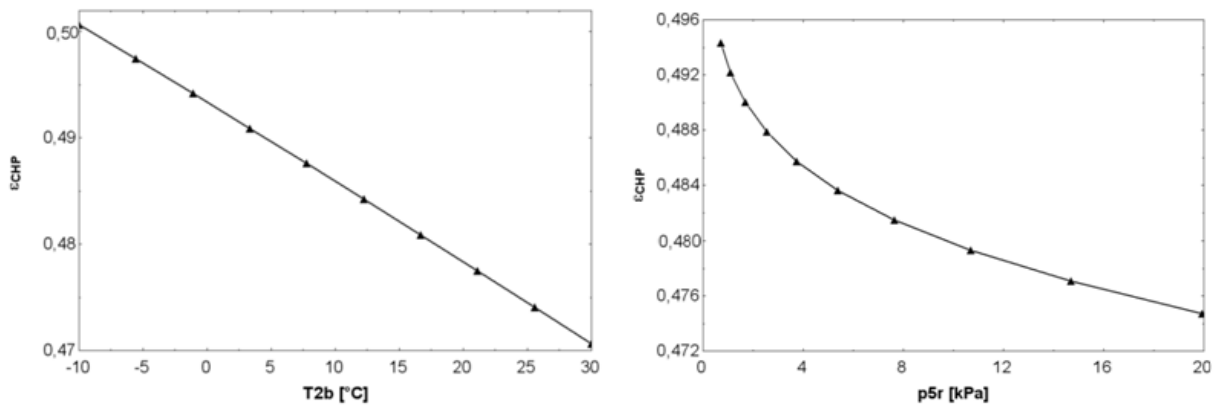


Figura 5.6 – Comportamento da eficiência exerética do ciclo combinado em relação à a) temperatura do ar na entrada do compressor do sub-ciclo Brayton e b) pressão de exaustão da turbina de baixa pressão do sub-ciclo Rankine.

Percebe-se através da análise dos gráficos que a temperatura de admissão do ar no sub-ciclo Brayton, assim como no caso da eficiência energética, tem maior influência na eficiência exerética do ciclo.

A eficiência exerética na re-gaseificação do GNL foi de 60,1%. Este valor relativamente baixo ocorre por causa da alta destruição de exergia nos trocadores de calor, pois os mesmos têm eficiência isentrópica baixa se comparados aos outros equipamentos. A representação do fluxo de exergia física do GNL pode ser observada na Fig. 5.7.

Analisando a Fig. 5.7 percebe-se que a maior parte da energia disponível do GNL foi entregue ao sub-ciclo Rankine, pois é neste trocador de calor onde a troca de fase do gás ocorre e muita energia é liberada durante este processo.

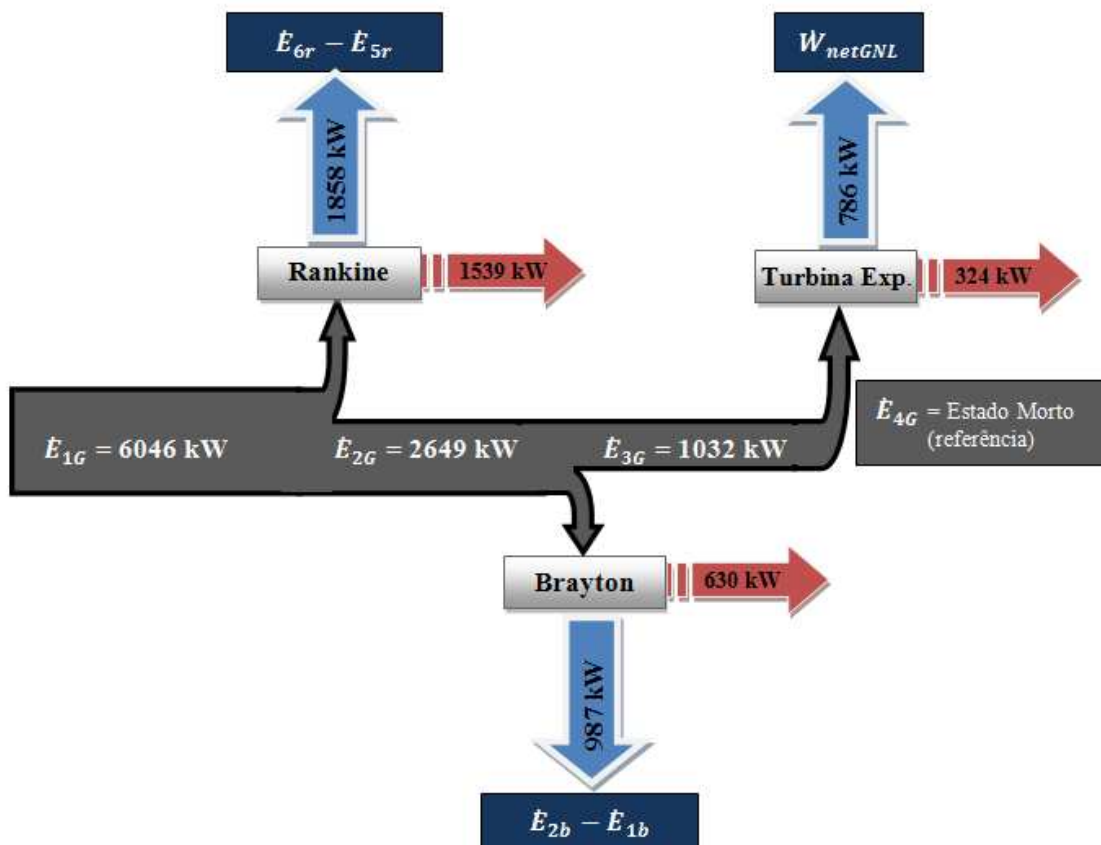


Figura 5.7 – Representação do fluxo da exergia física do GNL (em vermelho é representada a exergia destruída).

## 6. CONCLUSÕES

O acoplamento realizado entre uma planta de ciclo combinado Brayton-Rankine com uma planta de re-gaseificação de GNL é capaz de aproveitar uma boa parte da energia física disponível do gás. Com isto é possível uma diminuição na temperatura de trabalho do ciclo CHP e assim, a diferença de temperatura entre o reservatório quente e o frio é maior, o que faz o desempenho aumentar quando comparado a um ciclo convencional. Este acoplamento também evita o uso de água marinha para trocar calor com o GNL e seu posterior descarte ao ambiente em baixa temperatura, diminuindo a poluição térmica ocasionada por plantas de re-gaseificação convencionais.

Para o arranjo entre as duas plantas que foi proposto, conseguiu-se um ganho na geração de potência de 2,98 MW com uma eficiência de 45,5%, sendo ambos os valores 15% maiores que no ciclo de referência. Conseguiu-se vaporizar uma vazão mássica de gás de 6,2 kg/s, sendo que uma vazão mássica de 1,0 kg/s foi utilizada na câmara de combustão da planta CHP e o restante foi direcionado para consumo.

Do ponto de vista da análise de energia disponível, foi possível obter uma eficiência exergética de 49,3% no ciclo combinado proposto, o que representa um ganho de 9% em comparação com o ciclo referência. O processo de re-gaseificação do GNL teve uma eficiência exergética de 60,1%, sendo que as maiores perdas ocorreram nos trocadores de calor.

Percebeu-se que a temperatura de entrada do ar no compressor sub-ciclo Brayton é o fator que mais influencia o comportamento dos ciclos, tanto na questão energética como na exergética. Com temperaturas menores é possível trabalhar com um ar mais denso, o que permite que se utilize um compressor de menor porte, que por sua vez tem um menor consumo de energia.

Apesar da pressão de saída da turbina de baixa pressão sub-ciclo Rankine não apresentar um efeito tão representativo no ciclo, é de suma importância que seja realizada uma troca de calor com o gás no condensador, pois neste ponto tem-se grande liberação de energia pela troca de fase do fluido de trabalho. Caso a troca de calor fosse realizada apenas no sub-ciclo Brayton, uma menor quantidade de vazão mássica de gás iria ser re-gaseificada.

Futuros trabalhos relacionados com este assunto devem ser realizados, visando estudar a viabilidade econômica destes ciclos, bem como analisar outros pontos de operação dos equipamentos e que estes fossem mais próximos dos reais.

## REFERÊNCIAS

ACUNHA JUNIOR, I. C. ; CAROTENUTO, A.; PERIN, A. L.; FONTANA, D. H. G.; KLEIN, L. F.; GONÇALVES, G. R.; SCHNEIDER, P. S. Energy recovery from liquefied natural gas vaporization: the role of coupled thermal systems. In: 12<sup>th</sup> BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL ENGINEERING AND SCIENCES, Novembro 10-14, 2008, Belo Horizonte. **Proceedings of ENCIT 2008**, Belo Horizonte: 2008.

ANP – AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO. **Panorama atual do mercado de GNL**. 2009. Disponível em: <[www.anp.gov.br](http://www.anp.gov.br)>. Acesso em: 29 março 2009.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. J. **Thermal design and optimization**. 1. ed. New York: John Wiley and Sons, 1996. 542 p.

BISIO, G.; TAGLIAFICO, L. On the recovery of LNG physical exergy by means of a simple cycle or a complex system. **Exergy, an International Journal**, v. 2, n. 1, p. 34-50, 2002.

GASNET. **GNL será em breve comercializado globalmente**. 2009. Disponível em: <[www.gasnet.com.br](http://www.gasnet.com.br)>. Acesso em: 1 março 2009.

HISAZUMI, Y.; YAMASAKI, Y.; SUGIYAMA S. Proposal for a high efficiency LNG power-generation system utilizing waste heat from the combined cycle. **Applied Energy**, v. 60, n. 3, p. 169-182, 1998.

KIM, T. S.; RO, S. T. Power augmentation of combined cycle Power plants using cold energy of liquefied natural gas. **Energy**, v. 25, n. 7, p. 841-856, 2000.

LU, T.; WANG, K. S. Analysis and optimization of a cascading power cycle with liquefied natural gas (LNG) cold energy recovery. **Applied Thermal Engineering**, v.29, n.8, p. 1478-1484, 2009.

MIYAZAKI, T.; KANG, Y. T.; AKISAWA, A.; KASHIWAGI, T. A combined power cycle using refuse incineration and LNG cold energy. **Energy**, v.25, n. 7, p. 639-655, 2000.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002. 681 p.

## BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: an engineering approach**. 5. ed. New York: McGraw-Hill, 2006. 988 p.

ENERGY TURBINE. **Global LNG trade on the verge of huge expansion**. 2009. Disponível em: <[www.energyturbine.com](http://www.energyturbine.com)>. Acesso em: 2 abril 2009.

INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P.; BERGMAN, T. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 643 p.



SANTOS, J. C. A. **Análise energética e exergética de plantas de co-geração.** 2005. 152f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil, 2005.

SCHMEDA LÓPEZ, D. R. **Use of the heating flux gave by the condenser of a Rankine cycle for Liquid Natural Gas regasification.** 2008. 12f. Trabalho da Disciplina de Otimização de Sistemas Térmicos - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil, 2005.

VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica.** 6. ed. São Paulo: Edgar Blücher, 2003. 577 p.

## APÊNDICE

Tabela A.1 – Parâmetros de operação dos ciclos propostos.

Ponto	Parâmetro	Valor	
		CHP Convencional	CHP Acoplado GNL
1b	Pressão	-	101,3 kPa
1b	Temperatura	-	25 °C
2b	Pressão	101,3 kPa	101,3 kPa
<b>2b</b>	<b>Temperatura</b>	<b>25 °C</b>	<b>0 °C</b>
3b	Pressão	810,4 kPa	810,4 kPa
4b	Pressão	810,4 kPa	810,4 kPa
4b	Temperatura	400 °C	400 °C
5b	Pressão	810,4 kPa	810,4 kPa
5b	Temperatura	1200 °C	1200 °C
6b	Pressão	101,3 kPa	101,3 kPa
6b	Fração de Massa Xb	50%	50%
6b	Fração de Massa Xr	50%	50%
7b	Pressão	101,3 kPa	101,3 kPa
8b	Pressão	101,3 kPa	101,3 kPa
8b	Temperatura	150 °C	150 °C
9b	Pressão	101,3 kPa	101,3 kPa
9b	Temperatura	300 °C	300 °C
1r	Pressão	8000 kPa	8000 kPa
1r	Temperatura	620 °C	620 °C
2r	Pressão	800 kPa	800 kPa
3r	Pressão	800 kPa	800 kPa
3r	Temperatura	600 °C	600 °C
4r	Pressão	300 kPa	300 kPa
<b>6r</b>	<b>Temperatura</b>	<b>50 °C</b>	<b>5 °C</b>
6r	Título	0	0
7r	Pressão	300 kPa	300 kPa
8r	Pressão	300 kPa	300 kPa
8r	Título	0	0
9r	Pressão	8000 kPa	8000 kPa
1g	Pressão	-	7000 kPa
1g	Temperatura	-	-160 °C
2g	Pressão	-	7000 kPa
3g	Pressão	-	7000 kPa
3g	Temperatura	-	0 °C
4g	Pressão	-	101,3 kPa
4g	Temperatura	-	25 °C