

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DA CADEIA DO GÁS NATURAL LÍQUIDO
E A INTEGRAÇÃO DO PROCESSO DE REGASEIFICAÇÃO COM CICLOS
COMBINADOS DE POTÊNCIA

por

Diogo Angelo Stradioto

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, 31 de maio de 2011.

ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DA CADEIA DO GÁS NATURAL LÍQUIDO
E A INTEGRAÇÃO DO PROCESSO DE REGASEIFICAÇÃO COM CICLOS
COMBINADOS DE POTÊNCIA

por

Diogo Angelo Stradioto
Engenheiro Produção Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Adib Paulo Abdalla Kurban

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Prof. Dr. Francis H. R. França
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 31 de maio de 2011.

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a minha família pelo apoio incondicional e a minha noiva, Josieli, pela compreensão, paciência e apoio.

A Deus acima de tudo, por ter me dado condições e capacidade para a realização desse trabalho.

A APS Soluções em Energia pela possibilidade de compartilhar o trabalho na empresa e os estudos no mestrado e também aos meus colegas de trabalho pelo incentivo e auxílio durante curso.

Aos meus colegas do GESTE pela ajuda e conselhos.

Um agradecimento especial ao professor e amigo Paulo Smith Schneider pelas palavras certas nos momentos mais difíceis.

RESUMO

Este trabalho estuda a cadeia do Gás Natural Líquido (GNL) e propõe utilizações para a recuperação da energia do processo de regaseificação em ciclos de potência acoplados. Primeiramente, aborda a cadeia de abastecimento do GNL, identificando e quantificando os pontos consumidores de energia, destruidores de exergia e a reevaporação de massa ocorrida quando o metano está na fase líquida. Posteriormente, avaliam-se as possibilidades do aproveitamento energético do processo de regaseificação, que ocorre no final dessa cadeia. Trata-se da busca por ciclos térmicos mais eficientes e aumentar o aproveitamento do trabalho reversível dos sistemas, abordando três alternativas de plantas de potência para operarem acopladas ao fornecimento de GNL, com benefício mútuo para ambos os processos: promoção da regaseificação do GNL sem energia auxiliar e aumento da eficiência da planta de potência. O ciclo selecionado para a integração entre as plantas foi o (CHP) Brayton-Rankine com três formas diferentes de acoplamento. Os resultados obtidos mostram que 14,81% da energia contida no combustível na entrada da planta de liquefação é perdida ou consumida nos processos que envolvem a cadeia. Quando essa cadeia é acoplada a um ciclo de potência, obteve-se uma recuperação da energia gasta no processo de regaseificação que reduz a perda de energia para 12,65%. Pelo lado da planta de potência, a eficiência energética de um ciclo combinado operando sem estar acoplado à regaseificação do GNL é de 49,68%, com destruição de exergia de 1078,0 kJ/kg. Dependendo do tipo de acoplamento proposto, o rendimento subiu para até 61,53%, com conseqüente redução de destruição de exergia.

Palavras-chave:

Cadeia do Gás Natural Líquido, Gás Natural Liquefeito, Ciclos Combinados de Potência, Sistemas Acoplados, Análise Energética, Análise Exergética, Recuperação de Energia.

ABSTRACT

This work studies the chain of Liquefied Natural Gas (LNG) and suggests its use for recovery energy in the process of regasification connected with cycles of power. First, it approaches the chain of supply chain of the LNG, identifies and quantifies the energy demand points, destruction of exergy and the reevaporation of mass occurred when the methane is liquid phase. After, the possibilities of the energy recovery of the regasification process are evaluated, that occurs in the end of this chain. The work searches for more efficient thermal cycles and the increase the recovery of the reversible work of the systems. Three alternatives are evaluated of power plants to operate connected to the LNG regasification, with mutual benefit for both the processes: promotion of the regasification of the LNG without energy auxiliary and increase the efficiency of the power plant. The cycle selected for the integration between the plants was (CHP) Brayton-Rankine with three different forms of coupling. The results show that 14.81% of the energy contained in the fuel in the entrance of the liquefaction plant are lost or consumed in the processes that involve the chain. When this chain is connected to a power cycle, the recovery of the energy spent in the regasification process reduces the loss of energy for 12,65%. For the side of the power plant, the energy efficiency of the combined cycle operating without connected to the regasification of the LNG is 49,68%, with destruction of exergy of 1078,0 kJ/kg. Depending on the type of considered coupling, the energy efficiency is 61,53%, with consequent reduction of destruction exergy.

Keywords:

Chain of Liquefied Natural Gas, Liquefied Natural Gas, Cycle Heat and Power, Exergy Balance, Energy Balance, Destruction of Exergy, Recovery Energy.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
1.1.1	Cadeia do GNL.....	2
1.1.2	Ciclos de Potência Acoplados a Plantas de Regaseificação	3
1.2	OBJETIVOS DO TRABALHO	5
1.3	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	6
2	FUNDAMENTAÇÃO SOBRE GÁS NATURAL	7
2.1	GÁS NATURAL (GN)	7
2.2	GÁS NATURAL LÍQUIDO (GNL)	8
2.3	A CADEIA DO GNL	10
2.4	HISTÓRICO DO GNL	10
2.5	MERCADO DO GÁS NATURAL	12
2.6	PROCESSOS DE REGASEIFICAÇÃO DE GNL	14
2.6.1	Laço Fechado (<i>Closed Loop</i>)	14
2.6.2	Laço Aberto (<i>Open Loop / Open Rack</i>).....	15
2.6.3	Rankine Orgânico.....	16
2.6.4	Regaseificação com Gases de Exaustão	17
2.6.5	Terminais de Regaseificação Operando no Mundo.....	18
3	CICLOS DE POTÊNCIA	21
3.1	TURBINA A GÁS	21
3.2	CICLO BRAYTON	22
3.3	CICLO SIMPLES DE TURBINAS A GÁS REGENERATIVO	25
3.4	CICLO SIMPLES DE TURBINAS A GÁS REGENERATIVO COM RESFRIAMENTO INTERMEDIÁRIO	26
3.5	COMPRESSOR	27
3.5.1	Trabalho e Potência de Compressão em Compressores Centrífugos	28
3.6	COMBUSTÃO	30
3.6.1	Temperatura de Chama Adiabática	31

3.6.2	Câmara de Combustão	32
3.7	TURBINAS DE EXPANSÃO	33
3.8	BOMBAS	34
3.9	TROCADORES DE CALOR.....	35
3.9.1	Efetividade-NUT	36
3.10	CICLO RANKINE	37
3.11	CICLO COMBINADO	39
3.12	EXERGIA	40
3.12.1	Exergia Física	41
3.12.2	Exergia Química	41
3.12.3	Destruição de Exergia	42
3.12.4	Eficiência Exergética	43
3.12.5	Eficiência Exergética da Planta	43
4	ANÁLISE DA CADEIA DO GNL.....	45
4.1	CADEIA DO GNL.....	45
4.2	EXPLORAÇÃO E PRODUÇÃO DO GÁS NATURAL.....	48
4.3	LIQUEFAÇÃO.....	48
4.4	EFICIÊNCIA TERMODINÂMICA.....	50
4.5	TRANSPORTE.....	52
4.6	REGASEIFICAÇÃO	53
4.7	CONSIDERAÇÕES PARA MODELAGEM DA CADEIA	54
4.8	RESULTADOS.....	55
4.8.1	Eficiência termodinâmica do ciclo de refrigeração	56
4.8.2	Balanco de massa	57
4.8.3	Consumo de energia	59
4.8.4	Balanco de exergia física	61
4.9	CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO.....	63
5	ANÁLISE DO ACOPLAMENTO ENTRE UMA PLANTA DE REGASEIFICAÇÃO DE GNL E CICLOS COMBINADOS DE POTÊNCIA.....	65
5.1	CICLO DE REFERÊNCIA	65
5.2	EFICIÊNCIA DO CICLO	69

5.2.1	Eficiência Energética do Ciclo CHP	70
5.2.2	Eficiência Exergética do Ciclo CHP	70
5.3	VALIDAÇÃO DO CICLO DE REFERÊNCIA.....	70
5.4	ACOPLAMENTO ENTRE A PLANTA DE REGASEIFICAÇÃO E O CHP	73
5.4.1	Alternativa 1: acoplamento entre regaseificação e a planta de potência nos estágios de compressão do sub-ciclo Brayton.	74
5.4.1.1	Eficiências dos Ciclos Estudados	79
5.4.2	Alternativa 2: acoplamento entre a regaseificação e a planta de potência nos estágios de compressão do sub-ciclo Brayton e no condensador do sub-ciclo Rankine, utilizando água como fluido de trabalho.	81
5.4.3	Alternativa 3: acoplamento entre a regaseificação e a planta de potência nos estágios de compressão do Sub-Ciclo Brayton e no condensador do sub-ciclo Rankine, utilizando nitrogênio como fluido de trabalho.....	87
5.5	CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO.....	90
6	RESULTADOS	92
6.1	POTÊNCIA LÍQUIDA GERADA PELOS CICLOS	92
6.1.1	Potências Geradas e Consumidas no Ciclo de Referência.....	93
6.1.2	Potências Geradas e Consumidas no Ciclo CHP com Integração da Planta de Regaseificação no Brayton	93
6.1.3	Potências Geradas e Consumidas no Ciclo CHP com Integração da Planta de Regaseificação na Condensação do Rankine e no Brayton.....	94
6.1.4	Potências Geradas e Consumidas no Ciclo CHP com Integração da Planta de Regaseificação no Brayton e na Condensação do Rankine, operando com Nitrogênio. .	95
6.1.5	Ajuste para as Potências Geradas.	96
6.1.6	Razão entre Trabalho Líquido e Demandado pelo Ciclo - <i>Back Work Ratio</i>	97
6.2	CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL	100
6.3	CAPACIDADE DE REGASEIFICAÇÃO DE GNL.....	101
6.4	EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	102
6.5	EFICIÊNCIA EXERGÉTICA	103
6.6	CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO.....	105
7	CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE CONTINUIDADE.....	107

7.1	CONCLUSÕES	107
7.2	SUGESTÕES DE CONTINUIDADE.....	108
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....		110
APÊNDICES.....		113
A1	CICLO CHP CONVENCIONAL UTILIZADO DE REFERÊNCIA.....	113
A2	CICLO CHP CONVENCIONAL COM REGASEIFICAÇÃO DO GNL UTILIZANDO ÁGUA DO MAR	114
A3	CICLO CHP CONVENCIONAL COM REGASEIFICAÇÃO DO GNL UTILIZANDO QUEIMA DE GN	115
A4	CICLO CHP CONVENCIONAL COM REGASEIFICAÇÃO DO GNL UTILIZANDO O REJEITO DE CALOR DOS GASES DE COMBUSTÃO DO CICLO DE POTÊNCIA	116
A5	CICLO CHP ALTERNATIVA 1: REGASEIFICAÇÃO DO GNL NA ADMISSÃO E SUB-RESFRIAMENTO DO AR NOS ESTÁGIOS DE COMPRESSÃO.....	117
A6	CICLO CHP ALTERNATIVA 2: REGASEIFICAÇÃO DO GNL NO CONDENSADOR DO RANKINE E SUPERAQUECIMENTO DO GN NA ADMISSÃO E INTERCOOLER DO BRAYTON.	118
A7	CICLO CHP ALTERNATIVA 3: REGASEIFICAÇÃO DO GNL NO CONDENSADOR DO RANKINE E SUPERAQUECIMENTO DO GN NA ADMISSÃO E INTERCOOLER DO BRAYTON – UTILIZANDO NITROGÊNIO COMO FLUIDO DE TRABALHO NO RANKINE.	119
B1	CURVA DE AJUSTE PARA A ENTALPIA DO METANO.....	120
B2	CURVA DE AJUSTE PARA A ENTROPIA DO METANO.....	121
B3	CURVA DE AJUSTE PARA A ENTALPIA DO NITROGÊNIO	122

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 – Comparação dos custos de transporte do GN [Adaptado de Institute of Gas Technology, 2005].	7
Figura 2.2 – Composição típica do gás natural e do gás natural líquido [Adaptado de Foss 2007].	8
Figura 2.3 – Diagrama de fases do gás natural	9
Figura 2.4 – Crescimento anual das importações de GNL por mercado em bilhões de pés cúbicos/dia [ANP, 2009].	14
Figura 2.5 – Diagrama esquemático de um sistema de regaseificação em circuito fechado mar [De Toni Jr, 2009]	15
Figura 2.6 – Esquema em circuito aberto para regaseificação com água do mar [De Toni Jr, 2009]	16
Figura 2.7 – Diagrama esquemático do regaseificador com condensação de etano [De Toni Jr, 2009].	17
Figura 2.8 – Esquema básico do sistema de regaseificação proposto [De Toni Jr, 2009].	18
Figura 3.1 – Diagrama de uma turbina a gás de ciclo simples [Ramos, 2007].	21
Figura 3.2 – Diagrama pressão versus volume e temperatura versus entropia [Boyce, 2007].	23
Figura 3.3 – Ciclo padrão a ar que representa um ciclo Brayton [Boyce, 2007].	24
Figura 3.4 – Diagrama $T \times s$ – ciclo real [Ramos, 2007]	25
Figura 3.5 – Turbina a gás com regenerador [Ramos, 2007]	26
Figura 3.6 – Turbina de um único eixo com regenerador, resfriador intermediário e várias câmaras de combustão [adaptado de Cohen et al., 1996]	27
Figura 3.7 – Representação gráfica da compressão adiabática por estágios com resfriamento [adaptado de Hahm A., 2004].	29
Figura 3.8 – Principais partes de um combustor de turbina a gás [adaptado de Cohen et. al., 1996]	33
Figura 3.9 – (a) Ciclo Rankine básico, (b) Diagrama temperatura entropia com superaquecimento [Paz, 2002]	38
Figura 3.10 – (a) Ciclo Rankine regenerativo, (b) Diagrama temperatura entropia correspondente [Paz, 2002]	39
Figura 4.1 – Cadeia do GNL [Stradioto e Schneider, 2010]	46

Figura 4.2 – Diagrama de refrigeração utilizado [Adaptado Chang H-M et. al., 2008]	49
Figura 4.3 – Energia disponível no GNL	50
Figura 4.4 – Diagrama $T \times s$ do metano a 3 MPa [Adaptado de Szargut et. al., 2009]	53
Figura 4.5 – Trabalho mínimo x trabalho real do processo de liquefação do GN	56
Figura 4.6 – Perda de massa na cadeia de GNL	57
Figura 4.7 – Perdas de massa versus perdas totais na cadeia	58
Figura 4.8 – Efeito do tempo de permanência do metano na fase líquida nas perdas totais de energia na cadeia do GNL.	59
Figura 4.9 – Consumo específico de energia na cadeia do GNL	60
Figura 4.10 – Perdas totais versus consumo de energia na cadeia do GNL	60
Figura 4.11 – Exergia física e destruição de exergia na corrente de metano na cadeia do GNL	61
Figura 4.12 – Destruição total de exergia e destruição de exergia na	62
Figura 5.1 – Diagrama do ciclo combinado de potência (CHP), utilizado como referência.	67
Figura 5.2 – Representação do sistema de combustão.	68
Figura 5.3 – Ciclo Brayton utilizado para validação	72
Figura 5.4 – Acoplamento entre a planta de regaseificação ao CHP no sub-ciclo Brayton	75
Figura 5.5 – Curva de temperatura e entropia do metano e temperatura do ar	77
Figura 5.6 – Perfil de temperatura na entrada e saída do recuperador de calor TR04 entre o ciclo de referência e o primeiro acoplamento entre as plantas	79
Figura 5.7 – Entradas e saídas do volume de controle	80
Figura 5.8 – Acoplamento entre a Planta de Regaseificação ao CHP - Rankine e no Brayton.	82
Figura 5.9 – Esquema do acoplamento entre os ciclos CHP e a Regaseificação - Água	84
Figura 5.10 – Energia disponível no GNL e GN versus temperatura e o reaproveitamento no ciclo CHP: Alternativa 2.	86
Figura 5.11 – Esquema do acoplamento entre os Ciclos CHP e a regaseificação - Nitrogênio	89
Figura 6.1 – Potências geradas e demandadas no ciclo CHP de referência	93
Figura 6.2 – Potências geradas e demandadas no ciclo CHP com regaseificação do GNL nos estágios de compressão do sub-ciclo Brayton	94
Figura 6.3 – Potências geradas e demandadas no ciclo CHP com regaseificação do GNL na condensação do Rankine e nos estágios de compressão do sub-ciclo Brayton.	95

Figura 6.4 – Potências geradas e demandadas no ciclo CHP com regaseificação do GNL na condensação do Rankine e nos estágios de compressão do sub-ciclo Brayton – operando com nitrogênio	96
Figura 6.5 – Trabalho necessário nos estágios de compressão – Ciclo de Referência	98
Figura 6.6 – Razão entre trabalho demandado e gerado pelo sub-ciclo Brayton	98
Figura 6.7 – Trabalho nos estágios de compressão com as temperaturas de operação do ciclo de referência e da alternativa 1.	99
Figura 6.8 – Consumo específico de combustível nos ciclos	100
Figura 6.9 – Capacidade de regaseificação dos ciclos	101
Figura 6.10 – Comportamento da eficiência exergética do ciclo combinado em relação à	103
Figura 6.11 – Energia disponível no GNL e GN versus temperatura e o reaproveitamento no ciclo CHP: Alternativa 1.	104
Figura 6.12 – Energia disponível no GNL e GN versus temperatura e o reaproveitamento no ciclo CHP: Alternativa 2.	105

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 – Localização e Situação Atual das Instalações de Regaseificação [Fonte: Zeus Virtual Energy Library, 2011	19
Tabela 3.1 – Condições Padrão – (ISO 2314):	22
Tabela 4.1 – Parâmetros operacionais para o GNL ao longo da cadeia de acordo com a Figura 4.1.	48
Tabela 4.2 – Eficiências isentrópicas de operação dos equipamentos	55
Tabela 4.3 – Considerações gerais para simulação da cadeia de GNL	55
Tabela 4.4 –Análise energética e exergética na cadeia do GNL.	63
Tabela 5.1 – Principais parâmetros da simulação.	71
Tabela 5.2 – Principais variáveis da simulação.	71
Tabela 5.3 – Principais resultados obtidos no sub-ciclo Brayton considerando $T_7 = 1246,0^{\circ}\text{C}$ e $\dot{W}_{LiqB} = 30 \text{ MW}$	72
Tabela 5.4 – Resultados comparados entre o CGAM e o sub-ciclo Brayton.	73
Tabela 5.5 – Parâmetros das Correntes do Ciclo: Alternativa 1	76
Tabela 5.6 – Principais resultados obtidos no ciclo CHP proposto considerando $T_7 = 1246,0^{\circ}\text{C}$ e $\dot{W}_{LiqB} = 30 \text{ MW}$	78
Tabela 5.7 – Parâmetros das Correntes do Ciclo: Alternativa 2	83
Tabela 5.8 – Principais resultados obtidos no ciclo CHP proposto considerando $T_7=1246,0^{\circ}\text{C}$ e $\dot{W}_{LiqB} = 30 \text{ MW}$	85
Tabela 5.9 – Parâmetros das correntes do ciclo: Alternativa 3	88
Tabela 5.10 – Principais resultados obtidos no ciclo CHP proposto considerando $T_7=1246,0^{\circ}\text{C}$ e $\dot{W}_{LiqB} = 30 \text{ MW}$	90
Tabela 6.1 – Ajuste entre as potências geradas e consumo de combustível	97
Tabela 6.2 – Resultados energéticos obtidos nos ciclos.	102
Tabela 6.3 – Resultados exergéticos obtidos nos ciclos.	103

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

CH_4	<i>Metano</i>
GN	<i>Gás Natural</i>
GNL	<i>Gás Natural Líquido</i>
$E\&P$	<i>Exploração e Produção</i>
GHG	<i>Greenhouse Gases</i>
C	<i>Carbono</i>
H	<i>Hidrogênio</i>
CO	<i>Monóxido de carbono</i>
CO_2	<i>Dióxido de carbono</i>
c_p	<i>Calor específico a pressão constante, kJ/kmol K</i>
c_v	<i>Calor específico a volume constante, kJ/kmol K</i>
h	<i>Entalpia específica da corrente, kJ/kg K</i>
s	<i>Entropia específica da corrente, kJ/kg K</i>
H_2O	<i>Água</i>
\dot{m}	<i>Vazão mássica da corrente, kg/s</i>
N_2	<i>Nitrogênio molecular</i>
O_2	<i>Oxigênio molecular</i>
PCI	<i>Poder calorífico inferior do combustível, kJ/kmol</i>
EPC	<i>Engineering, Procurement and Construction</i>
BCF	<i>Bilhões de Pés Cúbicos</i>
\bar{R}	<i>Constante universal dos gases, kJ/kmol</i>
rC	<i>Razão de compressão</i>
rE	<i>Razão de expansão</i>
S	<i>Entropia, kJ/K</i>
s	<i>Entropia específica da corrente, kJ/kg K</i>
T	<i>Temperatura</i>
ISO	<i>International Standards Organization</i>
$CCGT$	<i>Combined Cycle Gas Turbine</i>
Q_{Out}	<i>Quantidade de energia na corrente na saída, kJ</i>
Q_{In}	<i>Quantidade de energia na corrente na entrada, kJ</i>

BWR	<i>Back Work Ratio</i>
\dot{W}_c	<i>Trabalho requerido pelo compressor, kW</i>
\dot{W}_t	<i>Trabalho entregue pela turbina, kW</i>
\dot{W}_b	<i>Trabalho requerido pela bomba, kW</i>
\dot{W}_k	<i>Trabalho específico na compressão do ar, kW/kg</i>
\dot{W}_{RBC}	<i>Trabalho requerido pelo ciclo brayton reverso, kW</i>
\dot{W}_{\min}	<i>Trabalho mínimo necessário para a liquefação do metano, kW</i>
\dot{W}_{liq}	<i>Potência líquida do ciclo, kW</i>
\dot{W}_{liqB}	<i>Potência líquida do ciclo Brayton, kW</i>
\dot{W}_{liqR}	<i>Potência líquida do ciclo Rankine, kW</i>
\dot{W}_{LiqGNL}	<i>Potência líquida utilizada para a regaseificação do gás natural, kW</i>
k	<i>Coefficiente isentrópico</i>
v_b	<i>Volume específico do fluido no estado líquido saturado, m³/kg</i>
$n_{Combustível}$	<i>Quantidade de mols do combustível</i>
n_{Ar}	<i>Quantidade de mols de ar</i>
U	<i>Coefficiente global de troca de calor</i>
A	<i>Área da superfície de troca de calor, m²</i>
$q_{máx}$	<i>Máxima quantidade de calor trocado, kW</i>
C_{\min}	<i>Corrente com menor produto entre massa e calor específico, W⁰C</i>
$C_{máx}$	<i>Corrente com maior produto entre massa e calor específico, W⁰C</i>
C_r	<i>Razão entre C_{\min} e $C_{máx}$</i>
Ex	<i>Exergia, kW</i>
Ex^{PH}	<i>Exergia física, kW</i>
Ex^{CH}	<i>Exergia química, kW</i>
Ex^{KN}	<i>Exergia cinética, kW</i>
Ex^{PT}	<i>Exergia potencial, kW</i>
E_D	<i>Exergia destruída, kW</i>
E_e	<i>Exergia na entrada, kW</i>

E_s	<i>Exergia na saída, kW</i>
E_P	<i>Exergia do produto, kW</i>
E_L	<i>Exergia perdida, kW</i>
S_{gen}	<i>Entropia gerada, kJ/kg K</i>
\ln	<i>Logaritmo Neperiano</i>
N	<i>Mistura dos gases</i>
EC_{Liq}	<i>Energia consumida na liquefação, kW</i>
BOG	<i>Boil Off Gas, kg</i>
BOG_{TankL}	<i>Boil off gás no tanque na planta de liquefação, kg</i>
BOG_{TankR}	<i>Boil off gás no tanque da planta de regaseificação, kg</i>
$BOG_{Transp.}$	<i>Boil off gás durante o transporte, kg</i>
EC_{Regas}	<i>Energia consumida na regaseificação, kW</i>
RBC	<i>Ciclo brayton reverso</i>
L	<i>Comprimento, m</i>
D	<i>Diâmetro, m</i>
H_v	<i>Calor latente, kJ/kg</i>
ST	<i>Tempo de estocagem, h</i>
VT	<i>Tempo de viagem, h</i>
$HRSG$	<i>Heat Recovery Steam Generator</i>
CHP	<i>Power and Heat Cycle</i>
sfc	<i>Consumo específico de combustível, kg/kJ</i>
sfc_{EE+GN}	<i>Consumo específico de combustível considerando o GN como produto, kg/kJ</i>

Letras Gregas

γ_c	Razão de calor específico a pressão e volume constantes
n_{mec}	Rendimento mecânico
n_k	Rendimento adiabático do compressor
n_t	Eficiência isentrópica da turbina
n_c	Eficiência isentrópica do compressor
η_{ciclo}	Eficiência energética
n_{Term}	Rendimento Térmico
$\eta_{ciclo+GN}$	Eficiência energética considerando o gás natural como produto
λ	Razão entre ar combustível
Δ	Variação
ε_{ciclo}	Eficiência exergética
ε_{Eciclo}	Eficiência exergética do ciclo
$\varepsilon_{Eciclo+GN}$	Eficiência exergética considerando o gás natural como produto
ε_{cicloB}	Eficiência exergética do ciclo Brayton
$\varepsilon_{EcicloR}$	Eficiência exergética do ciclo Rankine
η_c	Eficiência isentrópica do compressor
η_t	Eficiência isentrópica da turbina
ε	Efetividade
NUT	Número de Transferências Unitárias
ε_E	Eficiência Exergética
ρ	Massa específica do fluido, kg/m ³

1 INTRODUÇÃO

O gás natural (GN) é um combustível fóssil que pode ser encontrado na natureza de maneira isolada ou associado ao óleo. Como vantagens destacam-se o baixo nível de enxofre e particulados existente em sua composição, o que faz com que ele seja considerado um combustível limpo. Ainda neste sentido, o GN é o combustível fóssil que tem a menor relação de CO₂ liberado pelo processo de combustão por energia gerada. Apesar da indústria de GN ser antiga ela ganhou importância a partir da década de 1970, com os choques do petróleo, configurando-se como uma boa alternativa ao uso do petróleo.

Atualmente, a energia gerada por turbinas a gás é responsável por aproximadamente 17,5% da energia gerada no mundo, sendo que as previsões para o ano de 2020 é de que chegará a 30%, ANEEL 2002. No setor elétrico brasileiro, o uso mais generalizado desta tecnologia tem se intensificado nos últimos 20 anos, mesmo com as restrições na oferta de gás natural e os altos investimentos necessários para a implantação destas plantas. Alias durante muitos anos, estas foram as principais restrições para a difusão deste tipo de tecnologia no âmbito do setor elétrico. Porém nos últimos anos, esse quadro tem se alterado significativamente, tornando o gás natural uma das principais alternativas para a expansão da matriz energética em vários países.

O presente estudo analisa a quantidade de energia gasta na cadeia do gás natural liquefeito, desde a sua exploração até o ponto de utilização, identificando o consumo de energia, perda de massa ao longo do transporte e destruição de exergia. Após serem mapeados os maiores pontos de destruição de exergia, analisam-se situações de recuperação de energia identificadas no processo de regaseificação do gás natural, o qual tem a sua armazenagem na fase líquida. As oportunidades podem surgir quando o processo de regaseificação do combustível ocorrer próximo a um sistema térmico, estabelecendo-se uma situação de troca de calor que auxilie tanto a passagem para a fase gasosa do combustível quanto à rejeição de calor do sistema térmico em estudo. As vantagens esperadas em relação ao combustível estão ligadas à melhoria no seu processo de vaporização, com incremento da taxa de vaporização, operação com temperaturas controladas, entre outros. Para o sistema térmico que opera beneficiando-se da energia proveniente deste processo de vaporização, esperam-se não só alcançar maiores rendimentos térmicos de 1ª lei, mas também outras vantagens operacionais,

como serão apresentadas ao longo do trabalho. Visto dessa forma, estabelece-se uma mútua vantagem no acoplamento dos dois processos.

1.1 Revisão Bibliográfica

Trabalhos que visam o estudo da cadeia do GNL e o acoplamento de plantas de regaseificação a ciclos de potência não têm sido extensivamente estudados, e quando abordados, são apresentados de forma isolada.

Nesta seção será apresentada uma revisão da bibliografia, subdividida em duas grandes áreas: Cadeia do GNL e Ciclos Combinados de Potência acoplados a plantas de regaseificação. Na cadeia do gás, apresentam-se os trabalhos desenvolvidos no que tange a liquefação, perdas de massa durante o transporte e estocagem do GNL. Para os ciclos de potência, são abordados os estudos desenvolvidos nos ciclos acoplados a plantas de regaseificação. Trata-se de uma revisão dos principais trabalhos numéricos que se aproximam da situação estudada.

1.1.1 Cadeia do GNL

Correia, 2001, apresenta um estudo de uma planta de armazenamento de GNL onde a vaporização é feita em uma primeira etapa, com o auxílio de água do mar. Em uma segunda fase, prevê-se a implantação de um sistema de cogeração que utiliza uma turbina a gás. Parte do GNL vaporizado é queimado para conversão de energia na turbina. Ao saírem pelos dutos de exaustão da turbina, estes gases passam por uma torre de arrefecimento operando de forma inversa, resfriando-se e aquecendo a corrente de água aspergida. A água aquecida troca calor com o GNL em um tanque a fim de promover a vaporização deste último. Para auxiliar o processo, conta-se ainda com queimadores que poderão entrar em operação quando a turbina estiver parada ou a taxa de transferência de calor necessária for maior do que o calor liberado pelos gases de combustão.

Roca, 2005, apresentou uma estação de regaseificação móvel, onde o processo ocorre em trocadores aletados em contato com o ar atmosférico, mas não ofereceu nenhum aproveitamento para a energia envolvida no processo.

Chang et. al., 2009, apresentaram um estudo de uma planta de liquefação de GN em escala reduzida, onde a ciclo utilizado foi um Brayton Reverso, tendo como fluido de trabalho o nitrogênio. O objetivo do trabalho foi encontrar as condições operacionais de maior eficiência para o ciclo com capacidade de liquefação de 160 l/h de metano. Especial atenção foi dedicada aos trocadores de calor da liquefação, devido à diferença de temperatura entre o refrigerante e o metano. Os resultados deste trabalho indicaram uma eficiência termodinâmica de 26,3% sendo esta a relação entre o trabalho mínimo necessário para a liquefação sobre o trabalho real utilizado. O ciclo em escala teve capacidade de liquefazer 18,5 g/s de metano, com uma demanda energética de 75,7 kW.

Hasan Faruque et. al., 2009, simulou as perdas de massa que o GNL sofre durante o transporte marítimo e quando mantido estocado na fase líquida, avaliando as diferentes taxas de acordo com a composição do gás, temperatura ambiente, fração de nitrogênio, pressão e material do tanque. Tendo como principais resultados a reevaporação de gás para viagens que variavam entre 5 e 20 dias para um trajeto. As perdas da massa inicialmente carregada ficaram entre 3,4% para temperatura da água do mar de 5 °C e 8,69% para temperatura de 25 °C.

1.1.2 Ciclos de Potência Acoplados a Plantas de Regaseificação

Na busca por ciclos térmicos mais eficientes e com maior aproveitamento do trabalho reversível (exergia) dos sistemas, diversos estudos procuram utilizar a recuperação do calor na regaseificação de GNL. A maior parte desses utiliza ciclos Brayton ou Rankine e, em alguns, o ciclo combinado (CHP).

Hisazumi et al., 1998, propuseram uma planta de geração de energia a partir de um ciclo Rankine empregando gás freon como fluido de trabalho e a vaporização GNL no condensador do ciclo. Foi observado um aumento na produção de energia de 1,2 MW, com uma eficiência do ciclo de 53%.

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

Miayazaki et al., 2000, elaboraram uma planta de geração de energia utilizando um ciclo de Rankine orgânico, tendo como fluido de trabalho uma mistura de amônia e água,

vaporizando GNL no condensador do ciclo. Comparado com o ciclo convencional, o sistema proposto possui uma eficiência térmica 1,53 vezes maior e uma eficiência exergética 1,43 vezes superior.

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%.

Dispenza et. al., 2008 a, apresentaram um estudo de ciclos de conversão de potência operando em conjunto com uma planta de regaseificação de GNL. A potência é convertida em um ciclo que utiliza a queima de parte do GN gerado para operação. A exaustão destes gases ocorre em direção a um intercambiador de calor de outro ciclo de potência, elevando o potencial térmico deste segundo ciclo. Os gases de exaustão a temperatura elevada aquecem o fluido de trabalho do outro ciclo (hélio), o qual passa por uma turbina convertendo mais potência. O baixo potencial térmico deste ciclo é provocado pela regaseificação do GNL em outro trocador de calor. Outros fluidos além do hélio também foram simulados neste trabalho, como o nitrogênio e o dióxido de carbono, apresentando, porém, com desempenho pior em relação a este.

Em outro trabalho, Dispenza et. al., 2008 b, simularam os ganhos obtidos pelo sistema combinado de calor e potência anteriormente estudado, quantificando os ganhos e eficiências de primeira e segunda leis da termodinâmica.

Szargut e Szczygiel, 2009, apresentaram um estudo de uma planta de potência em cascata. O ciclo proposto foi um Rankine orgânico operando como fluidos de trabalho o etano e o eteno, onde sua condensação era feita na regaseificação do GNL, utilizando a energia criogênica disponível. Como os fluidos de trabalho possuem pontos de vaporização inferior a temperatura ambiente, a fonte quente é o próprio ar ambiente, gerando energia sem a queima de combustível. Comparada com as termelétricas polonesas a carvão, a planta proposta, gerando energia durante duas mil horas anuais, evitaria a emissão de 31 mil toneladas de CO₂.

No Grupo de Trabalhos Térmicos e Energéticos (GESTE) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, foram desenvolvidos diversos trabalhos com o propósito de recuperar a energia criogênica do GNL, dentre os quais pode-se destacar: Acunha Jr. et al., 2008, que apresentaram 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. Os mesmos autores, em um segundo trabalho, apresentaram um ciclo de refrigeração em que o condensador foi acoplado com a planta de regaseificação, tendo amônia como fluido de trabalho. Como resultado, obtiveram um coeficiente de performance 2,95 vezes superior quando comparado a um ciclo convencional. Sgarbi, 2009, em seu trabalho de diplomação, propôs o acoplamento da planta de regaseificação a um ciclo combinado, sendo feito no condensador do ciclo Rankine e com a admissão do ar do ciclo Brayton. Tal acoplamento possibilitou um acréscimo de 15% na eficiência térmica do ciclo. De Toni Jr, 2009, analisou os processos de regaseificação atualmente utilizados e propôs a integração com um ciclo de potência existente, utilizando como fonte quente os gases de combustão. Como resultado, verificou que os processos propostos por Szargut e pelo autor, constituem uma alternativa ambientalmente mais adequada para o processo de vaporização do GNL. Stradioto e Schneider, 2010, apresentaram um balanço de massa, energia e exergia da cadeia do GNL, mapeando desde o processo de liquefação até a distribuição os consumidores de energia, destruidores de exergia e as perdas de massa que ocorrem no GN quando está na fase líquida. Os resultados apresentados demonstraram que 14,81% da energia contida no GN na entrada da planta de liquefação, são consumidos ou destruídos ao longo da cadeia.

1.2 Objetivos do Trabalho

O objetivo deste trabalho é realizar uma análise energética e exérgica da cadeia do GNL e também propor sistemas térmicos capazes de reaproveitar a disponibilidade energética do combustível no processo de regaseificação. A utilização de ciclos combinados de potência é investigada com o intuito de mitigar os impactos ambientais da cadeia do GNL.

Os objetivos específicos do trabalho são os seguintes:

- Identificar a demanda de energia na cadeia do GNL;
- Quantificar as perdas de massa e destruição exergia na cadeia de abastecimento do GNL;
- Propor ciclos de potência capazes de reaproveitar a disponibilidade energética do metano no processo de regaseificação;
- Análise energética e exérgica dos ciclos acoplados.

1.3 Organização do Trabalho

Com o objetivo de facilitar a sua leitura, este texto está dividido em nove capítulos.

O primeiro capítulo é a introdução do trabalho e localiza o leitor no contexto atual do gás natural líquido, fazendo uma revisão bibliográfica sobre o tema e as principais motivações para desenvolvimento deste trabalho.

O capítulo 2 é apresentado como se obtêm o gás natural líquido e os processos que envolvem a cadeia do GNL.

O capítulo 3 os ciclos de potência Brayton, Rankine e Combinado são apresentados e a classificação dos principais componentes e os princípios de funcionamento dos ciclos de potência.

No capítulo 4, aborda-se a cadeia do GNL, onde detalha-se o consumo de energia, a perda de massa e a destruição de exergia desde a planta de liquefação até a distribuição.

O capítulo 5 mostra o modelo termodinâmico utilizado e o respectivo equacionamento, a validação da abordagem utilizada para estudar o assunto proposto e os ciclos integrados de potência ao processo de regaseificação do GNL.

O capítulo 6 são apresentados os principais resultados obtidos para três ciclos propostos comparando com o ciclo CHP de referência.

O capítulo 7 finaliza o trabalho propriamente dito com as principais conclusões e com sugestões para a continuidade do estudo.

O capítulo 9 apresenta os ciclos de potência que foram simulados no *IPSEpro*.

2 FUNDAMENTAÇÃO SOBRE GÁS NATURAL

Neste capítulo são abordados vários aspectos relacionados à composição e características do principal componente do gás natural, que é o metano. Uma atenção especial é dada aos processos de liquefação do metano, chamado de Gás Natural Liquefeito – GNL, .

No final do capítulo são dados alguns detalhes sobre os processos de regaseificação e os terminais existentes no mundo.

2.1 Gás Natural (GN)

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 (*Greenhouse Gases* GHG,) por energia produzida na 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.

Usualmente, o gás natural é conduzido, da reserva aos consumidores por gasodutos. Quando essa alternativa não é viável, sua liquefação possibilita o transporte a longas distâncias. De acordo com a Figura 2.1, o custo de transporte do gás natural através do GNL torna-se menor do que por gasoduto, quando as distâncias superam 3,5 mil km.

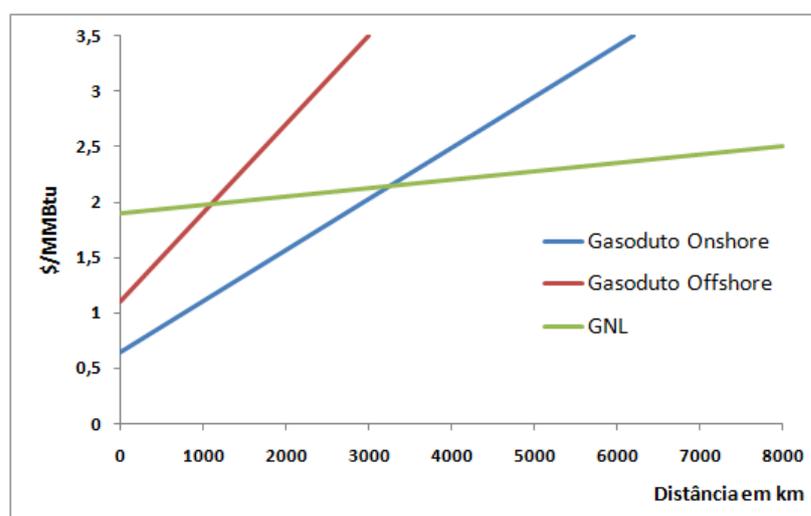


Figura 2.1 – Comparação dos custos de transporte do GN [Adaptado de Institute of Gas Technology, 2005].

2.2 Gás Natural Líquido (GNL)

A composição do gás natural varia de acordo com o local de extração [Foss 2007], já o gás natural líquido tipicamente está composto por 95% de metano e 5% de outros gases. A Figura 2.2, mostra a composição básica do gás natural e a composição do gás natural líquido.

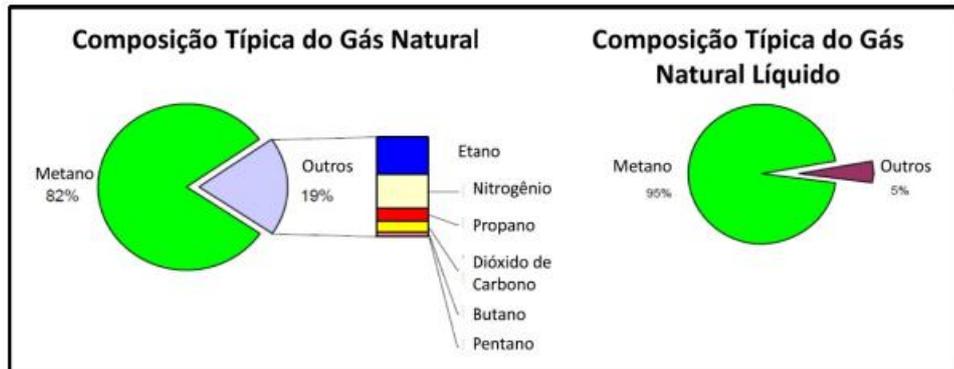


Figura 2.2 – Composição típica do gás natural e do gás natural líquido [Adaptado de Foss 2007].

O gás natural líquido é inodoro, incolor, não corrosivo e atóxico, porém quando na fase gasosa pode causar asfixia. Sua massa específica é de aproximadamente 450 kg/m³. No processo de liquefação, o volume de metano é reduzido em aproximadamente 600 vezes, sem sofrer alterações de natureza química.

Em função da composição majoritária de metano, as propriedades dessa última espécie serão usadas no presente trabalho para caracterizar o GNL. A obtenção do GNL é feita por meio de um processo criogênico até a temperatura de aproximadamente -161°C, a pressão atmosférica [Foss 2007].

Segundo Chang, 2008, antes de liquefazer o gás, este deve ser primeiramente tratado, separando-se impurezas e outros gases que foram extraídos da reserva junto ao GN. O gás purificado é submetido a sucessivas compressões e trocas de calor, até que se atinja a fase líquida. Este processo demanda uma grande quantidade de energia e tem um custo relativamente elevado.

Ainda segundo o mesmo autor, a planta de liquefação de gás natural é a principal etapa da cadeia de produção do GNL. Nela se reduz a temperatura do fluido é reduzida até o ponto

de condensação do metano, tornando-o líquido e com seu volume reduzindo. O diagrama de fases representado na Figura 2.3, foi elaborado a partir dos dados termodinâmicos do GN encontrados nas tabelas do NIST. Com a pressão e a temperatura para os pontos crítico e triplo do metano, foram traçados em um diagrama de fases conhecido as respectivas regiões para cada condição.

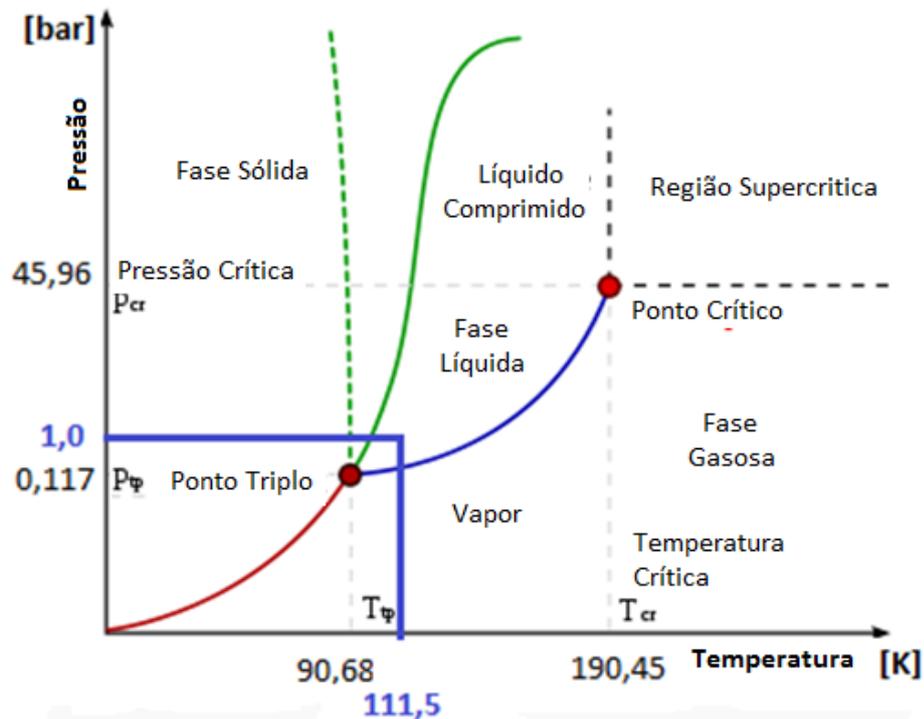


Figura 2.3 – Diagrama de fases do gás natural

Como representado no diagrama acima, o ponto triplo do metano corresponde à temperatura de 90,68 K e pressão de 0,117 bar; o ponto crítico, à temperatura de 190,45 K e pressão de 45,56 bar. O transporte do GNL ocorre no ponto obtido através intersecção entre as linhas azuis na vertical e horizontal, sendo este na temperatura de 111,5 K e pressão de 1,013 bar.

Um importante comportamento do GNL manifesta-se no seu armazenamento em tanques, e é caracterizado pela capacidade de manter uma temperatura estável em função da contínua evaporação do metano. Este fenômeno é chamado em inglês de *boil-off*. Para reduzir este processo é necessário assegurar o isolamento térmico do tanque e a remoção da massa que evaporou. Graças aos melhoramentos no isolamento térmico dos tanques nos últimos

anos, o valor típico do *boil-off* diário para navios diminuiu de 0,25% para 0,15% [Tusiani, 2007].

2.3 A cadeia do GNL

A cadeia de GNL compreende a produção, liquefação do metano, transporte do GNL em navios metaneiros, a sua regaseificação e distribuição. Entre essas etapas, a que demanda maior investimento e demanda mais energia é a de liquefação. Para tornar viável o investimento nesta etapa, é preciso se certificar da existência de grandes reservas de gás natural. Nos novos projetos, a capacidade de liquefação aumentou para até oito milhões de toneladas/ano, quando nos primeiros projetos era de apenas um milhão de toneladas/ano, [Tusiani, 2007].

Segundo o mesmo autor, esse aumento de escala, conjugado com melhorias no projeto de engenharia e maior competição entre os empreiteiros (*Engineering, Procurement and Construction – EPC*) permitiu a redução do custo unitário de liquefação em aproximadamente 1/3 nos últimos 30 anos. Em projetos concluídos em 2005, o custo de investimento em uma planta de liquefação situou-se em uma faixa de 250 a 350 US\$ por tonelada.

2.4 Histórico do GNL

O processo de liquefação do gás natural é datado do século XIX, quando o químico e físico britânico Michael Faraday realizou experimentos de liquefação de diversos tipos de gases, incluindo o gás natural. Também foi construído pelo engenheiro alemão Karl Von Linde o primeiro compressor de refrigeração prático, em Munique no ano de 1873 [ANP, 2008 – Panorama Atual do Mercado de GN].

Segundo o mesmo relatório, a primeira planta de liquefação de gás natural foi construída na Virgínia Ocidental (EUA) em 1912, com início de operação em 1917. Já a primeira planta de escala comercial de liquefação foi construída em 1941 em Cleveland, Ohio (EUA), com o gás natural estocado em tanques a pressão atmosférica.

A liquefação do gás natural tornou possível, dessa forma, seu transporte a grandes distâncias. Em janeiro de 1959, o primeiro navio-tanque de GNL, o Methane Pioneer, transportou uma carga do Lago Charles, Louisiana, para a Ilha Canvey, no Reino Unido, dando início à atividade de transporte comercial de GNL através de grandes distâncias.

Em 1964, o British Gas Council começou a importar GNL da Argélia, tornando o Reino Unido o primeiro importador de GNL e a Argélia o primeiro país exportador, além do maior ofertante mundial de gás natural na forma liquefeita. Após o sucesso na operacionalização deste novo conceito no Reino Unido, plantas marítimas de liquefação e terminais de importação passaram, então, a ser construídas tanto na região do Atlântico, quanto no Pacífico.

Após atingir o pico de recebimento de um volume de 253 BCF (bilhões de pés cúbicos) em 1979, representando cerca de 1,3% da demanda de gás natural dos EUA, as importações de GNL declinaram por duas razões: o aumento da produção doméstica norte-americana após a desregulamentação do setor e as disputas de preço com a Argélia, único fornecedor para os EUA na época. Em função disso, os terminais de Cove Point e da Ilha Elba foram desativados em 1980 e os terminais de Everett e do Lago Charles passaram a operar bem abaixo de sua capacidade.

Apesar de ter sido um grande importador de GNL na década de 70, os EUA também foram exportadores deste produto, com as primeiras exportações ocorrendo em 1969, a partir do gás natural extraído no Alaska e liquefeito na Península do Kenai, tendo como destino o Japão, cuja demanda foi a maior responsável pelo desenvolvimento inicial do mercado asiático de GNL.

Na Bacia do Pacífico, a evolução do mercado de GNL mostrou-se bastante distinta daquela observada na Bacia do Atlântico ao longo das décadas 70 e 80. Após as duas crises do petróleo ocorridas na década de 70, o Japão, por exemplo, aumentou de maneira substancial as importações de GNL destinado à geração termelétrica dos países do sudeste asiático, em particular da Indonésia, em um esforço para reduzir a sua dependência do petróleo do Oriente Médio. Este processo de substituição levou o Japão a se tornar o maior importador de GNL a partir da década de 70, sendo responsável por 44% da demanda mundial em 1979 e chegando à participação de 72% em 1984 [ANP, 2008].

Ao longo da década de 80 e grande parte da década de 90, houve uma substancial perda de interesse pelo GNL na Bacia do Atlântico e, em consequência, a atenção do mercado voltou-se para a Bacia do Pacífico, tendo a Coreia do Sul e Taiwan se juntado ao Japão no papel de países importadores, respectivamente em 1986 e 1990, e ao mercado europeu. Do ponto de vista dos países exportadores, é possível destacar a atuação da Malásia, em 1983, e

da Austrália, em 1989, como exportadores, para o abastecimento exclusivo do mercado regional (Ásia Pacífico).

Na Europa, após o pioneirismo do Reino Unido, o mercado de GNL foi desenvolvido principalmente pela França, o segundo maior importador na Bacia do Atlântico em 1979, com aproximadamente 11% da demanda, sendo substituído pela Espanha no continente europeu a partir de 2001, que então passou a ocupar a terceira colocação entre os países importadores de GNL, atrás apenas do Japão e da Coreia do Sul. Em 1999, entrou em operação a primeira planta de liquefação de gás natural do hemisfério ocidental da Bacia do Atlântico em Trinidad & Tobago. Este evento, combinado à demanda crescente, por parte dos EUA, por gás natural, em particular para geração termelétrica e ao aumento dos preços do gás natural, resultou na renovação do interesse pelo GNL no mercado norte-americano. Como consequência, os terminais da Ilha Elba e de Cove Point foram reativados, respectivamente em 2001 e 2003 [ANP, 2008].

2.5 Mercado do Gás Natural

Algumas das principais mudanças observadas nos últimos anos na indústria de gás natural no Brasil e no mundo dizem respeito ao aumento da penetração do gás na matriz energética de diferentes países e a opção cada vez mais utilizada de comercialização via Gás Natural Liquefeito.

Isso se deve, sobretudo, à busca pela diversificação das fontes energéticas, no primeiro caso, e, no segundo, à necessidade de flexibilização da oferta de gás com vistas a assegurar o fornecimento continuado aos países demandantes.

Em primeiro lugar, o sistema elétrico brasileiro funciona de forma integrada, permitindo a transferência de energia entre as diferentes regiões do território. Além disso, a energia gerada é predominantemente hídrica, o que, por um lado, apresenta vantagens advindas dos ganhos com a modicidade tarifária, mas, por outro, introduz grande complexidade ao sistema energético do país, em virtude da imprevisibilidade do regime pluviométrico. Surge daí, a necessidade de maior coordenação no sistema para fazer face a esta complexidade [Bicalho, 2008]. Em complementação ao sistema hidrológico, foram instaladas as usinas térmicas para serem despachadas sempre que o nível dos reservatórios se apresentar abaixo do limite de segurança estabelecido.

Em virtude de muitas destas térmicas serem movidas a gás natural, a interface desta indústria com a de energia elétrica torna-se um tema que mais uma vez necessita de planejamento e coordenação.

Diante disto, a insuficiência da oferta de gás coloca em pauta a busca pelas melhores soluções de política energética para o atendimento adequado à totalidade da demanda nacional, tanto para as usinas térmicas com vistas à geração elétrica, quanto para os segmentos industrial, residencial, automotivo e outros.

Com este âmbito, que a diversificação das fontes de suprimento torna-se de suma relevância para reduzir os riscos de falta de energia. Neste sentido, o GNL desempenha uma importante alternativa principalmente nos casos em que: (I) existe incerteza quanto à entrega de gás no volume negociado com o país exportador; (II) a malha de transporte ainda é incipiente ou inexistente; (III) os dutos já estão operando no máximo de sua capacidade; e (IV) a demanda total de gás natural de um país é atendida por mais de uma fonte exportadora, por vezes com a utilização de diferentes formas de transporte.

No que diz respeito aos elevados custos historicamente associados à comercialização de GNL, verifica-se que aos poucos esta alternativa começa a se viabilizar em países como o Brasil, por exemplo, trazendo mudanças no que tange a contratos e preços, muito relacionado com o descrito na Seção 2.3.

Uma das principais mudanças observadas é o crescimento no comércio de Gás Natural Liquefeito em um curto período de tempo, sendo este alavancado pelas importações realizadas pelos países orientais, como demonstra Figura 2.4. Isto se deve ao fato que o GN tornou-se uma alternativa para a matriz energética de muitos países, reduzindo a necessidade de construção de termelétricas a carvão e também as usinas nucleares. [GASNET, 2009].

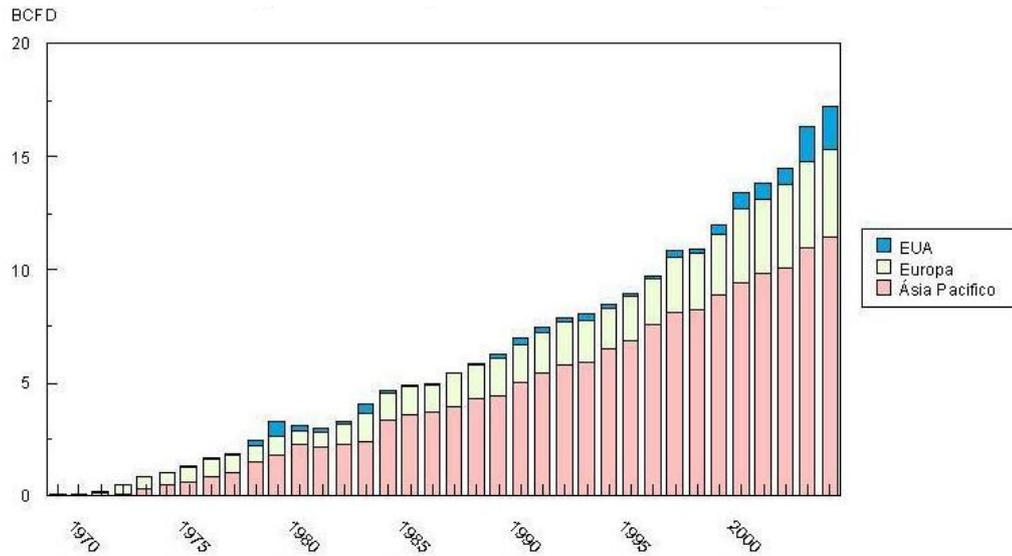


Figura 2.4 – Crescimento anual das importações de GNL por mercado em bilhões de pés cúbicos/dia [ANP, 2009].

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 é de aproximadamente US\$ 275,00 por tonelada de capacidade anual, 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].

2.6 Processos de Regaseificação de GNL

Processos de condensação de misturas gasosas precisam ceder calor para acontecer, de maneira análoga, o processo de regaseificação dessas mesmas misturas necessita de calor para que aconteça. Nesta seção, apresentam-se quatro processos de regaseificação, sendo os dois primeiros bastante usuais e os demais vistos como proposta ou conceito.

2.6.1 Laço Fechado (*Closed Loop*)

Os primeiros terminais de regaseificação de GNL, inaugurados no final dos anos 1960, utilizaram um sistema conhecido como “*closed-loop*”, ou laço fechado, que queima o GN já regaseificado para promover a troca de fase da corrente de GNL. Segundo Whitmore et. al., 2009, o consumo de gás natural nestes sistemas varia entre 1 e 2% da quantidade de gás

importado. Um diagrama esquemático desse sistema de regaseificação pode ser visto na Figura 2.5.

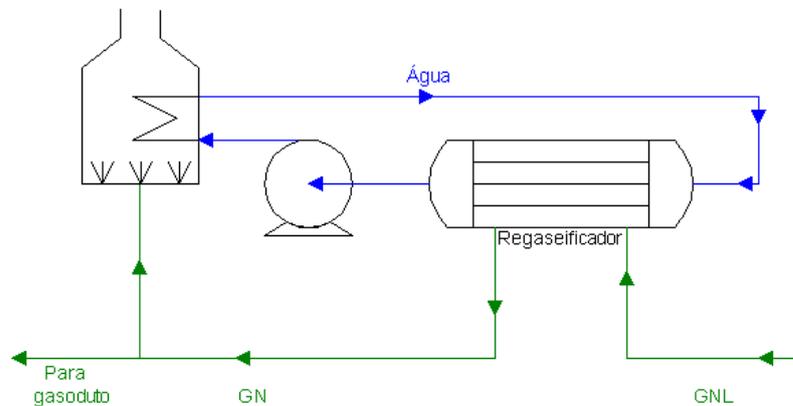


Figura 2.5 – Diagrama esquemático de um sistema de regaseificação em circuito fechado mar
[De Toni Jr, 2009]

Nota-se que este sistema consome energia para o bombeamento de água através do aquecedor e do regaseificador, além da queima de gás gerando emissões gasosas.

2.6.2 Laço Aberto (*Open Loop / Open Rack*)

Tendo em vista as baixas temperaturas do GNL durante a regaseificação, aproximadamente -96 °C a 3 MPa , vislumbrou-se a possibilidade de realizar o processo de evaporação utilizando como fonte de alta temperatura o meio ambiente, sendo estes a troca de calor com o ar ou com água.

Sistemas de regaseificação que utilizam ar ambiente como fluido quente são aplicados em pequenas estações de regaseificação que recebem GNL transportado em caminhões.

Em um terminal marítimo, onde se realiza a vaporização de dezenas de milhares de metros cúbicos de GNL por dia, utiliza-se água do mar como fonte quente nos trocadores de calor, estes sistemas são conhecidos como *open-loop* ou *open rack*. A Figura 2.6 mostra um esquema básico deste modelo de regaseificador.

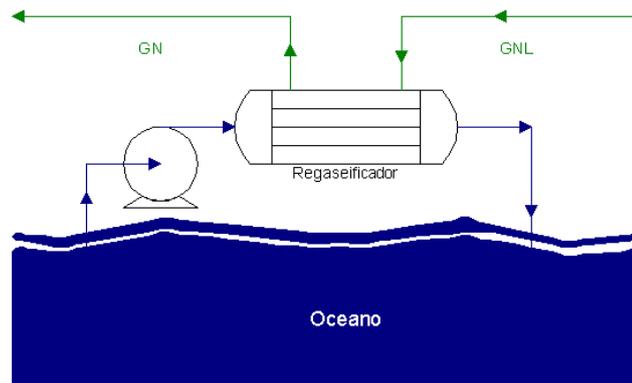


Figura 2.6 – Esquema em circuito aberto para regaseificação com água do mar [De Toni Jr, 2009]

Para regaseificar cerca de 32,5 mil metros cúbicos de GNL por dia, o terminal Gulf Gateway, pertencente a Excelerate Energy, bombeia mais de 190 mil metros cúbicos de água do mar para o sistema de vaporização, devolvendo-a 7,5 °C mais fria para o oceano. A descarga dessa água resfriada é realizada em uma determinada profundidade, dependente do sítio do terminal, onde a temperatura do meio seja próxima da temperatura da água utilizada.

Os dois sistemas descritos anteriormente contemplam toda a capacidade instalada de regaseificação que opera comercialmente no mundo. Contudo, do ponto de vista termodinâmico e ambiental, são processos que desperdiçam um grande potencial energético associado à exergia criogênica do GNL, além de gerarem emissões gasosas e poluição térmica tanto atmosférica quanto marinha.

2.6.3 Rankine Orgânico

Um sistema de regaseificação que concilia o aproveitamento da exergia criogênica com a mitigação de impactos ambientais foi proposto por Szargut e Szczygiel, 2009. O ciclo de Rankine proposto utiliza etano como fluido de trabalho e água do mar como fonte quente. A água a 10 °C entrega calor para a evaporação de etano a -6 °C e retorna ao oceano 2 graus mais fria. Simultaneamente, no condensador o etano rejeita calor latente a -88 °C para o GNL, que encontra-se inicialmente como líquido comprimido a -138 °C. Um esquema desse regaseificador pode ser visto na Figura 2.7.

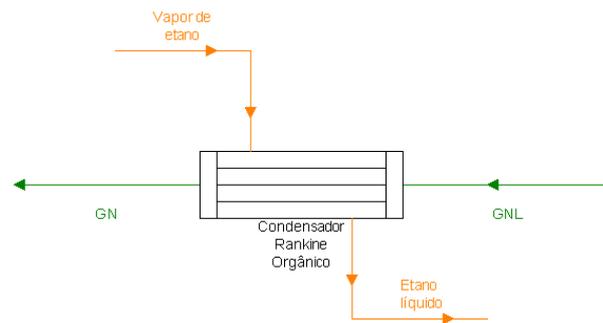


Figura 2.7 – Diagrama esquemático do regaseificador com condensação de etano [De Toni Jr, 2009].

A planta foi dimensionada para uma operação de duas mil horas anuais, regaseificando 99,2 kg/s de GNL, com uma geração de energia elétrica de 16,78 MW. Salienta-se que o GNL passa por trocas de calor sensível e latente para promover a condensação do etano, deixando o equipamento como gás natural saturado a -96°C . Essa situação refere-se a opção de uso de um trocador do tipo casco e tubo, com o fluido em pressão mais alta circulando pelos tubos, que é o caso do GNL.

2.6.4 Regaseificação com Gases de Exaustão

De Toni Jr. R. A, 2009, propôs um sistema diferenciado para a regaseificação do GNL que utiliza como fonte quente os gases de combustão de um processo térmico qualquer, que pode ser um ciclo de potência, por exemplo. A remoção de calor dos gases de combustão para utilização no regaseificador é realizada nas proximidades da exaustão para o ambiente, de modo a reduzir a poluição térmica das emissões gasosas. Uma representação esquemática do sistema proposto pode ser vista na Figura 2.8.

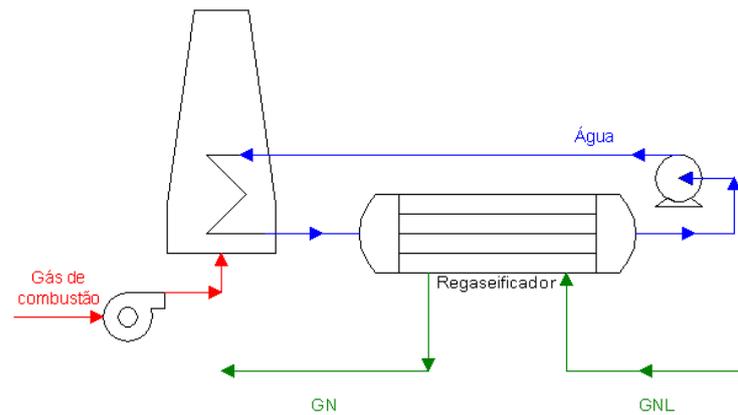


Figura 2.8 – Esquema básico do sistema de regaseificação proposto [De Toni Jr, 2009].

Uma das vantagens deste acoplamento está na independência operacional do ciclo de potência. Muitos sistemas de regaseificação apresentados na literatura propõem o acoplamento do sistema de regaseificação ao condensador de ciclos de Rankine, convencional ou orgânico, tornando a eficiência da planta, ou mesmo a sua operação, dependente do abastecimento de GNL. Além disso, a operação do ciclo de potência precisa ser bastante estável, pois uma breve redução de carga poderia provocar grandes danos ao condensador devido ao congelamento do fluido de trabalho.

2.6.5 Terminais de Regaseificação Operando no Mundo

A Tabela 2.1, mostra os terminais de regaseificação em operação, construção e os aprovados para serem construídos no mundo. O Japão lidera a lista, com vinte e seis plantas em operação, além de duas em construção, o que representa aproximadamente 50% das plantas instaladas no mundo.

Tabela 2.1 – Localização e Situação Atual das Instalações de Regaseificação [Fonte:

Zeus Virtual Energy Library, 2011

País	Status dos Terminais de Regaseificação			
	Operacional	Em Construção	Aprovada	Total
Japão	26	2	-	28
Estados Unidos	5	4	8	17
Espanha	5	1	-	6
Coréia do Sul	4	-	-	4
Reino Unido	2	2	-	4
França	2	1	-	3
Índia	2	1	-	3
Brasil	2	-	1	3
China	1	2	5	8
México	1	1	1	3
Itália	1	1	1	3
Turquia	1	1	-	2
Portugal	1	-	-	1
Bélgica	1	-	-	1
Taiwan	1	-	-	1
Grécia	1	-	-	1
República Dominicana	1	-	-	1
Porto Rico	1	-	-	1
Bahamas	1	-	-	1
Canadá	-	1	2	3
Indonésia	-	-	1	1
Paquistão	-	-	1	1
Jamaica	-	-	1	1
Chile	-	-	1	1
Total	59	15	24	98

A importância do GNL pode ser observada com o crescimento do número de plantas de regaseificação que estão em construção ou aprovadas pelos órgãos responsáveis em cada país. Destacam-se os Estados Unidos com quatro em construção e oito aprovadas, a China com duas em construção e cinco aprovadas, e o Brasil em oitavo lugar na lista, com duas plantas em operação e uma aprovada.

Nos casos de regaseificação apresentados, com exceção do ciclo Rankine orgânico, 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 Coréia.

3 CICLOS DE POTÊNCIA

Este capítulo foi dedicado para uma breve descrição sobre os ciclos de potência Brayton, Rankine e Combinado. Os tópicos de importância para a análise termodinâmica do sistema de potência com base na 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica foram abordados sistematizando os conceitos para os principais componentes e seus processos. O capítulo abrange também tópicos relacionados à transferência de calor, essenciais para modelar os ciclos envolvidos no trabalho.

3.1 Turbina a gás

As turbinas a gás são utilizadas numa grande variedade de serviços. Elas estão presentes em diferentes segmentos, destacando-se a aviação e para usos estacionários, como bombas, compressores e geradores de energia elétrica. Atualmente, o interesse em turbinas tem crescido significativamente em plantas de ciclo combinado, principalmente para o Brasil que necessita de alternativas a hidroeletricidade [ANEEL, 2002].

A Figura 3.1 apresenta esquematicamente uma turbina a gás de eixo único e sem regeneração.

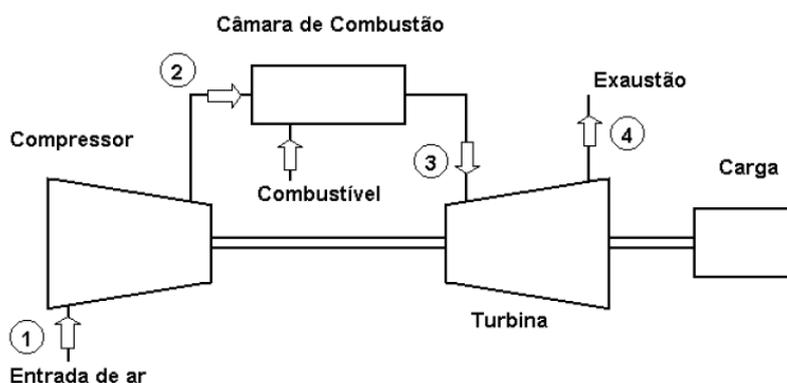


Figura 3.1 – Diagrama de uma turbina a gás de ciclo simples [Ramos, 2007].

A eficiência das turbinas a gás modernas tem alcançado até 45% com uma temperatura de chama de 1400°C. A limitação de sua eficiência deve-se às condições metalúrgicas dos materiais que a compõem, assim como a relação de compressão do ar [Ramos, 2007].

Segundo o mesmo autor, para um aumento na faixa de 55°C na temperatura de chama, o trabalho útil e a eficiência aumentam em 10% e 1,5%, respectivamente.

Como a eficiência do ciclo esta relacionada com a condição atmosférica e esta varia dia a dia e também de local para local, é importante e conveniente considerar algumas condições padrões para efeitos comparativos. As condições padrões usadas para as turbinas a gás industriais mostradas na Tabela 3.1 foram estabelecidas pela *International Standards Organization* (ISO 2314).

Tabela 3.1 – Condições Padrão – (ISO 2314):

Temperatura Ambiente	15 °C
Pressão Ambiente	101,325 kPa
Umidade Relativa	60%

Durante o processo de compressão, a temperatura do ar na descarga do compressor geralmente se encontra em torno de 400 a 465°C. Após este estágio ocorre o processo de combustão a pressão constante, elevando assim a temperatura dos gases entre 1370 e 1430°C. Ocorrido o processo de combustão, a mistura dos gases deixa o sistema de combustão e entra na turbina, também chamada expansor, a temperatura média da mistura. Na seção da turbina, a energia dos gases quentes é convertida em trabalho em dois processos. No bico de injeção na seção da turbina, os gases quentes são expandidos pelas palhetas estacionárias, e uma porção desta energia térmica com alta entalpia é convertida em energia cinética a alta velocidade. Na seção subsequente da turbina, as palhetas móveis convertem em trabalho uma porção da energia cinética transferida. A temperatura de descarga na turbina está em torno de 480 a 640°C. Uma parcela significativa do trabalho desenvolvido pela turbina é usada para operar o compressor, e o restante disponível para o trabalho útil na saída da turbina.

3.2 Ciclo Brayton

As termelétricas a gás natural são classificadas em ciclo aberto e ciclo combinado (*Combined Cycle Gas Turbine* – CCGT). As primeiras são aquelas que utilizam apenas turbinas a gás natural para gerar energia elétrica, sendo os gases de exaustão da turbina

descarregados diretamente na atmosfera. Por conta do não aproveitamento da energia contida nesses gases, apresentam baixo nível de eficiência, cerca de 35%. O funcionamento da turbina pode ser separado em três processos, referenciados na Figura 3.1: compressão do ar exterior (1-2), mistura da corrente de oxidante (ar comprimido) com a de combustível, resultando em uma reação de combustão (2-3), e finalmente a expansão dos gases de combustão na turbina (3-4). O eixo que liga a turbina ao compressor garante a passagem de parte da potência mecânica convertida no primeiro para a operação do segundo componente, e a potência excedente é convertida em eletricidade ou acionamento mecânico (carga).

A modelagem termodinâmica da operação de turbinas a gás é feita pela aproximação de um ciclo padrão a ar, o ciclo Brayton. A Figura 3.2 mostra os diagramas pressão - volume ($p \times v$) e temperatura-entropia ($T \times s$) para o ciclo Brayton. Os processos de compressão (1-2) e expansão (3-4) podem ser modelados como sendo isentrópicos, representados por linhas cheias, ou por relações de eficiência mais reais, representados por linhas tracejadas.

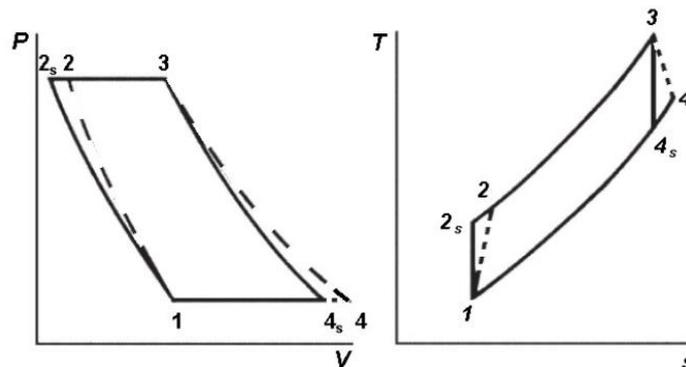


Figura 3.2 – Diagrama pressão versus volume e temperatura versus entropia [Boyce, 2007].

No ciclo da Figura 3.1, as correntes de massa são admitidas e descarregadas da turbina a gás, enquanto que na idealização do ciclo padrão a ar (Figura 3.3) o ar circula de forma fechada, transferindo calor da fonte quente para a fonte fria.

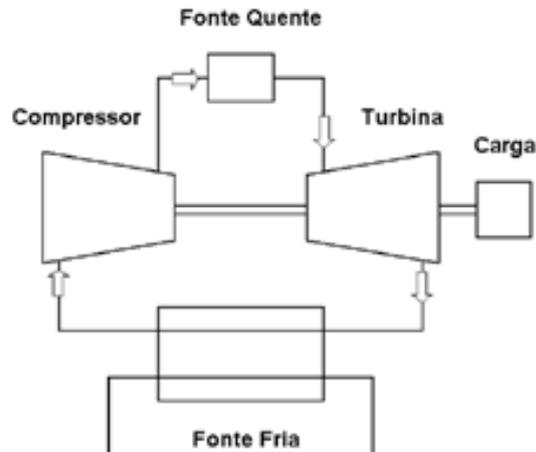


Figura 3.3 – Ciclo padrão a ar que representa um ciclo Brayton [Boyce, 2007].

No ciclo padrão a ar, a eficiência térmica de 1ª Lei η_{Term} pode ser calculada considerando-se constante o calor específico a pressão constante.

$$\eta_{Term} = 1 - \frac{Q_{Out}}{Q_{In}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \quad 3.1$$

Com o uso das relações isentrópicas, a eficiência também pode ser escrita da seguinte forma:

$$\eta_{Term} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{(k-1)/k} \quad 3.2$$

onde o coeficiente k é a razão entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante: $k = c_p/c_v$. No comportamento do ciclo real das turbinas a gás, como mostrado no diagrama $T \times s$ da Figura 3.4, observa-se um afastamento em relação ao ciclo ideal, causado pelas irreversibilidades do compressor e da turbina, que deixam de ser isentrópicas, além das perdas de carga do escoamento dos fluidos de trabalho. Usualmente estas perdas estão numa faixa de 15%, o que representa uma significativa redução da eficiência das turbinas a gás.

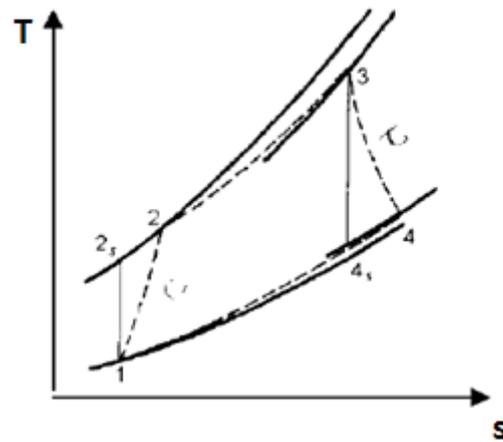


Figura 3.4 – Diagrama T x s – ciclo real [Ramos, 2007]

Um importante parâmetro de análise do desempenho de das turbinas a gás é a razão entre o trabalho requerido pelo compressor \dot{W}_C e o trabalho total entregue pelo expansor \dot{W}_T , designado por BWR (*back work ratio*), conforme Equação 3.3.

$$BWR = \frac{\dot{W}_C}{\dot{W}_T} \quad 3.3$$

Tipicamente mais de 50% do trabalho desenvolvido pela turbina é usado para movimentar o compressor, Cohen, 1996.

3.3 Ciclo simples de turbinas a gás regenerativo

Para um ciclo simples de turbinas a gás, os produtos da combustão são descarregados para o meio externo. Uma maneira de melhorar o rendimento do ciclo é a utilização da energia térmica remanescente nessa corrente por meio de um regenerador (Figura 3.5). Trata-se de um trocador de calor em contracorrente, que permite a transferência de calor dos gases de descarga da turbina (ponto 5) para os gases a alta pressão que deixam o compressor (ponto 2), conforme Figura 3.5.

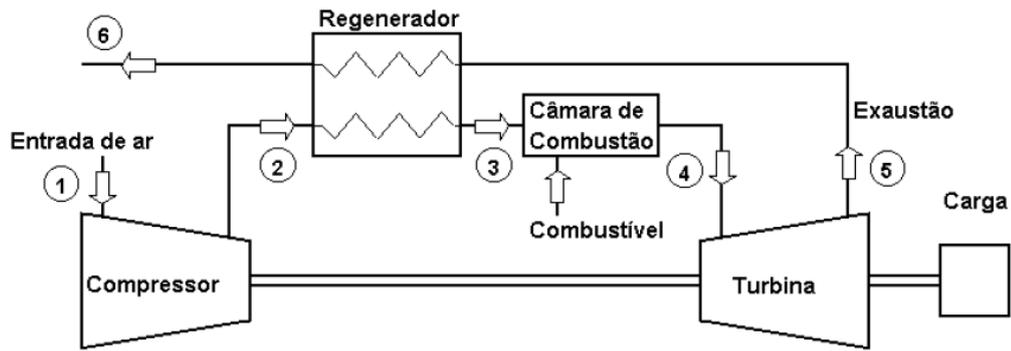


Figura 3.5 – Turbina a gás com regenerador [Ramos, 2007]

Logo, com uma menor rejeição de calor pelo ciclo é esperado que a eficiência térmica seja aumentada até um certo limite, com uma grande dependência da relação de pressão e da relação das temperaturas mínima e máxima conforme visto a seguir:

$$\eta_{Term} = 1 - \frac{T_1}{T_4} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \quad 3.4$$

Dependendo dos parâmetros de operação da turbina a gás, o regenerador pode aumentar em 10% a sua eficiência. Entretanto, pela existência de um aumento na queda da pressão em ambas as partes no regenerador, ou seja, nos lados do ar comprimido e da exaustão da turbina, a relação de pressão é comprometida, o que poderá reduzir a potência de saída de 10 a 15% [Ramos, F. E. 2007]. Os regeneradores geralmente têm um custo alto em relação à sua aplicação, e por isso a sua utilização deve ser bem justificada ao equipar uma turbina a gás. Outro aspecto importante que deve ser considerado é a intenção de utilizar ou não a corrente final de descarga da turbina em outro sistema térmico acoplado, pois o emprego do regenerador diminuirá a temperatura dos gases de exaustão, reduzindo disponibilidade da corrente de descarga.

3.4 Ciclo simples de turbinas a gás regenerativo com resfriamento intermediário

É possível encontrar variações nas configurações apresentadas na Figura 3.3 e na Figura 3.5. As mais comuns são as modificações realizadas com a adição de resfriadores

intermediários (*intercoolers*), regeneradores e a inclusão de várias câmaras de combustão em um único ciclo de potência. O principal objetivo é aumentar a eficiência térmica do equipamento. A Figura 3.6 apresenta uma turbina a gás modificada com estes dispositivos:

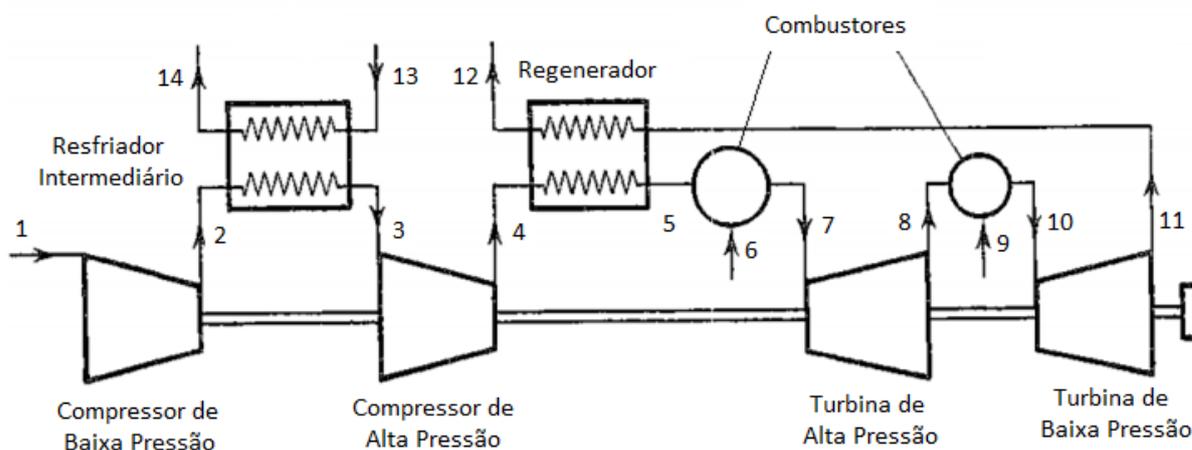


Figura 3.6 – Turbina de um único eixo com regenerador, resfriador intermediário e várias câmaras de combustão [adaptado de Cohen et al., 1996]

As duas primeiras turbinas a gás da classificação acima geralmente são menos eficientes que a última descrita. Segundo Boyce, 2002, as turbinas a gás simples (sem regeneradores ou resfriadores intermediários) possuem rendimentos térmicos entre 21 a 45%.

3.5 Compressor

São equipamentos mecânicos construídos para incrementar a pressão estática de um determinado gás. São classificados principalmente em função da forma de como o gás se desloca no seu interior. Somente os compressores dinâmicos (onde é compressão do fluido ocorre de forma contínua) são utilizados em turbinas a gás. Estes podem ser de dois tipos: axiais ou centrífugos, Boyce, 2002.

Os compressores centrífugos são mais utilizados em turbinas de pequeno porte, enquanto que todas as de grande porte utilizam compressores axiais [Ramos, 2007].

Um compressor de simples estágio consiste de um impelidor montado no rotor e um difusor montado em um estator. Segundo o mesmo autor, o aumento de pressão por estágio de um compressor centrífugo varia entre 1,5:1 a 12:1.

A metodologia utilizada pra cálculo nos compressores será detalhada a seguir.

3.5.1 Trabalho e Potência de Compressão em Compressores Centrífugos

Considerando-se o comportamento do gás a ser comprimido como sendo de um gás ideal, aplica-se a Equação 3.5 para o cálculo do trabalho de compressão isentrópico por unidade de massa, W_k [kW/kg]:

$$W_k = \frac{k}{k-1} R T_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad 3.5$$

onde k é o coeficiente isentrópico, R é a constante dos gases [kW/kg], T_0 a temperatura do ar de sucção [K], p_0 é a pressão de sucção e p_1 a pressão final [bar];

Segundo Hahm A., 2004, a Equação 3.5 é válida para a compressão por um estágio. Em compressores de múltiplos estágios como os centrífugos, o trabalho total realizado na compressão, neste caso compõe-se de vários trabalhos parciais, realizados por cada estágio, conforme Equação 3.6.

$$W_k = \frac{k}{k-1} R T_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \dots + \frac{k}{k-1} R T_{n-1} \left[\left(\frac{p_n}{p_{n-1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad 3.6$$

onde os índices l e n referem-se ao número do estágio do compressor.

Ainda segundo o mesmo autor, a determinação da potência requerida por um compressor centrífugo W_c [kW] pode ser determinada pela Equação 3.7:

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{m} W_k}{\eta_k \eta_{mec}} \quad 3.7$$

onde η_k e η_{mec} são os rendimentos isentrópico e mecânico, respectivamente

Considerando uma compressão isentrópica com resfriamento entre os estágios, obtêm-se as representações gráficas apresentadas na Figura 3.7 para o diagrama pressão versus volume ($p \times v$) e temperatura versus entropia ($T \times S$):

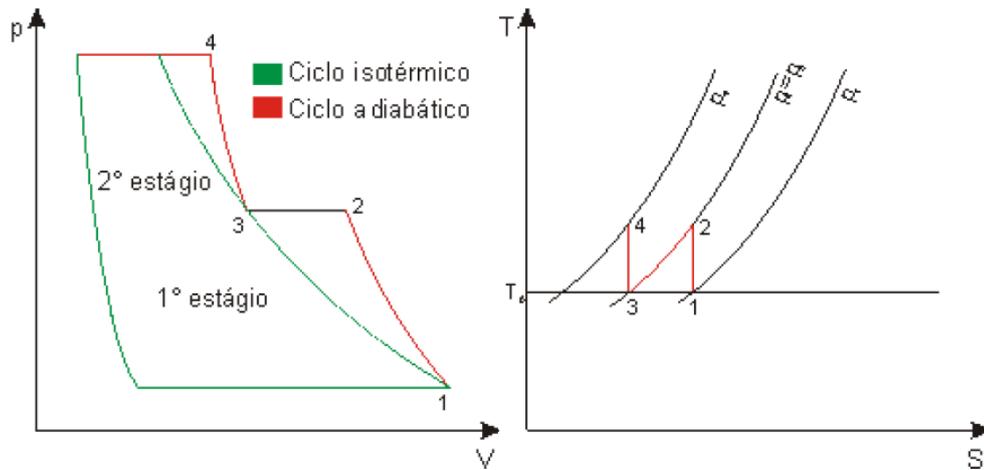


Figura 3.7 –Representação gráfica da compressão adiabática por estágios com resfriamento [adaptado de Hahm A., 2004].

Com o resfriamento entre os estágios a curva da compressão aproxima-se da isotérmica, melhorando a eficiência do sistema.

Algumas considerações para a aplicação das equações listadas, podem ser adotadas, [Hahm A., 2004]:

- A temperatura inicial T_0 é absoluta;
- Para o ar, o coeficiente isentrópico k varia pouco em condições normais de trabalho e pode ser assumido como sendo igual a 1,41;
- A constante dos gases R para o ar é igual a $0,08 \times 10^{-3}$ kW/kgK.

O ar a temperatura T_0 e pressão P_0 sofre uma compressão adiabática, com razão de compressão rc e eficiência isentrópica n_k , saindo a uma temperatura T_1 após a compressão calculada por:

$$T_1 = T_0 + \frac{1}{n_k} \left(rc^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad 3.8$$

sendo k a razão de calor específico a pressão e volume constantes.

Considerou-se que a umidade absoluta do ar permanece constante durante a compressão, assim as condições do ar na entrada e saída do compressor são conhecidas, tornando possível o cálculo da potência necessária na compressão W_c .

Uma característica importante do ciclo Brayton é a grande quantidade de trabalho necessário no compressor, comparado com o trabalho realizado pela turbina. Isso é particularmente importante quando se considera o ciclo real, porque o efeito das perdas é de requerer maior quantidade de trabalho de compressão e realizar menor quantidade de trabalho na turbina e, assim, o rendimento global diminui com a redução das eficiências do compressor e da turbina [Wylen e Sonntag, 2003].

3.6 Combustão

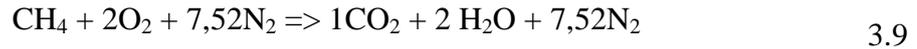
É na câmara de combustão que ocorre uma grande transferência de energia química do combustível para os produtos de combustão. O estudo da eficiência e otimização das plantas de potência exige que o processo seja bem conhecido e quantificado. A seguir, serão apresentados alguns conceitos e definições pertinentes aos processos de combustão.

A combustão propriamente dita é a reação onde as ligações químicas entre as moléculas dos reagentes são quebradas e formam os produtos de combustão ou gases de combustão. A rápida oxidação dos elementos combustíveis resulta em liberação de energia à medida que os produtos de combustão são formados. Na combustão, um dos reagentes é chamado de oxidante ou comburente e outro combustível [Moran e Shapiro, 2002].

O oxigênio pode ser fornecido para a reação puro, ou na maioria das vezes misturado a componentes do ar. O oxigênio puro é utilizado em casos onde se deseja atingir temperaturas mais elevadas dos produtos de combustão. O nitrogênio reduz a temperatura de chama adiabática e forma óxidos nocivos à saúde (NO_x).

Os combustíveis fósseis possuem hidrogênio e carbono na sua formação básica, podendo existir também enxofre, além de outros menos importantes.

Considerando o combustível como metano puro (CH₄) e uma combustão estequiométrica, os seguintes componentes serão obtidos e admitindo-se combustão completa sem dissociações.



A combustão completa ocorre quando todo o carbono existente no combustível forma CO_2 e todo o hidrogênio forma H_2O .

Para que ocorra queima completa é necessário que exista oxigênio suficiente para atender toda a necessidade, isto é, é preciso que a quantidade de oxigênio para alimentar a combustão seja o suficiente para que todo o hidrogênio e o carbono reajam e formando dióxido de carbono e água e também que não ocorra formação de outros produtos como CO e H_2S .

Mesmo que seja atendida a condição estequiométrica, os processos reais de combustão apresentam a formação de espécies indesejadas, como o CO , que é combustível, e os óxidos nitrosos (NO_x), prejudiciais à saúde humana. No presente trabalho, a combustão será modelada de forma simplificada, desconsiderando essa condição. Entretanto, será considerada a alimentação da corrente oxidante com excesso de ar, quantificada pela razão ar combustível λ^* , expressa em base molar por [Bejan, 1996]:

$$\lambda^* = \frac{\lambda_{est.}}{\lambda} \quad 3.10$$

onde λ_{est} é a quantidade de ar para combustão estequiométrica e λ a quantidade real de ar.

3.6.1 Temperatura de Chama Adiabática

Considera-se a temperatura de chama adiabática aquela atingida pelos produtos no processo de combustão sem transferência de calor para o meio externo, ou seja, adiabaticamente, sem envolver trabalho ou variações de energia cinética ou potencial [Turns, 2000].

A máxima temperatura de chama adiabática que pode ser atingida para um dado combustível onde os seus reagentes estão a uma determinada pressão, temperatura, ocorre quando a mistura combustível e oxidante é estequiométrica. Uma maneira de se controlar a temperatura de chama adiabática é pelo excesso de ar, parâmetro este muito importante principalmente para as turbinas a gás, onde a temperatura máxima admissível é determinada

por condições metalúrgicas. A máxima temperatura de chama também é limitada pelo efeito da dissociação dos produtos formados.

3.6.2 Câmara de Combustão

Na câmara de combustão de uma turbina a gás pode-se distinguir pelo menos três regiões distintas: região de difusão (que desacelera a corrente de ar descarregado pelo compressor) região de queima (onde ocorre a combustão propriamente dita) e uma região de descarga (que acelera os gases quentes gerados na queima e o ar não reagido).

Segundo Lefebvre, 1998 a região de queima se subdivide ainda nas zonas primária, intermediária e de diluição:

- **Zona primária:** é o local onde efetivamente ocorre a injeção e a queima do combustível. Ela deve ser projetada de forma a obter suficiente temperatura, turbulência e tempo de residência para se conseguir uma alta eficiência de combustão.

- **Zona Intermediária:** corresponde a uma pequena região da câmara de combustão. Tem a função de completar as reações de combustão com o objetivo de reduzir a concentração de alguns poluentes, como por exemplo, o CO. Isto é obtido pela mistura de uma pequena fração do ar comprimido com os gases de combustão gerados na zona primária.

- **Zona de diluição:** corresponde a zona onde os gases provenientes da zona intermediária são misturados com o restante do ar comprimido não reagido. O objetivo é reduzir a temperatura dos gases, já que geralmente as turbinas de expansão devem operar a temperaturas menores que as obtidas nas câmaras de combustão.

Uma representação esquemática das partes constituintes de uma câmara de combustão é apresentada na Figura 3.8. As setas indicam o caminho percorrido pela corrente de ar.

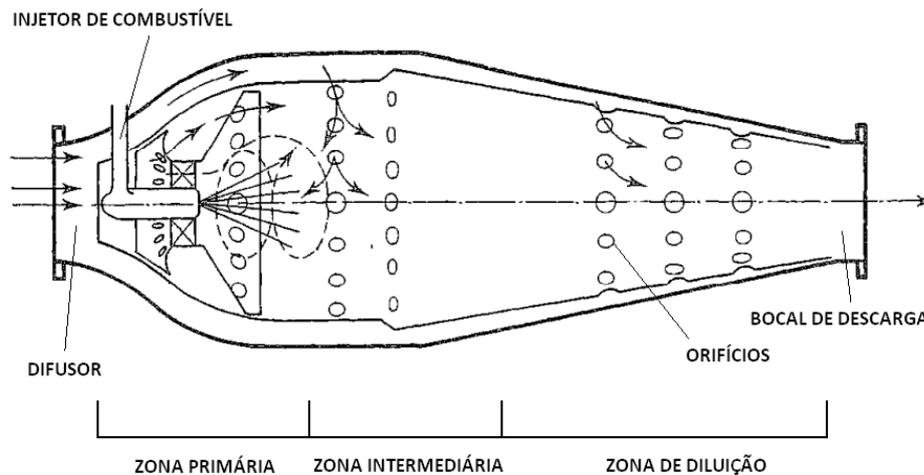


Figura 3.8 – Principais partes de um combustor de turbina a gás [adaptado de Cohen et. al., 1996]

As temperaturas, vazões de ar e de combustível em cada zona podem variar de uma turbina a gás para outra, mesmo quando construídas com o mesmo tipo de câmara de combustão. Estes parâmetros dependem principalmente das características do compressor, da turbina, da potência líquida e da configuração da turbina a gás (se é regenerativa ou não).

Com relação às proporções do oxidante, Boyce (2002) afirma que aproximadamente 30% do ar descarregado pelo compressor é injetado nas zonas primária e intermediária para participar da queima do combustível. O mesmo autor ressalta também que estas reações ocorrem normalmente a temperaturas entre 1871°C e 1927°C.

Quanto à temperatura de admissão do ar no combustor, esta depende muito das características operacionais do ciclo, se possui *intercooler*, regenerador e tipo de compressor. Boyce (2002) especifica que geralmente ela se encontra no intervalo entre 454°C e 649°C, para turbinas a gás com razões de compressão entre 17:1 e 35:1.

3.7 Turbinas de expansão

Os modelos mais simples de turbinas consideram que este equipamento seja constituído por apenas um estágio de expansão, e que a mesma se processe de forma adiabática e em regime permanente, com conservação de massa e energia. Considerando as hipóteses acima, a literatura introdutória sobre o tema [Bejan et. al, 1996; Moran e Shapiro,

2002], utilizando a primeira lei, propõe a seguinte expressão para a potência gerada na turbina W_T , em kW.

$$\dot{W}_T = \dot{m}_T (h_e - h_s) \quad 3.11$$

onde \dot{m}_T é a vazão mássica que passa pela turbina em kg/s, h_e e h_s são as entalpias específicas do fluido na entrada e na saída da turbina, respectivamente, em kJ/kg.

Conhecendo-se o estado do fluido na admissão da turbina, é possível calcular a temperatura na saída T_s da turbina através da Equação 3.12, para pressão de saída prescrita.

$$T_s = T_e \left[1 - n_t \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_s} \right)^{\frac{k}{k}} \right] \right] \quad 3.12$$

sendo k a razão de calor específico a pressão e volume constantes dos gases na turbina e n_t a eficiência isentrópica da turbina.

3.8 Bombas

Para a representação das bombas, adotam-se as mesmas hipóteses utilizadas nas turbinas: regime permanente e processo adiabático. Da mesma forma, utilizando balanços de conservação de massa e energia, pode-se calcular a potência demandada pela bomba W_B , em kW, conforme Van Wylen et. al., 2003.

$$\dot{W}_B = \dot{m}_B (h_s - h_e) \quad 3.13$$

onde o sub índice B é relativo a bomba. Os mesmos autores ainda apresentam uma outra formulação para a potência demandada se o processo fosse isentrópico, $W_{B,IS}$, considerando o fluido incompressível:

$$\dot{W}_{B.IS} = \dot{m}_B v_B (p_s - p_e) \quad 3.14$$

onde p_e e p_s são as pressões do fluido na entrada e na saída da bomba em kPa, v_B é o volume específico do fluido no estado líquido saturado, em m³/kg;

3.9 Trocadores de Calor

Basicamente, um trocador de calor sem mistura consiste em um dispositivo que através de uma grande área de contato, separa dois ou mais fluidos a temperaturas diferentes, que trocam calor entre si, sendo uma subclasse de vasos de pressão segundo *Exchanger Manufacturer Association* - TEMA, 1978.

Através do balanço de energia entre a entrada e a saída de cada uma das correntes de fluidos utilizados no trocador de calor, tem-se a taxa total de transferência de calor do processo q , em kW.

$$q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{qe} - T_{qs}) = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{fs} - T_{fe}) \quad 3.15$$

ou, em termos de entalpia para cada uma das correntes de fluido

$$q = \dot{m}_q c p_q (h_{qe} - h_{qs}) = \dot{m}_f c p_f (h_{fs} - h_{fe}) \quad 3.16$$

onde os subíndices q e f referem-se às correntes quente e fria dos fluidos que transferem calor no equipamento, respectivamente.

Quando se acoplam os valores das duas correntes em uma mesma expressão, e levando em conta as características da transferência de calor do equipamento, a mesma taxa de transferência de calor q pode ser expressa como:

$$q = UA \Delta T_{ml} \quad 3.17$$

onde U é o coeficiente global de troca de calor, em kW/(m² °C), A é a área da superfície de troca de calor em m² e ΔT_{ml} é a diferença de temperatura em média logarítmica.

Os trocadores de calor foram modelados através do método $\varepsilon - NUT$, descrito a seguir.

3.9.1 Efetividade-NUT

A literatura apresenta um equacionamento clássico para representação da operação de trocadores de calor (Stoecker, 1989), onde a taxa real de transferência de calor q de um trocador de calor é determinada por

$$q = \varepsilon C_{\min} (T_{qe} - T_{fe}) \quad 3.18$$

onde C_{\min} refere-se a corrente com menor produto $\dot{m}c_p$, em $W/^\circ C$.

Classifica-se o comportamento dos trocadores pelo parâmetro adimensional Cr , dado por:

$$Cr = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad 3.19$$

Define-se a efetividade do trocador de calor ε como sendo:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad 3.20$$

onde q_{\max} é a o limite máximo de transferência de calor de uma corrente.

O número unitário de transferências NUT é definido como:

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad 3.21$$

onde UA é o produto do coeficiente global de transferência de calor e a área de troca.

A mesma literatura ainda propõe equações para diferentes tipos de trocadores, como segue:

$$\text{Todos os trocadores} \quad \varepsilon = 1 - e^{-NUT} \text{ se } Cr = 0 \quad 3.22$$

Para trocadores com tubos concêntricos

$$\text{Paralelos} \quad \varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1+Cr)}}{1 + Cr} \quad 3.23$$

Contracorrente:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1+Cr)}}{1 - Cre^{-NUT(1-Cr)}} \quad \text{Se } Cr < 1 \quad 3.24$$

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad \text{Se } Cr = 1 \quad 3.25$$

O método da ε NUT, assim como o fator de correção do número de passes das correntes no trocador de calor F é representado graficamente por curvas paramétricas, sendo a efetividade determinada em função dos valores de NUT e Cr . Este método é indicado quando se desconhece a temperatura de saída dos fluidos quente e frio.

3.10 Ciclo Rankine

O ciclo Rankine em sua forma mais básica é constituído por quatro componentes: uma bomba, um gerador de vapor, uma turbina e um condensador. A Figura 3.9 mostra seu funcionamento esquemático o respectivo diagrama de operação de temperatura e entropia ($T \times s$) correspondente, considerando o superaquecimento do vapor.

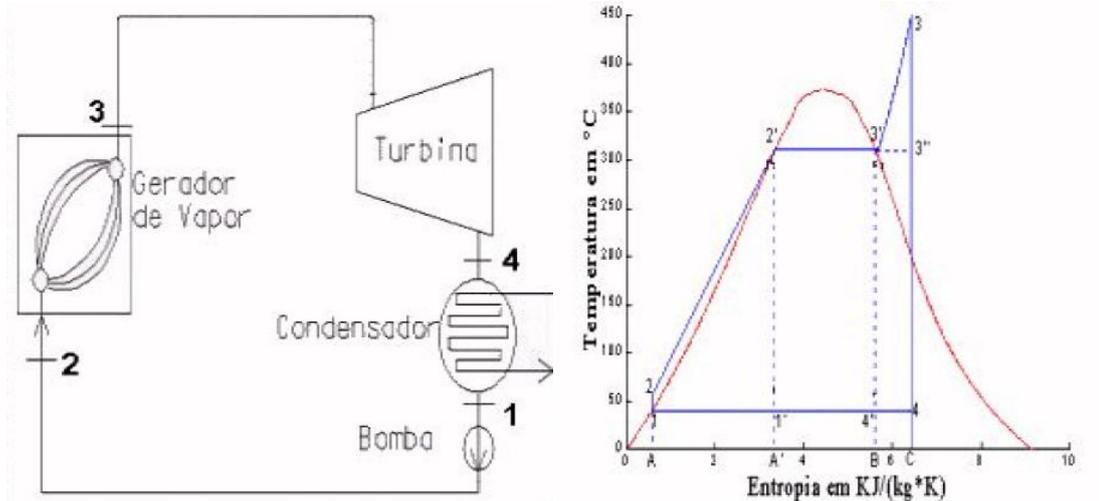


Figura 3.9 – (a) Ciclo Rankine básico, (b) Diagrama temperatura entropia com superaquecimento [Paz, 2002]

O fluido de trabalho utilizado em um ciclo Rankine geralmente é a água. A escolha do fluido de trabalho depende de vários fatores, incluindo a necessidade de acomodar as temperaturas e pressões de trabalho.

A eficiência térmica do ciclo é dada pela razão entre o trabalho líquido produzido durante o ciclo e a energia introduzida pela queima do combustível no gerador de vapor

$$\eta_{Term} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_B}{\dot{m} PCI} \quad 3.26$$

onde \dot{W}_T e \dot{W}_B são a potência produzida pela turbina e demandada pela bomba respectivamente, \dot{m} é a vazão mássica do combustível e PCI é seu poder calorífico inferior.

Na análise de um ciclo Rankine, o rendimento térmico depende das temperaturas médias nas quais o calor é fornecido e rejeitado. Assim surgem algumas possibilidades para se obter um rendimento maior.

- Superaquecimento do vapor no gerador de vapor;
- Aumento da pressão no fornecimento de calor no gerador de vapor; Reaquecimento do vapor após sua extração na turbina;
- Uso de regeneradores para aumentar a temperatura de admissão da água no gerador de vapor
- Redução da pressão na extração de condensado da turbina.

A Figura 3.10 apresenta um ciclo Rankine com regeneração e seu respectivo diagrama (T x s).

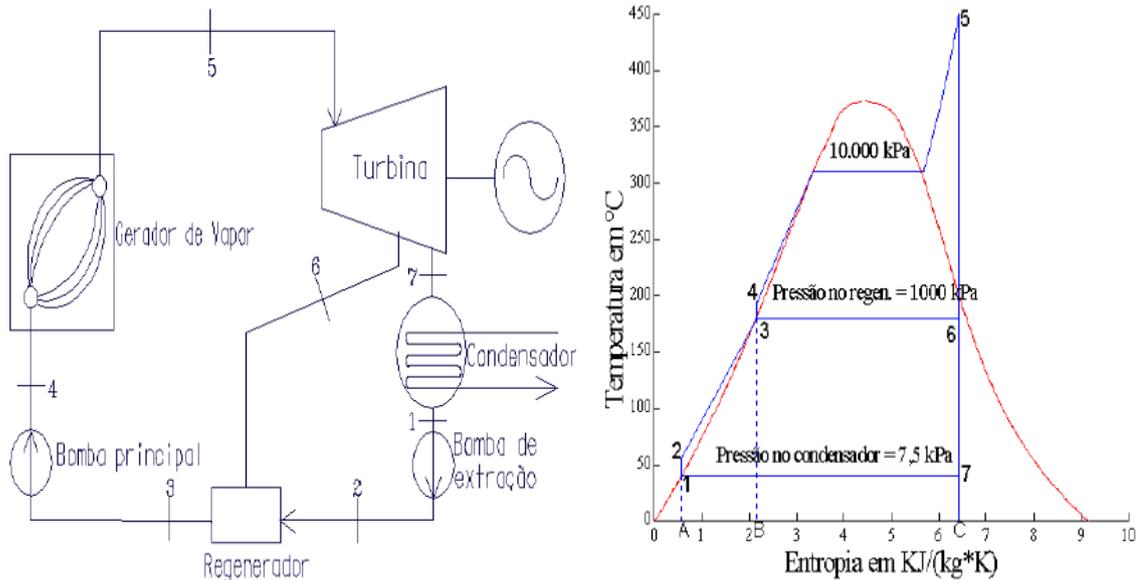


Figura 3.10 – (a) Ciclo Rankine regenerativo, (b) Diagrama temperatura entropia correspondente [Paz, 2002]

No ciclo Rankine regenerativo, parte do vapor que expande na turbina é extraído em uma pressão intermediária no estado 6 e é direcionada para o aquecedor de água de alimentação. O vapor restante continua a expansão através da turbina e deixa o estágio de baixa pressão no estágio 7, onde entra no condensador. Este vapor condensa a uma pressão constante no condensador e entra na bomba isentrópica no estado 1.

Após deixar a bomba no estágio 2, a água condensada entra no aquecedor de água de alimentação e mistura-se com o vapor extraído da turbina no ponto 6. Os processos posteriores ocorrem como apresentado na Figura 3.9.

3.11 Ciclo Combinado

O ciclo combinado é formado pelo acoplamento de uma turbina a gás com um ciclo a vapor tipo Rankine. Com a agregação de uma turbina a vapor, obtém-se a recuperação de calor contido nos gases de exaustão da turbina a gás, o que permite aumentar o rendimento do ciclo. O ciclo combinado para geração térmica de potência elétrica é um dos melhores exemplos de integração de processos. Normalmente as turbinas a gás trabalham a altas temperaturas, sendo

a de saída dos gases de combustão aproximadamente $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$, sendo que os gases que saem da turbina de expansão se encontram entre 480 e $640\text{ }^{\circ}\text{C}$. Os ciclos a vapor mais comuns tem como temperatura máxima $540\text{ }^{\circ}\text{C}$. A integração entre os dois processos torna-se muito conveniente.

3.12 Exergia

A exergia é definida por Bejan et. al.,1996, como sendo o máximo trabalho reversível que pode ser obtido quando dois sistemas em estados diferentes são colocados em contato até que encontrem o equilíbrio termodinâmico. Quando um desses sistemas é previamente conhecido, corresponde ao ambiente de referência de exergia.

O ambiente de referência esta relacionado à vizinhança do sistema, porém é necessário distinguir a vizinhança imediata e o ambiente de referência. A vizinhança imediata é onde as propriedades intensivas, tais como temperatura e pressão, podem variar conforme as modificações do sistema. O ambiente de referência designa uma parte maior da vizinhança, a uma distância tal que as propriedades intensivas não sofram modificações influenciadas por processos que envolvam o sistema.

Para o completo entendimento do conceito de exergia é preciso conceituar também o estado morto, que segundo o mesmo autor é definido como aquele em que uma quantidade fixa de matéria em consideração pode ser imaginada como selada em um invólucro impermeável, portanto sem possibilidade de escoamento de massa, em repouso em relação ao ambiente, e internamente em equilíbrio na temperatura e pressão do ambiente. No estado morto, tanto o sistema quanto o ambiente possuem energia, mas não possuem exergia, pois não há possibilidade de uma variação espontânea no interior do ambiente ou do sistema, nem pode haver uma variação entre eles.

A exergia é uma medida do desvio do estado de um sistema quando comparado ao estado do ambiente, portanto é um atributo de ambos, sistema e ambiente. No entanto, uma vez especificado o estado do ambiente, pode-se considerar exergia como sendo uma propriedade do sistema. 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.

Ainda segundo os mesmos autores, considera-se que a exergia total de um sistema pode ser dividida em quatro componentes: exergia física, Ex^{PH} , exergia química, Ex^{CH} , exergia cinética, Ex^{KN} , e exergia potencial, Ex^{PT} , em W, como segue:

$$Ex = Ex^{PH} + Ex^{CH} + Ex^{KN} + Ex^{PT} \quad 3.27$$

Considerando que a velocidade do sistema e a altura sejam nulas ou desprezíveis em relação ao ambiente $Ex^{KN} = Ex^{PT} = 0$, a exergia passa a ser combinação da exergia física e química, que são consideradas neste trabalho e detalhadas a seguir.

3.12.1 Exergia Física

Bejan, 1996, ainda define a exergia física, ou termomecânica 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 \dot{E}^{PH} associada a uma corrente é dada como:

$$\dot{E}^{PH} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad 3.28$$

onde \dot{m} é a vazão mássica em kg/s, h é a entalpia específica, em kJ/kg, e s é a entropia específica em kJ/kgK do fluido. O sub índice 0 corresponde ao estado de referência.

Quando a exergia física do sistema for zero, pode-se dizer que o sistema esta em equilíbrio térmico e mecânico com o ambiente, ou ainda, que a contribuição térmica e mecânica é nula.

3.12.2 Exergia Química

A exergia química E^{CH} deve ser analisada diferentemente para fluidos que fazem parte da composição do ar e para fluidos combustíveis.

O primeiro caso se refere aos gases N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O e outros que estão presentes no ar ambiente com a temperatura T_0 e pressão parcial $p_k^e = y_k^e p_0$, onde y_k^e é a fração molar do gás k no ambiente de referência e p_0 a pressão do ar ambiente. A exergia química específica padrão em W/kg é dada por:

$$e_k^{-CH} = -RT \ln(y_k^e p_0 / p_0) \quad 3.29$$

Considerando uma mistura de N gases, cada um deles um gás presente no ar ambiente, a exergia química da mistura é calculada através da Equação 3.30.

$$Ex^{CH} = \frac{\dot{m}}{M} \sum y_k e_k^{-CH} + RT_0 \sum y_k \ln(y_k) \quad 3.30$$

No presente trabalho, a exergia química foi calculada apenas para a corrente de metano na entrada do combustor.

3.12.3 Destruição de Exergia

A exergia destruída E_D em W, pode ser calculada através do balanço de exergia em cada componente do ciclo, restrito ao volume de controle adotado. No estado de equilíbrio, este balanço é dado por:

$$\sum_j \dot{E}_{q,j} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{E}_e - \sum_s \dot{E}_s - \dot{E}_D = 0 \quad 3.31$$

O primeiro termo na Equação 3.31 é a exergia transferida para o volume de controle pela vizinhança, a qual pode ser negligenciada de acordo com as hipóteses de simplificação. O segundo termo é a taxa de exergia transferida pelo volume de controle na forma de trabalho. O terceiro e quarto termos são a exergia de entrada e saída através do volume de controle. A geração de entropia específica s_{gen} em kJ/(kg.K), pode ser determinada pela Equação 3.32.

$$\dot{E}_D = \dot{m}T_0s_{gen} \quad 3.32$$

3.12.4 Eficiência Exergética

A eficiência exergética serve como um parâmetro indicativo de desperdício de recursos energéticos. Para cada sistema ou volume de controle, a eficiência exergética pode assumir uma forma específica, mas de maneira genérica, ela é obtida através da aplicação de um balanço de exergia. Ainda segundo Bejan *et al* (1996), para definir a eficiência exergética de um sistema termodinâmico é preciso primeiro identificar um produto e um insumo para um sistema em questão. Produto é considerado o resultado desejado do sistema. O combustível, por sua vez, representa os recursos gastos para se obter o produto e não precisa ser necessariamente um combustível. A exergia total da corrente é dada pelo somatório entre a exergia física e química, conforme equação 3.33.

$$E_x = E^{PH} + E^{CH} \quad 3.33$$

onde, E_x é a exergia total.

A eficiência exergética ε é a razão entre o produto e a exergia total, dada pela Equação 3.34.

$$\varepsilon = \frac{E_P}{E_x} = 1 - \frac{E_D + E_L}{E_x} \quad 3.34$$

onde E_L é a exergia perdida pelo volume de controle.

A eficiência mostra a porcentagem de exergia provida a um sistema que é transformada em exergia produto.

3.12.5 Eficiência Exergética da Planta

A eficiência exergética de uma planta é definida como a porcentagem de exergia entregue ao sistema que é recuperada no produto do sistema. Para uma planta sem cogeração, o produto é a potência líquida produzida.

$$\varepsilon_E = \frac{\dot{W}_{Liq}}{\sum \dot{E}x_e} \quad 3.35$$

onde W_{Liq} é a potência líquida produzida em W e Ex_e é a exergia que entra na planta em W.

4 ANÁLISE DA CADEIA DO GNL

O presente capítulo realiza uma análise da cadeia do GNL, identificando-se a energia consumida, as perdas de massa e a destruição de exergia nos processos que envolvem a cadeia. Essa abordagem deu subsídios para o estudo dos processos de regaseificação do combustível, apresentados no capítulo 5, onde se identificaram oportunidades de integração energética e exérgica entre processos de troca de fase e conversão de potência.

Os valores para os balanços de massa, energia e exergia foram calculados ou levantados na literatura, e utilizados para se obter a eficiência energética e exérgica desses processos.

4.1 Cadeia do GNL

A Figura 4.1 detalha a cadeia de GNL, proposta a partir da consulta à literatura técnica dessa área [Hasan, 2009]. As correntes de massa e energia estão representadas, tendo em vista que a cadeia começa logo após o poço de extração de gás natural. Neste ponto, são retirados da mistura grande parte das espécies que compõem o gás natural, restando uma nova mistura com concentração mais alta de metano, que é então enviada para o processo de liquefação. A purificação é necessária para eliminar os gases incondensáveis e com temperaturas e pressões superiores ao metano. Segundo Chang, 2008, a liquefação ocorre a uma temperatura de $-161,6^{\circ}\text{C}$ e pressão de 101,32 kPa, exigindo uma grande quantidade de energia. Após liquefeito, o produto é classificado como gás natural liquefeito GNL. Nesse momento, o GNL está pronto para a estocagem em tanques, posicionados próximos aos terminais de carga, e depois transportados em navios metaneiros. O último processo para ser considerado na cadeia de GNL proposta é a regasificação, usualmente realizada a custos de mais energia, Hasan Faruque, 2009]. As oportunidades de recuperação de energia e exergia são objetivos do capítulo 5.

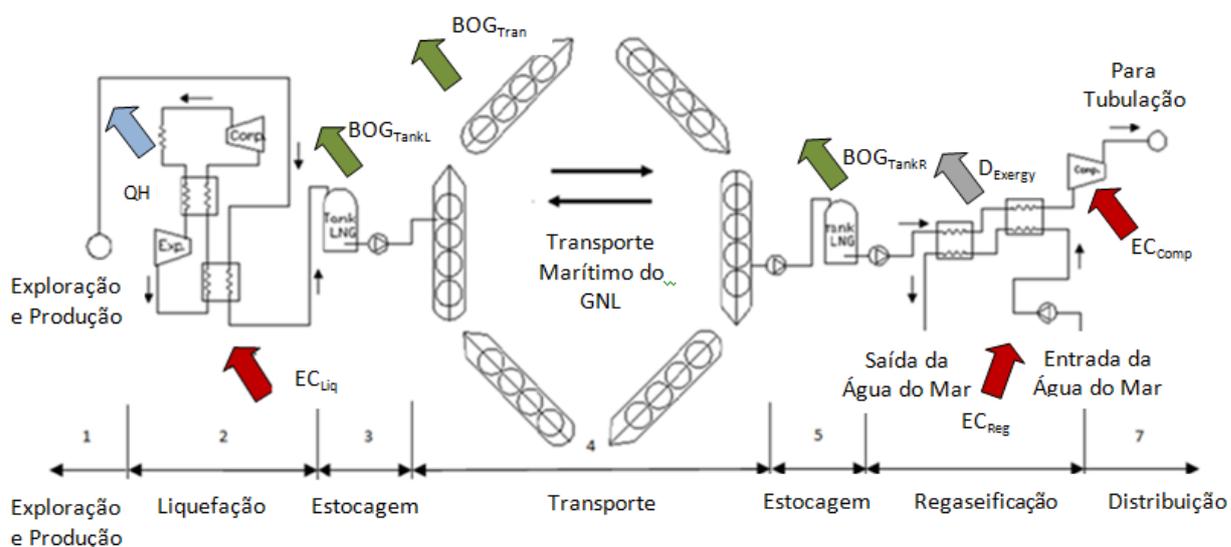


Figura 4.1 – Cadeia do GNL [Stradioto e Schneider, 2010]

O processo de liquefação proposto por Chang, 2008, é composto por sucessivas fases de compressão e expansão, onde o ciclo utilizado foi um Brayton reverso, com nitrogênio como fluido de trabalho. Este processo demanda grande quantidade de energia, e esta é indicada na Figura 4.1 por EC_{Liq} . Depois de liquefeito, o GNL é armazenado em tanques isolados, com uma capacidade volumétrica que excede a dos navios. Como não existe isolamento perfeito, e devido à grande diferença de temperatura entre GNL e o ambiente externo, ocorre uma contínua evaporação, provocando perdas de massa, denominadas neste trabalho de *Boil Off Gas* (BOG). Este fenômeno é observado em várias fases ao longo da cadeia de abastecimento. As perdas de maior significância ocorrem nos tanques de estocagem na planta de liquefação e regaseificação, denominadas de BOG_{TankL} e BOG_{TankR} respectivamente, e durante o transporte entre continentes, realizado por navios metaneiros, sendo esta denominada de BOG_{Transp} . O número de navios é tal para que o processo possa ser idealmente considerado como contínuo.

No país importador, o GNL é descarregado em tanques de armazenamento através de motobombas, para posterior regaseificação. Estas fases demandam grande quantidade de energia para bombeamento e serão apresentadas como Energia Consumida na Regaseificação EC_{Regas} .

No presente trabalho, o consumo de energia que envolve tanto a Exploração, Produção e Purificação não foram considerados, por serem comuns à produção de GNL e do próprio GN, quando não passa pelo processo de liquefação. Também não foi quantificado o

combustível utilizado para o transporte nos navios metaneiros, sendo este atendido pela BOG gerada no transporte.

O caso estudado se propôs a avaliar as exigências energéticas na cadeia de fornecimento descrita, para uma corrente de 126,42 kg/s de metano na entrada da planta de liquefação, sendo esta massa definida para suprir a demanda de carregamento dos navios de transporte, e equivale a uma planta com capacidade de liquefazer aproximadamente 8,5 milhões de m³/a.

Os volumes adotados para os tanques de estocagem nas plantas de liquefação, regaseificação e a capacidade de transporte dos navios metaneiros foi de 145.000 m³ respectivamente. Para manter o processo contínuo, foram necessários 6 navios intercalando as fases de carga, transporte, descarga e retorno, considerando que o carregamento e descarregamento de cada navio leve 144 horas (6 dias). Para o transporte entre continentes, foram previstas 720 horas (30 dias), o que equivale ao tempo médio atualmente adotado segundo [Hasan Faruque, 2009], perfazendo um tempo total de 864 horas para cada ciclo.

O tempo adotado para o carregamento e descarregamento dos navios com GNL foi de 61,54 horas, sendo as 10,46 horas remanescente utilizadas para aproximação e atracagem dos navios nos portos. Para a viagem de retorno, um volume residual de aproximadamente 5% da carga original permanece no navio com a finalidade de manter a temperatura baixa no tanque e servir como combustível para os motores para suprir a viagem de volta, gerando mais BOG durante esta fase [Hasan Faruque, 2009].

Geralmente, as plantas de regaseificação estão localizadas próximas aos trapiches (*piers*) de atracagem dos navios e são compostas de tanques de estocagem, motobombas, trocadores de calor e outros equipamentos auxiliares para realizar a troca de fase do GNL. A cadeia proposta neste trabalho considera que a regaseificação é feita utilizando água do mar como fluido para a troca de calor com o GNL.

As condições e estado físico do metano ao longo da cadeia são apresentadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Parâmetros operacionais para o GNL ao longo da cadeia de acordo com a Figura 4.1.

<i>Ponto</i>	<i>Estado</i>	<i>Local</i>	<i>T [°C]</i>	<i>P [bar]</i>	<i>ρ [kg/m³]</i>	<i>Δh_{vap} [kJ/kg]</i>
1	G	Tubulação	25	2	1,48	
2	L	Tubulação	-161,6	2	422,62	513,5
3	L	Tanque	-161,6	1	422,62	513,5
4	L	Tanque Navio	-161,6	1	422,62	513,5
5	L	Tanque	-161,6	1	422,62	513,5
6	G	Tubulação	25	8	6,78	
7	G	Tubulação	25	95	72,32	

sendo, *G* fase gasosa e *L* fase líquida.

4.2 Exploração e Produção do Gás Natural

A cadeia produtiva do GNL tem início na produção do próprio GN, com as atividades de exploração e produção (E&P). De acordo com os boletins mensais da Agencia Nacional de Petróleo (ANP), o percentual de gás perdido ou queimado no Brasil oscila entre 10 e 20%, de acordo com a demanda momentânea versus a disponibilidade. Como estas fases são comuns em todos os processos de exploração de GN, neste trabalho, negligenciamos a energia envolvida nesta fase.

4.3 Liquefação

Para a modelagem do sistema de refrigeração, foi considerado um Ciclo Brayton Reverso (RBC), utilizando nitrogênio como fluido refrigerante. Este ciclo foi selecionado neste sistema de liquefação devido a duas vantagens: eficiência termodinâmica e possibilidade de redução do tamanho do equipamento. Segundo Chang et. al., 2008, outro mérito significativo do ciclo Brayton reverso nesta aplicação é que a eficiência termodinâmica é menos sensível à vazão e concentração do metano, além de ser mais flexível para a integração de diferentes módulos de purificação. Um ciclo Brayton reverso é apresentado na Figura 4.2.

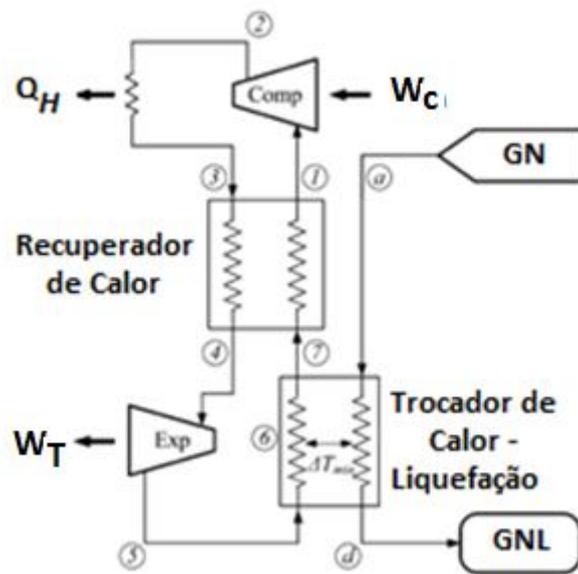


Figura 4.2 – Diagrama de refrigeração utilizado [Adaptado Chang H-M et. al., 2008]

O N₂ circula entre os pontos 1 a 7 da Figura 4.2. O trabalho líquido do ciclo Brayton reverso \dot{W}_{RBC} , em W, é dado pela Equação 4.1.

$$\dot{W}_{RBC} = \dot{W}_C - \dot{W}_T \quad 4.1$$

onde \dot{W}_C é a energia demandada pelo compressor e \dot{W}_T a energia recuperada no processo de expansão na turbina. O trabalho líquido pode ser calculado após a análise de primeira lei do ciclo, baseado nos parâmetros operacionais, ou alternativamente usando a eficiência de segunda lei, ou eficiência exegética ε , definida a seguir.

Pelo lado da corrente de gás natural líquido, é considerada a temperatura de aproximadamente -160 °C e 1 atmosferas de pressão (101,3 kPa), a variação da energia disponível na corrente de GNL foi calculada com a sua variação de temperatura. A Figura 4.3 representa a energia disponível no GNL considerando uma corrente de 1 kg/s pela variação da temperatura que o combustível sofre no processo liquefação. Nesta figura, o eixo y da esquerda representa a energia em kW e o da direita a variação de temperatura em K.

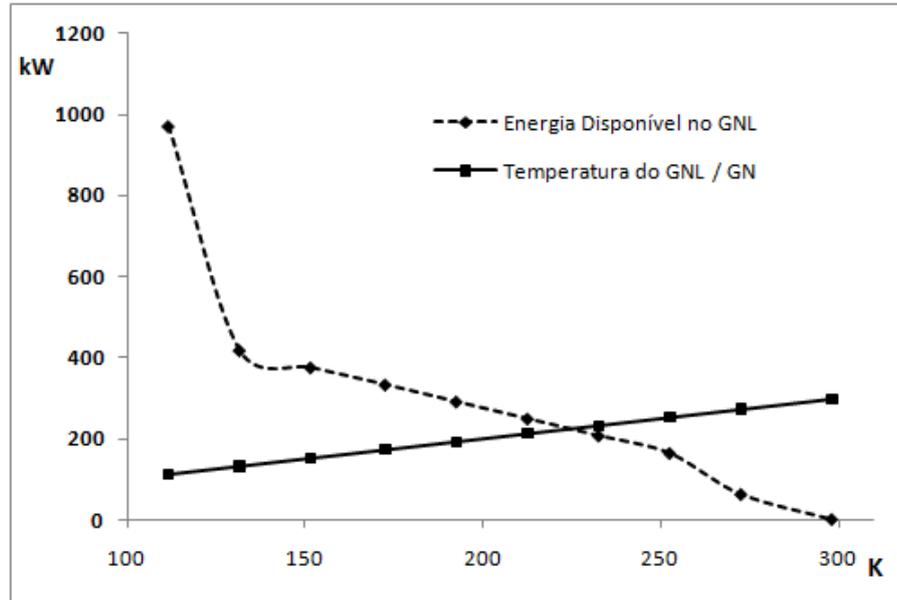


Figura 4.3 – Energia disponível no GNL

Após liquefeito, o GNL possui uma energia disponível de aproximadamente 973 kW para a vazão de 1kg/s, estando esta suscetível a processos de recuperação de energia. Os resultados apresentados na Figura 4.3, foram obtidos pelo produto entre a exergia física e a vazão da corrente de metano.

4.4 Eficiência Termodinâmica

A liquefação do gás pode ser idealizada de forma que todos seus processos são reversíveis, ou seja, não existe a geração de entropia. Pela combinação do balanço de energia e entropia, considerando um sistema ideal e estático, o mínimo trabalho \dot{W}_{\min} necessário para a liquefação é dado pela seguinte equação:

$$\dot{W}_{\min} = \dot{m}_{GNL} [(h_{GNL} - h_0) - T_0 (s_{GNL} - s_0)] \quad 4.2$$

onde T_0 é a temperatura ambiente na qual o calor é rejeitado. Segundo Chang, 2008, quando a taxa de liquefação de metano for de 18,5 g/s, e $T_0 = 298$ K, a potência mínima de acordo com a Equação 4.2 é 19,9 kW. A eficiência de 2ª Lei ε_E é definida como sendo a razão entre o trabalho mínimo e o trabalho efetivamente empregado na liquefação, dada pela Equação 4.3.

$$\varepsilon_E = \frac{\dot{W}_{\min}}{\dot{W}_{RBC}} \quad 4.3$$

A ε_E é considerada como eficiência de segunda lei do ciclo de liquefação do metano, porque a diferença entre a real e a mínima energia necessária é chamada de irreversibilidade termodinâmica, que é igual à geração de entropia multiplicada pela temperatura ambiente, conforme Equação 4.4.

$$\dot{W}_{RBC} - \dot{W}_{\min} = \dot{m}_{GNL} T_0 s_{gen} \quad 4.4$$

Uma vez liquefeito, o GNL é estocado em tanques, já descritos na apresentação da cadeia. Verifica-se nessa etapa uma contínua entrada de energia vinda do exterior, que está a uma temperatura muito superior, provocando a evaporação do GNL, ou *boil off* - BOG. Primeiramente, o GNL é estocado a pressão atmosférica em tanques na planta de liquefação, a evaporação de massa que ocorre nesta fase é denominada de BOG Tanque (BOG_{Tank}). Em uma planta de GNL, a reevaporação é usualmente comprimida e utilizada como combustível no sistema ou liquefeito novamente. Nos terminais de recebimento, ele é queimado ou enviado a planta de regaseificação através de compressores.

O transporte do GNL dentro da usina de liquefação é feito por conjuntos de motobombas e tubulações, que direcionam o metano para o tanque de estocagem e também fazem parte do sistema de carregamento dos navios metaneiros. Essa etapa demanda consumo de energia e também apresenta perdas de massa por trocas térmicas ao longo da tubulação, pelo mesmo princípio do tanque de estocagem.

As perdas ocorridas durante a estocagem e transporte nas tubulações são calculadas com a Equação 4.5 [Kern, 1950]. Ela permite calcular a taxa de calor q incidente na tubulação, assumindo-se que o calor gerado pelo atrito, bombeamento e a turbulência são nulos.

$$q = \frac{2\pi k(T_0 - T_{GNL})}{2.3 \log\left(\frac{D+2t}{D}\right)} \quad 4.5$$

onde k é a condutividade térmica do isolante em W/mK, D é o diâmetro do tanque ou do tubo em m, L comprimento do tanque ou do tubo em m, t é a espessura do isolante térmico em m, T_0 e T_{GNL} são as temperaturas do ambiente e do GNL em °C, respectivamente. Considerando a composição do GNL como metano puro, o calor latente de vaporização H_v é conhecido, e com isto a massa que evapora devido à incidência de calor no tanque BOG_{Tank} é calculada através da Equação 4.6.

$$BOG_{Tank} = q \frac{te}{H_v} \quad 4.6$$

onde te é o tempo de estocagem, H_v calor latente de vaporização do metano, q a incidência de calor no volume de controle.

Para o cálculo das perdas térmicas na tubulação de transporte do GNL, foi utilizada a mesma metodologia de cálculo apresentada para os tanques de estocagem, pelo fato de que ambos são de formato cilíndrico e a incidência de calor ocorre pelo mesmo princípio.

Na Equação 4.7, a taxa de metano re-evaporado é calculado pelo balanço das vazões de entrada \dot{m}_e e de saída

$$\dot{m}_e - \dot{m}_s = BOG \quad 4.7$$

4.5 Transporte

Para realizar o transporte do GNL entre as plantas de liquefação e regaseificação, são utilizados navios especialmente construídos para o armazenamento do gás em sua forma líquida, dispondo de grandes reservatórios, capazes de manter a temperatura do gás durante o transporte. Nesse processo ocorrem perdas, devido às diferenças de temperatura entre o GNL e o meio exterior (ar e água). O gás evaporado pode ter os seguintes fins: queima direta, nova liquefação ou utilizado como combustível nos motores do próprio navio. Essa última opção foi utilizada na modelagem da cadeia. Estas perdas foram calculadas de acordo com a Equações 4.6 e 4.8, sendo os resultados apresentados como perda de massa durante o transporte BOG_{Transp} .

$$BOG_{Transp} = q \frac{tv}{H_v} \quad 4.8$$

onde tv é o tempo de viagem entre a planta de liquefação e a de regaseificação. Devido a esse processo, cerca de 5% da massa transportada não é descarregada no país importador, por alguns motivos, como: manutenção da temperatura dos tanques do navio e servir como combustível para navio durante o retorno. Por este motivo, ocorrem perdas de massa nos tanques do navio durante os dois percursos [Hasan Faruque et. al., 2009].

4.6 Regaseificação

As plantas de regaseificação constituem o lado de importação da cadeia do GNL. São localizadas geralmente próximas ao centro de consumo do gás natural e recebem os navios metaneiros, em terminais especialmente construídos para eles. As plantas são formadas por tanques de armazenamento do GNL e de trocadores de calor, onde o GNL é transformado novamente em gás para sua distribuição. Para a modelagem do sistema foi considerado que a energia necessária para a mudança de fase do GNL é proveniente da água do mar.

Na planta de regaseificação, o GNL é comprimido até 3,0 MPa. A Figura 4.4 demonstra a temperatura de saturação versus geração de entropia na regaseificação.

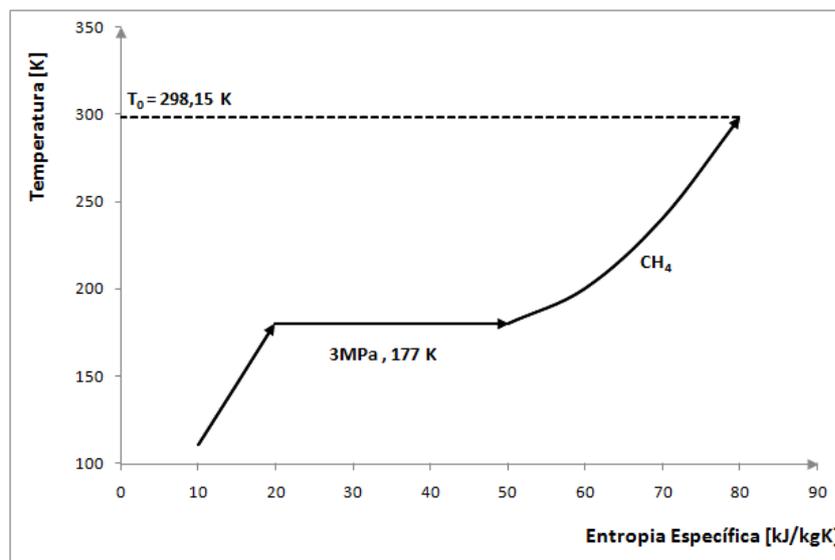


Figura 4.4 – Diagrama T x s do metano a 3 MPa [Adaptado de Szargut et. al., 2009]

O sistema de regaseificação foi calculado para uma mesma taxa de evaporação de GNL igual a 126,42 kg/s. A energia necessária para vaporização do GNL a 3 MPa é 513,5 kJ/kg. Os trocadores de calor foram considerados com duas seções bem distintas, sendo uma responsável pela evaporação do GNL e outra pelo superaquecimento do GN. O equacionamento desse equipamento depende de três temperaturas do combustível, a saber: temperatura de entrada no evaporador, temperatura de saída do evaporador/entrada do superaquecedor e temperatura de saída do superaquecedor.

Apenas as temperaturas de entrada no evaporador e de saída do superaquecedor são definidas, tornando possível calcular as dimensões de cada superfície de troca térmica, além da temperatura intermediária e da vazão mássica da corrente quente. Com os dados de vazão da corrente quente calcula-se o consumo energético de operação do sistema, composto basicamente pela potência de bombeamento \dot{W}_B , dado em kW, pela Equação 4.9.

$$\dot{W}_B = \frac{\dot{m}_{GN} \Delta p}{\rho \eta_B} \quad 4.9$$

onde \dot{m}_{GN} é a vazão mássica de GN, em kg/s, Δp o incremento de pressão, em Pa, ρ a massa específica do fluido, em kg/m³ e η_B a eficiência do conjunto motobomba.

Tendo em vista que o sistema com água do mar descarrega a água resfriada numa dada profundidade, o trabalho de bombeamento mínimo é dependente dessa informação. Como caso geral para os sistemas que utilizam água como fluido da corrente quente estabeleceu-se um incremento de pressão de 500 kPa [De Toni Jr, 2009].

4.7 Considerações para Modelagem da Cadeia

Para as eficiências isentrópicas dos equipamentos procurou-se utilizar valores próximos aos reais. Estes valores arbitrados para os ciclos propostos estão descritos na Tabela 4.2. Considera-se que o ponto de operação dos equipamentos é o que resulta nas eficiências prescritas [Hanglind F., 2010].

Tabela 4.2 – Eficiências isentrópicas de operação dos equipamentos

Eficiência	Valor
η_T	88%
η_B	70%
η_C	85%

Para a modelagem dos ciclos que envolvem a cadeia 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 (CH₄) puro; perdas de carga e perdas devido ao atrito em tubulações e equipamentos são negligenciadas.

A Tabela 4.3, apresenta os principais parâmetros utilizados na simulação dos processos envolvidos na cadeia.

Tabela 4.3 – Considerações gerais para simulação da cadeia de GNL

Descrição	Valor	Unidade
Temperatura Ambiente	25	°C
Temperatura da água do mar	22	°C
Vazão de Metano	126,42	kg/s
Volume do Tanque de Estocagem	145.000	m ³
Volume dos Tanques dos Navios	145.000	m ³
Tempo de Carregamento e Descarregamento	144	h
Tempo de Transporte Marítimo	720	h
Espessura do Isolante Térmico	38,1	mm
Condutividade Térmica do Poliestireno Expandido	0,027	W/mK

Os parâmetros listados na Tabela 4.3 foram utilizados para solução das Equações de 4.2 a 4.9.

4.8 Resultados

Os resultados mais relevantes são a demanda específica de energia (kJ/kg), perda de massa (kg/s), balanço de exergia da cadeia (kW) e a eficiência termodinâmica do ciclo de refrigeração utilizado. O modelo foi implementado com o auxílio do software *Engineering Equation Solver* – EES (www.fchart.com),

Para facilitar o entendimento e a comparação entre as diversas informações obtidas, os resultados deste capítulo foram organizados da seguinte forma:

- Eficiência termodinâmica do ciclo de refrigeração
- Taxa de perda específica de massa;
- Consumo específico de energia;
- Balanço de exergia física da cadeia.

Os resultados obtidos com base no conjunto de equações, hipóteses, parâmetros e variáveis já definidas, são apresentados nos sub-itens a seguir.

4.8.1 Eficiência termodinâmica do ciclo de refrigeração

Como já era esperado, o processo que demanda maior quantidade de energia em toda a cadeia de GNL apresentada é a liquefação do metano. A eficiência do Ciclo Brayton Reverso utilizado foi calculada de acordo com a abordagem apresentada na Seção 4.4, a qual correlaciona o trabalho mínimo necessário para a liquefação do metano, com o trabalho efetivamente despendido.

O trabalho mínimo necessário para a liquefação do metano, de acordo com a Equação 4.2, é de 0,303 kW/kg, enquanto que o trabalho real demandado foi de 1,153 kW/kg, obtido com a Equação 4.1. Com esses dados (Figura 4.6), a eficiência termodinâmica de segunda lei do ciclo utilizado foi de 26,3%, negligenciando a eficiência dos trocadores de calor.

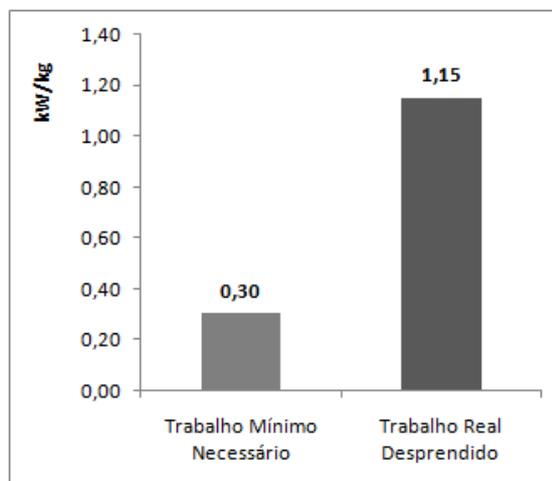


Figura 4.5 – Trabalho mínimo x trabalho real do processo de liquefação do GN

4.8.2 Balanço de massa

As perdas de massa que ocorrem na cadeia de GN são apresentadas na Figura 4.6. A figura apresenta a massa específica que entra no sistema na sua forma unitária e segue com as deduções em cada processo ou etapa onde ocorrem BOG, de acordo com a Equação 4.7.

A reevaporação do GNL é diretamente proporcional a temperatura ambiente e da água do mar, tempo de viagem, estocagem, além das condições do isolamento térmico dos equipamentos responsáveis pela estocagem e transporte.

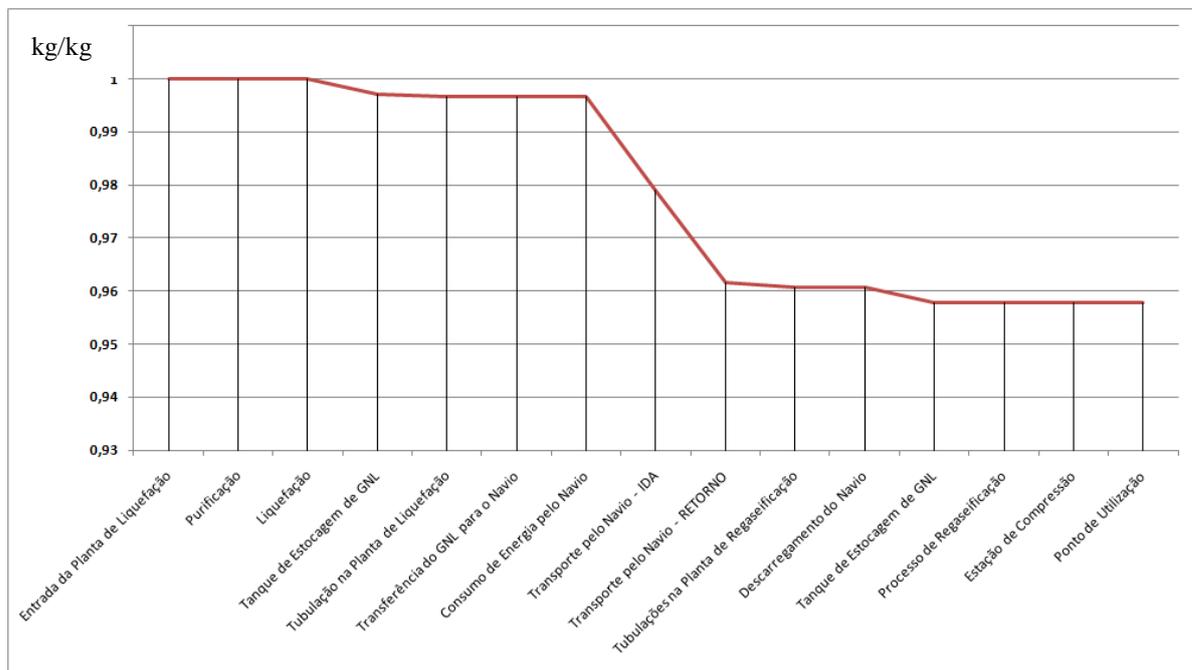


Figura 4.6 – Perda de massa na cadeia de GNL

A reevaporação é causada pela incidência de calor ao longo do tempo nas etapas onde o metano é submetido a diferenças de temperatura elevadas por longos períodos de tempo. Assim, com os dados do caso estudado, chegou-se aos resultados da figura a seguir, para as etapas de transporte marítimo, estocagem nas plantas de liquefação e regaseificação. Ao todo, esses processos são responsáveis por 97% das perdas de massa da cadeia.

Para efeitos de comparação e totalização dos consumos de energia e perdas de massa sofridas na cadeia, a reevaporação é convertida em energia através do produto entre a massa e o PCI do metano, obtendo a mesma unidade das demais fases onde ocorre consumo de

energia, expressa em kJ/kg. A Figura 4.7 representa a totalização das perdas versus a ocorrida durante a permanência do metano na fase líquida.

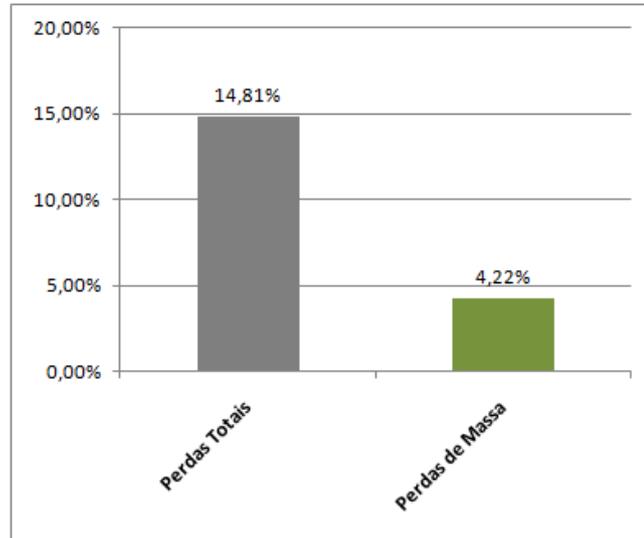


Figura 4.7 – Perdas de massa versus perdas totais na cadeia

As perdas de massa representam 28,5% das perdas totais ocorridas na cadeia de GNL. Para o processo estudado e nas condições simuladas, são perdidas 6.121 toneladas de gás por navio que o país importador compra. Da massa que entrou na planta de liquefação, 95,78% será regaseificada e distribuída para os consumidores finais, o restante é queimada, re-liquefeita ou no caso de navios metaneiros modernos, serve como combustível para os motores durante o transporte.

Como já esperado, as perdas totais na cadeia, são diretamente proporcionais ao tempo em que o metano permanece na fase líquida, seja ao longo do transporte ou da estocagem na planta de liquefação e ou na planta de regaseificação. A Figura 4.8 mostra o efeito do tempo nas perdas totais para períodos de 10, 15, 20 e 30 dias.

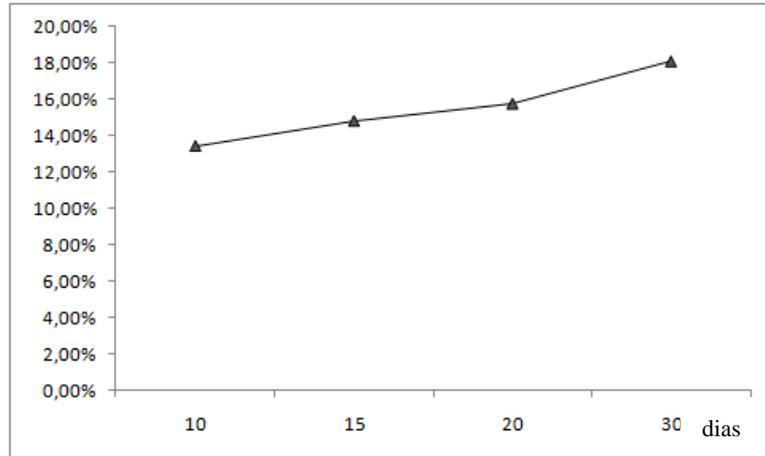


Figura 4.8 – Efeito do tempo de permanência do metano na fase líquida nas perdas totais de energia na cadeia do GNL.

A cada dia que o metano permanece na fase líquida acarreta em 0,19% de aumento nas perdas totais. Os resultados apresentados na Figura 4.8 foram obtidos através da simulação da cadeia, alterando o tempo de deslocamento entre os países exportadores e importadores. O aumento no tempo de estocagem de 15 para 20 dias representa que mais 1.381 toneladas de gás foram perdidas em cada ciclo de transporte.

Após a fase de regaseificação, considera-se que a massa permanece constante até os pontos de utilização.

4.8.3 Consumo de energia

A Figura 4.9, mostra o consumo específico de energia, em kJ por kg de GN, ao longo da cadeia de GNL. Começando em zero no início do processo e sofrendo acréscimos ao longo das fases. O consumo de energia e o combustível utilizado pelo navio no transporte foram negligenciados, conforme descrito anteriormente.

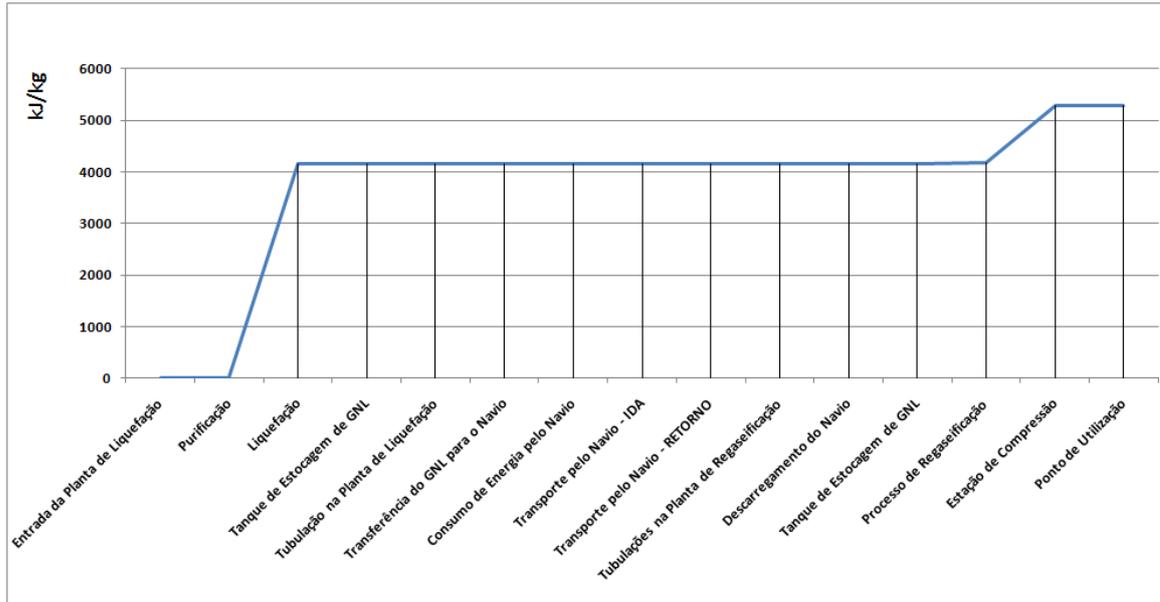


Figura 4.9 – Consumo específico de energia na cadeia do GNL

O maior consumidor de energia na cadeia foi identificado como o processo de liquefação, seguido pela estação de compressão do gás para distribuição. Os processos de bombeamento são de menor relevância, não sendo possível a visualização na forma gráfica devido à escala adotada para a apresentação dos resultados, porém todas as demandas de energia dos estágios são apresentados na Tabela 4.4.

A Figura 4.10 apresenta o consumo de energia e perdas totais que a cadeia de GNL possui.

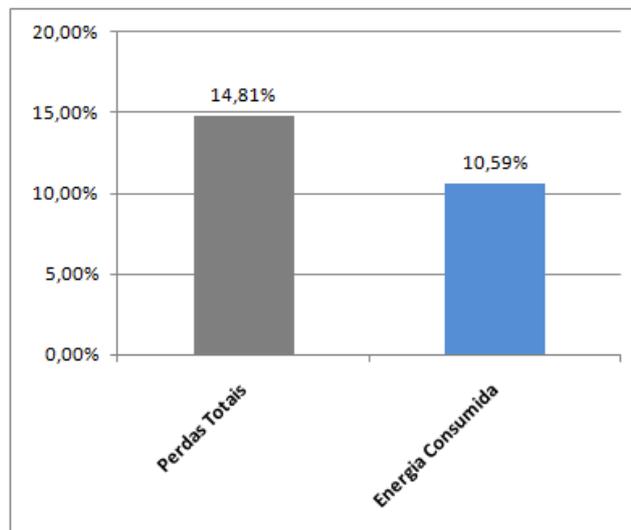


Figura 4.10 – Perdas totais versus consumo de energia na cadeia do GNL

A energia demandada na cadeia de GNL corresponde por 71,5% da demanda total de energia na cadeia. Entretanto, nem toda energia é perdida, parte dela é adicionada à corrente de metano líquido na forma de exergia ou disponibilidade, a qual é apresentada a seguir.

4.8.4 Balanço de exergia física

A Figura 4.11 apresenta a exergia física ao longo da cadeia de GNL. Inicia em zero no estado morto e sofre acréscimos ou decréscimos em cada estágio de acordo com a transferência ou destruição de exergia. O balanço de exergia física foi modelado na corrente de metano, não sendo considerada a destruição de exergia em ciclos isolados, como na purificação, refrigeração, transporte e outros. Estes já foram considerados como consumo de energia e perda de massa em cada estágio.

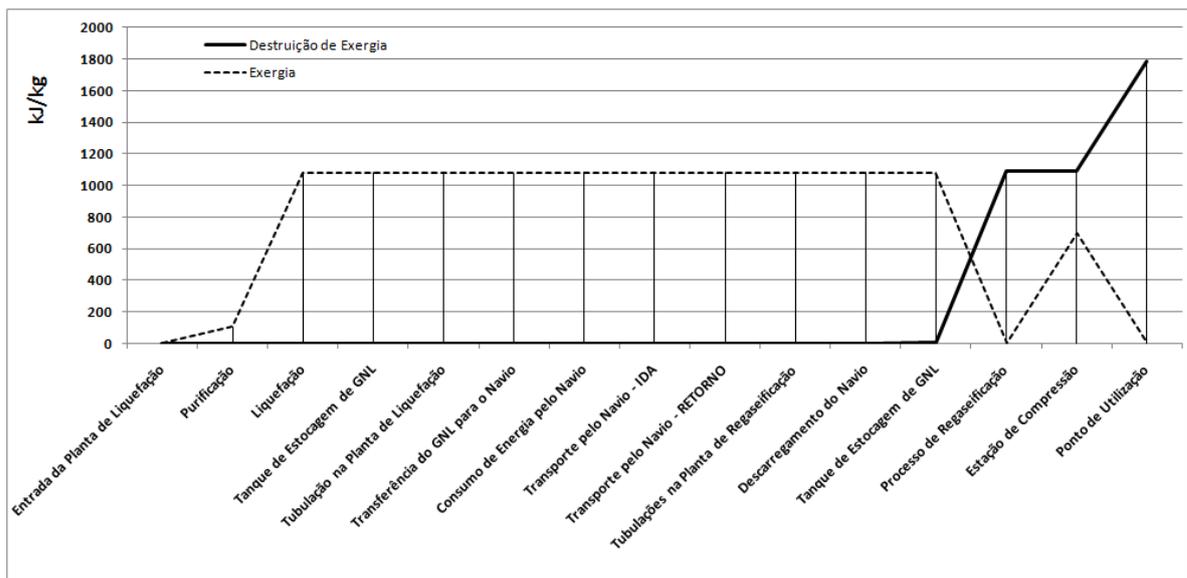


Figura 4.11 – Exergia física e destruição de exergia na corrente de metano na cadeia do GNL

A corrente de metano sofre incrementos de exergia física em algumas fases, sendo as mais representativas a liquefação e posterior pressurização para consumo. Do ponto de vista da exergia agregada ao combustível, ela não foi destruída e representa uma disponibilidade energética.

A destruição de exergia identifica-se principalmente na fase de regaseificação, onde ocorre a troca de calor com água do mar ou queima de gás, conforme descrito no capítulo 2, e

nos pontos consumidores, onde a pressão é rebaixada para utilização do combustível nas câmaras de combustão. A Figura 4.12, apresenta a exergia total destruída na cadeia frente a parcela referente ao processo de regaseificação.

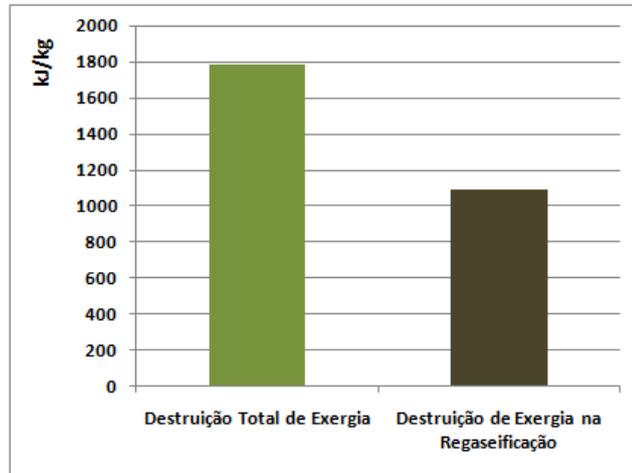


Figura 4.12 – Destruição total de exergia e destruição de exergia na regaseificação da cadeia do GNL

O processo de regaseificação é responsável por apenas 0,45% na energia consumida na cadeia, porém representa 60,98% da destruição de exergia presente na corrente de metano. Como descrito no capítulo 3, a exergia é uma medida da disponibilidade energética do sistema, e que quando devidamente utilizada pode melhorar os ciclos termodinâmicos, por exemplo. O acoplamento entre plantas de regaseificação com ciclos de potência será abordado no capítulo 5.

A Tabela 4.4 traz os valores específicos de cada processo da cadeia e os respectivos somatórios dos consumos ou perdas ocorridas em cada fase.

Tabela 4.4 –Análise energética e exergetica na cadeia do GNL.

Consumo de Energia, perda de massa e Destruição de Exergia na Cadeia de GNL							
	Energia [kJ/kg]		Massa [kg/kg]		Exergia [kJ/kg]		Destruição de Exergia [kJ/kg]
	processo	somatório	processo	somatório	processo	somatório	somatório
Entrada da Planta de Liquefação	0,00	0,00	0,000	1,000	0,09	0,00	0,00
Purificação	0,00	0,00	0,000	1,000	104,9	0,00	0,00
Liquefação	4150,0	4150,1	0,000	1,000	1080,0	0,00	0,00
Tanque de Estocagem de GNL	0,00	4150,1	0,003	0,997	1080,0	0,00	0,00
Tubulação na Planta de Liquefação	0,00	4150,1	0,000	0,997	1080,0	0,00	0,00
Transferência do GNL para o Navio	4,09	4154,1	0,000	0,997	1078,0	2,00	2,00
Consumo de Energia pelo Navio	0,00	4154,1	0,000	0,997	1078,0	0,00	2,00
Transporte pelo Navio - IDA	0,00	4154,1	0,018	0,979	1078,0	0,00	2,00
Transporte pelo Navio - RETORNO	0,00	4154,1	0,018	0,961	1078,0	0,00	2,00
Tubulações na Planta de Regaseificação	0,00	4154,1	0,001	0,961	1078,0	0,00	2,00
Descarregamento do Navio	5,12	4159,2	0,000	0,961	1078,0	0,00	2,00
Tanque de Estocagem de GNL	0,00	4159,2	0,003	0,958	1072,0	6,00	8,00
Processo de Regaseificação	23,92	4183,1	0,000	0,958	2,16	1083,84	1091,84
Estação de Compressão	1112,0	5295,1	0,000	0,958	697,4	0,00	1091,84
Ponto de Utilização	0,00	5295,1	0,000	0,958	0,00	697,40	1789,24
Perdas Parciais	10,59%		4,22%				
Perdas Totais	14,81%						

4.9 Considerações finais do capítulo

Com base nos ciclos simulados que envolvem a cadeia do GNL, foi possível calcular o consumo total de energia, desde a liquefação do metano até os pontos de distribuição. O presente estudo propôs uma análise integrada da cadeia, o qual mostra os maiores pontos consumidores de energia, destruição de exergia e as perdas de massa. As variáveis que

interferem diretamente nas perdas são: temperatura ambiente, espessura e o material utilizado como isolante térmico e o tempo em que o GN é mantido na fase líquida.

A temperatura ambiente influencia diretamente no ciclo de refrigeração na planta de liquefação e nos ganhos de calor durante a estocagem, impactando em maior consumo de energia e perda de massa. A temperatura da água do mar influencia diretamente na taxa de reevaporação durante o transporte marítimo.

As fases envolvidas nesta cadeia consomem 14,81% da energia disponível no gás na entrada da planta de liquefação, negligenciando o consumo do navio, a fase de exploração e purificação. Uma conclusão imediata é que, da energia consumida 24,12% são adicionadas ao metano na forma de exergia física, estando esta disponível no GNL e suscetível a processos de reaproveitamento.

Os resultados mais importantes foram: a energia específica consumida da cadeia representa 5.295,13 kJ/kg de metano, as perdas de massa representam 2.111,9 kJ/kg e a destruição de exergia significa que 1.789,25 kJ/kg deixaram de ser reaproveitados, agregando-se as demais perdas apresentadas. Portanto, do PCI do GN, que neste trabalho foi considerado como 50.022,0 kJ/kg, 7.407,05 kJ/kg são perdidos ou consumidos ao longo da cadeia, o que representa em termos de massa que a cada 1 kg de metano que entrou na planta de liquefação 0,8519 kg será efetivamente convertido em energia nos consumidores finais.

5 ANÁLISE DO ACOPLAMENTO ENTRE UMA PLANTA DE REGASEIFICAÇÃO DE GNL E CICLOS COMBINADOS DE POTÊNCIA

A análise energética e exergetica da cadeia de GNL apresentada no capítulo anterior evidencia a oportunidade de aproveitamento da energia disponível no processo de regaseificação do combustível, que acontece na fase final da cadeia estudada. Por um lado, a energia contida no GNL a baixa temperatura pode ser empregada como meio de transferência de calor para outros processos, o que simultaneamente evita o gasto adicional de mais energia para a realização da regaseificação propriamente dita. O melhor aproveitamento das correntes de energia dos sistemas instalados também permite a redução das irreversibilidades dos processos, elevando seu rendimento e reduzindo impactos ambientais com a melhora do rendimento exergetico do conjunto.

O sistema de equações resultante da montagem dos casos modelados foi resolvido com o auxílio do software *IPSEpro* (<http://www.simtechnology.com>), que trata problemas não lineares e ainda fornece uma biblioteca razoável de propriedades termodinâmicas de vários fluidos. Mesmo assim, foi necessário inserir as propriedades termodinâmicas do metano e do nitrogênio para temperaturas inferiores a -30°C . Em virtude de o programa ter seu código fonte aberto, foi possível a inclusão do equacionamento da exergia química e física das correntes e dos equipamentos.

O capítulo é encerrado com uma análise da metodologia apresentada.

5.1 Ciclo de Referência

A cadeia de GNL estudada nesse trabalho inclui uma fase de regaseificação do combustível, como apresentado na Figura 4.1 do capítulo anterior. Este processo é responsável por cerca de 1% do consumo de energia específica da cadeia, como mostra a Figura 4.9. Concorrentemente, o processo de regaseificação é o maior destruidor de exergia da mesma cadeia, como identificado na Figura 4.11.

Essas constatações desencadearam a busca de alternativas no sentido de mitigar ambos os problemas identificados. Várias propostas foram estudadas, mas finalmente centrou-se o trabalho na utilização de um ciclo de potência capaz de ser acoplado à cadeia do GNL e com

isso trazer benefícios energéticos e exergéticos para ambos, uma vez operando em conjunto. Também foi considerada a manutenção da operação individual de cada um, no caso de desligamento do fornecimento das correntes materiais e de energia associadas aos dois processos.

A planta de potência escolhida para acoplar e aproveitar as correntes de fluidos da cadeia do GNL foi um ciclo combinado CHP Brayton-Rankine. Propôs-se uma configuração que foi chamada de referência no presente trabalho com o intuito de comparar os ganhos energéticos e exergéticos de sua operação, bem como da cadeia do GNL, operando acopladas (Figura 5.1). Na parte superior da planta encontra-se um sub-ciclo Brayton, compreendido pelos pontos 1 a 11. O ciclo é composto por um compressor de ar de dois estágios, operando com 7 bar manométricos (barg) e cerca de 20 barg na descarga do último estágio de compressão, uma câmara de combustão, uma turbina de expansão dos gases de combustão com três estágios, e finalmente um regenerador ligando as correstes de exaustão com a de admissão de ar para o combustor. O sub-ciclo Rankine inicia-se após o ponto 11 e acopla-se ao anterior por meio de um gerador de vapor de recuperação, também chamado de *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG). Este é composto por três trocadores, responsáveis pela geração de vapor superaquecido, uma turbina de dois estágios de expansão, um condensador, uma bomba de baixa pressão, uma bomba de alta pressão, e um tanque desaerador. A água é seu fluido de trabalho.

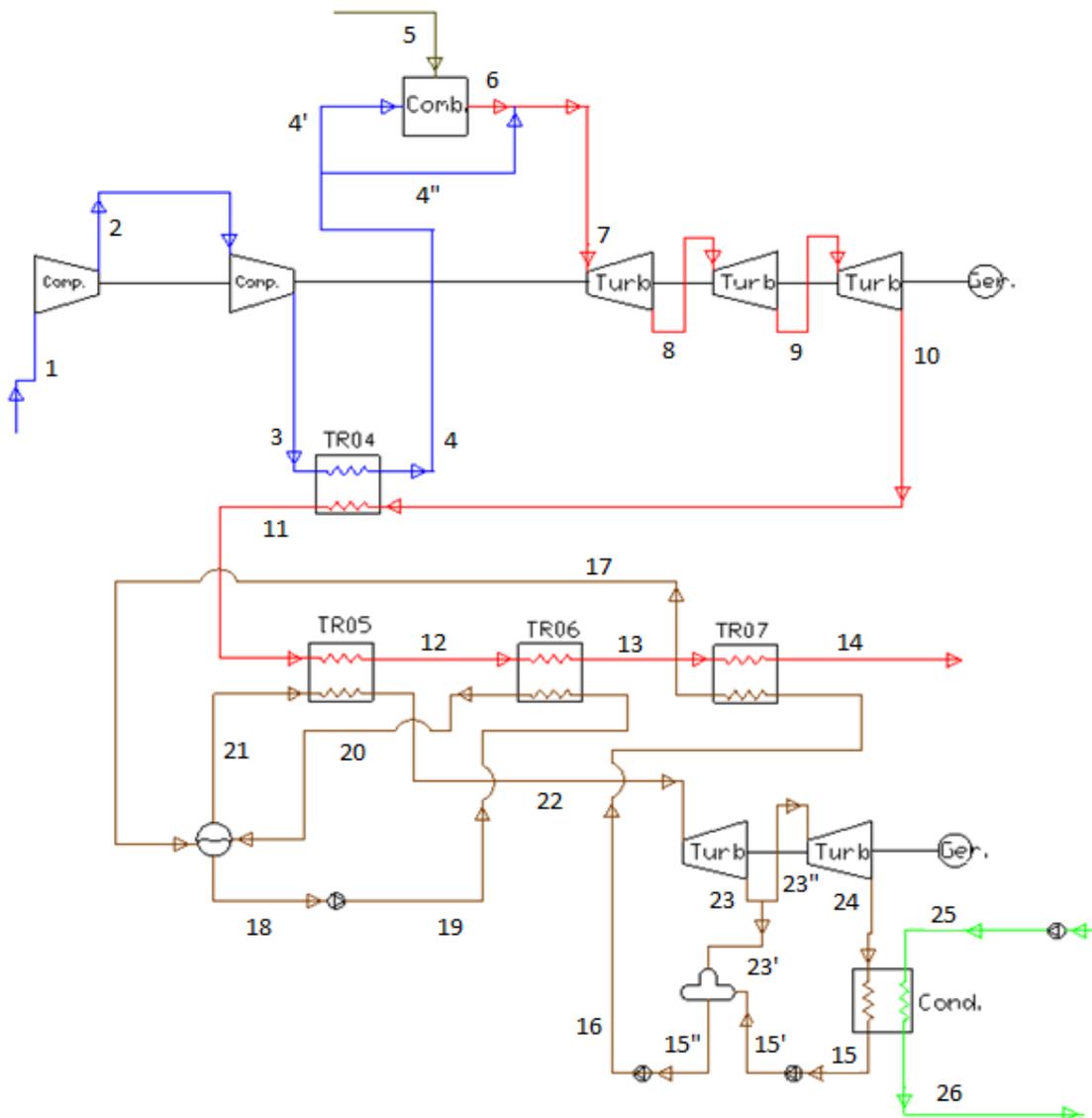


Figura 5.1 – Diagrama do ciclo combinado de potência (CHP), utilizado como referência.

No ciclo completo CHP apresentado, a energia é fornecida pela queima de gás natural na câmara de combustão do sub-ciclo Brayton. Após a expansão, os gases de exaustão são direcionados para o regenerador de calor TR04, o qual tem por finalidade pré aquecer o ar de combustão. No combustor, as correntes de ar são subdivididas em dois caminhos, comandadas pela razão estequiométrica fixada para a combustão. Como a temperatura na entrada da turbina deve ser controlada e limitada, a vazão mássica da corrente de ar do ponto 4'' é ajustada de forma que a mistura no ponto 7 seja a pré estabelecida, evitando danos às palhetas da turbina. Após a passagem pelo regenerador do ponto 11, os gases são direcionados para o HRSR, composto pelo pré-aquecedor de água TR07, o evaporador TR06 e o superaquecedor TR05. A

rejeição do calor do fluido de trabalho para o meio externo é efetuada por meio de um condensador modelado como sendo um trocador de calor, que tem como corrente fria a água nas condições de referência.

1.2 Modelagem do Sistema de Combustão

O sistema completo é constituído pela câmara de combustão propriamente dita e por caminhos para as correntes de alimentação e descarga dos gases de trabalho. O ar comprimido, ponto 4, é dividido em duas correntes. A fração que passa pelo ponto 4' é admitido na câmara, respeitando a razão estequiométrica fixada para o processo de combustão. A corrente de metano é introduzida no ponto 5 e os gases de combustão são descarregados no ponto 6. A fração complementar de ar comprimido do ponto 4'' constitui um desvio, ou *by pass*, e será misturada aos gases de combustão, resultando na corrente do ponto 7, que obedece parâmetros de operação que garantam o resfriamento dos gases de combustão até a temperatura estabelecida para a admissão na turbina.

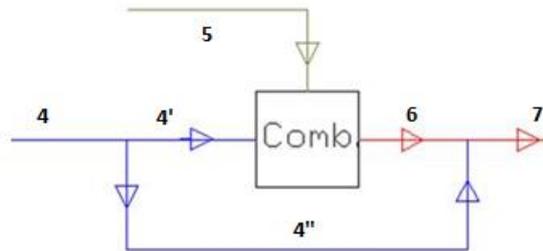


Figura 5.2 – Representação do sistema de combustão.

O balanço de massa e energia na câmara de combustão permite calcular a energia na entrada do ciclo, conforme Equação 5.1.

$$h_4 \dot{m}_4 + \dot{m}_5 PCI = \dot{m}_6 h_6 \quad 5.1$$

Considerando um processo adiabático, os balanços de massa e energia permitem o cálculo da entalpia dos gases que seguem para a turbina h_7 , com a seguinte equação:

$$h_7 \dot{m}_7 = \dot{m}_4 h_{4''} + \dot{m}_6 h_6 \quad 5.2$$

sendo \dot{m} e h a vazão mássica e a entalpia das correntes identificadas na Figura 5.2

1.2 Potência Líquida Gerada

A potência líquida gerada no sub-ciclo Brayton \dot{W}_{LiqB} é obtida, a partir da diferença entre a potência consumida pelos compressores e a gerada pelas turbinas, deste mesmo ciclo, ou seja,

$$\dot{W}_{LiqB} = \dot{W}_T - \dot{W}_C \quad 5.3$$

A razão entre a potência gerada e a consumida, denominada *Back Work Ratio*, conforme apresentada no capítulo 3 é calculada com o auxílio da Equação 3.3.

Para a potência líquida gerada no sub ciclo Rankine \dot{W}_{LiqR} é obtida, a partir da diferença entre a potência consumida pelas motobombas e a gerada pela turbina, deste mesmo ciclo, ou seja,

$$\dot{W}_{LiqR} = \dot{W}_T - \sum \dot{W}_B \quad 5.4$$

onde \dot{W}_B é o somatório da potência consumida pelos conjuntos de motobombas do sub-ciclo Rankine, sendo uma de baixa pressão que envia o fluido de trabalho para desaerador, uma de média pressão que é responsável pela elevação de pressão para o estágio de pré aquecimento e uma de alta pressão, a qual pressuriza o fluido para os trocadores de vaporização e super aquecimento representados na Figura 5.1 como (TR6 e TR5) respectivamente, a quarta bomba é utilizada na condensação do ciclo.

5.2 Eficiência do Ciclo

A eficiência do ciclo foi calculada aplicando a primeira e a segunda lei da termodinâmica, como expressa a seguir:

5.2.1 Eficiência Energética do Ciclo CHP

Com base na potência líquida obtida em cada ciclo com as Equações 5.2 e 5.3 é possível definir o consumo específico de combustível sfc do ciclo CHP, dado pela Equação 5.5:

$$sfc = \frac{\dot{m}_s}{\dot{W}_{LiqB} + \dot{W}_{LitR}} \quad 5.5$$

onde \dot{m}_s é a vazão mássica de combustível consumido em (kg/s).

Com base nessa e nas equações anteriores é possível definir a eficiência energética do ciclo térmico, dada pela Equação 5.6.

$$\eta_{ciclo} = \frac{1}{sfcPCI} \quad 5.6$$

onde PCI é o poder calorífico inferior do combustível.

5.2.2 Eficiência Exergética do Ciclo CHP

A eficiência exergética de uma planta, conforme definido no Capítulo 3, Seção 3.12, é definida como a porcentagem de exergia suprida ao sistema que é recuperada como produto deste mesmo sistema, conforme Equação 5.7.

$$\varepsilon_{Eciclo} = \frac{\dot{W}_{liqB} + \dot{W}_{LitR}}{\sum \dot{E}x_e} \quad 5.7$$

onde E_{x_e} é o somatório entre a exergia física e química que entra no ciclo.

5.3 Validação do Ciclo de Referência

Para o ciclo de referência e os ciclos elaborados para o reaproveitando a energia disponível no GNL, foram consideradas 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 (CH_4) puro; perdas de carga e perdas devido ao atrito nas tubulações são negligenciadas.

O conjunto de parâmetros e variáveis depende do tipo de caso analisado. Os valores em comum são apresentados na Tabela 5.1 e na Tabela 5.2, respectivamente:

Tabela 5.1 – Principais parâmetros da simulação.

Compressor de Ar $T_1 = 298,15 \text{ K}$ (25 °C); $p_1 = 1,013 \text{ bar}$ $p_2 = 7,5 \text{ barg}$; $p_3 = 20,5 \text{ barg}$; $\eta_c = 0,85$	Pré Aquecedor (TR04) $T_4 = 520 \text{ °C}$; $\Delta p = 0.1 \text{ barg}$
Câmara de combustão $\lambda = 1$ $\Delta p = 0 \text{ barg}$	Misturador de Gases $T_7 = 1246,0 \text{ °C}$; $\Delta p = 0 \text{ bar}$
Turbina à Gás $T_7 = 1246,0 \text{ °C}$; $\eta_T = 0,88$ $P_{10} = 1,3 \text{ barg}$	Pré Aquecedor (TR07) $p_{16} = 95 \text{ barg}$; $T_{14} = 120 \text{ °C}$; $\Delta p = 0.1 \text{ barg}$
Evaporador (TR06) $p_{19} = 95 \text{ bar}$; $T_{13} = 180 \text{ °C}$; $\Delta p = 0.1 \text{ barg}$	Super Aquecedor (TR05) $T_{22} = 400 \text{ °C}$; $p_{16} = 95 \text{ barg}$ $\Delta p = 0.1 \text{ barg}$
Turbina à Vapor $T_{22} = 400 \text{ °C}$; $p_{22} = 95 \text{ barg}$; $\eta_T = 0,88$ $p_{24} = 1,0 \text{ barg}$	Condensador $X_{15} = 0$; $T_{25} = 25 \text{ °C}$; $p_{25} = 3,5 \text{ barg}$; $T_{26} = 35 \text{ °C}$;

Tabela 5.2 – Principais variáveis da simulação.

Compressor de Ar T_2 ; T_3 ; \dot{m}_1 ; \dot{W}_C ; \dot{E}_{PH2} ; \dot{E}_{PH3} ; ε_{Ecomp}	Pré Aquecedor (TR04) T_{10} ; T_{11} ; \dot{E}_{PH4} ; Q_{TR4}
Câmara de combustão T_6 ; \dot{m}_5 ; p_5 ; \dot{E}_{CH5} ; \dot{E}_{PH6}	Misturador de Gases \dot{m}_4 ; $\dot{m}_{4''}$; $\dot{E}_{PH4''}$
Turbina à Gás T_{10} ; \dot{W}_T ; \dot{E}_{PH7} ; \dot{E}_{PH10} ; ε_{EurbG}	Pré Aquecedor (TR07) T_{17} ; Q_{TR7} ; \dot{E}_{PH17} ; \dot{E}_{PH14}
Evaporador (TR06) T_{20} ; Q_{TR6} ; \dot{E}_{PH13} ; \dot{E}_{PH20}	Super Aquecedor (TR05) T_{12} ; Q_{TR5} ; \dot{E}_{PH12} ; \dot{E}_{PH22}
Turbina à Vapor T_{24} ; \dot{W}_T ; \dot{E}_{PH24} ; ε_{EurbV}	Condensador T_{15} ; Q_{Cond} ; \dot{E}_{PH15} ; T_{26} ; \dot{E}_{PH26}

Para assegurar a correta implementação do ciclo elaborado com o *IPSEpro*, a primeira etapa do estudo foi verificar o quanto o modelo termodinâmico proposto se aproxima de um ciclo com os resultados conhecidos. Para isto, os resultados de uma primeira simulação com o sub-ciclo Brayton, foram comparados com os valores típicos de temperaturas, vazões e pressões do modelo CGAM, encontrado em Bejan et. al. 1996.

Para este ciclo, representado na Figura 5.2, a potência líquida gerada é prescrita em 30 MW, a temperatura após o pré-aquecedor e na saída do combustor, fixadas em 520 °C e 1246,0 °C respectivamente, a pressão de compressão em 20,5 barg e após a expansão em 1.2 barg, tendo a vazão de combustível e de ar como principais incógnitas. Os principais resultados estão na Tabela 5.3.

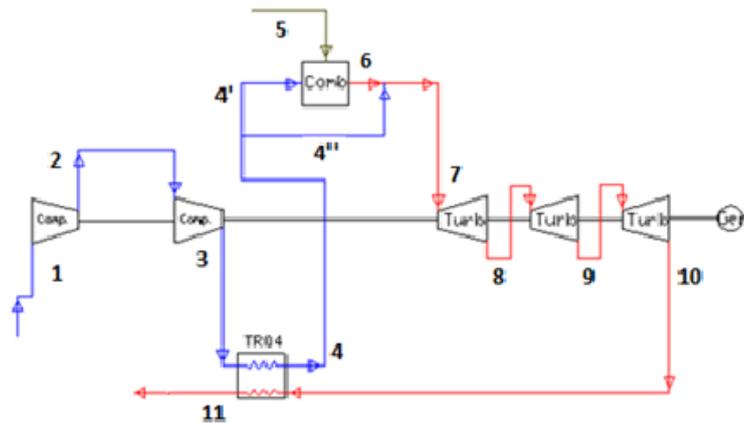


Figura 5.3 – Ciclo Brayton utilizado para validação

Tabela 5.3 – Principais resultados obtidos no sub-ciclo Brayton considerando $T_7 = 1246,0 \text{ }^\circ\text{C}$ e $\dot{W}_{LiqB} = 30 \text{ MW}$

Ponto	1	3	4	5	6	7	11
$T(^{\circ}\text{C})$	25,0	495,97	520,0	25,0	2341,31	1246,0	546,91
$\dot{m}(\text{kg}/\text{s})$	86,157	86,157	86,157	1,6320	31,148	87,78	87,78
$p(\text{bar})$	1.013	20,5	20,4	21,0	20,4	20,4	1,1

Na simulação do sub-ciclo Brayton utilizado no CHP, obteve-se um rendimento $\varepsilon_{\text{cicloB}}$ de 36,73%, para uma razão de compressão r_c de 20,23, e razão ar / combustível do ciclo (em

massa) de 52,78. As eficiências exergética do compressor e da turbina foram calculadas em 84,76 e 85,35 %, respectivamente.

Os principais resultados obtidos no sub-ciclo Brayton elaborado, são apresentadas na Tabela 5.4 comparando-os com os resultados de um ciclo conhecido (CGAM), sendo eles: potência consumida pelo compressor; eficiência energética e exergética do ciclo, consumo de combustível e razão de ar / combustível, nas mesmas condições de operação.

Tabela 5.4 – Resultados comparados entre o CGAM e o sub-ciclo Brayton.

	CGAM	Sub-Ciclo Brayton	Diferença relativa (%)
Potência Consumida pelo Compressor [MW]	43,09	42,67	- 0,87
Eficiência Energética [%]	36,54	36,73	0,52
Eficiência Exergética [%]	35,29	35,47	0,51
Combustível Consumido [kg/s]	1,6419	1,6320	- 0,60
Razão de ar / combustível	55,59	52,78	- 5,05
Back Work Ratio	1,436	1,423	- 0,91

Os resultados apresentados na Tabela 5.4 mostram uma boa concordância entre os dados simulados no presente trabalho com os encontrados no CGAM, com apenas uma diferença mais significativa de aproximadamente 5% entre a razão entre ar/combustível.

5.4 Acoplamento entre a Planta de Regaseificação e o CHP

Na busca por ciclos térmicos mais eficientes e pelo melhor aproveitamento do trabalho reversível dos sistemas, este capítulo traz a proposta de três alternativas de plantas de potência para operarem acopladas ao fornecimento de GNL, com benefício mútuo para ambos os processos: promoção da regaseificação do GNL sem energia auxiliar e aumento da eficiência da planta de potência.

Nos três ciclos elaborados, após a regaseificação, parte da massa de gás é destinada para a câmara de combustão e o restante é enviado para a distribuição em gasodutos.

A apresentação das alternativas avaliadas ocorrerá na seguinte ordem:

- Alternativa 1: acoplamento entre regaseificação e a planta de potência nos estágios de compressão do sub-ciclo Brayton;
- Alternativa 2: acoplamento entre a regaseificação e a planta de potência nos estágios de compressão do sub-ciclo Brayton e no condensador do sub-ciclo Rankine, utilizando água como fluido de trabalho;
- Alternativa 3: idêntico ao ciclo anterior, utilizando nitrogênio como fluido de trabalho do sub-ciclo Rankine;

Nos três ciclos avaliados, as eficiências isentrópicas dos equipamentos e parâmetros de operação foram os mesmos apresentados no ciclo de referência na Tabela 5.1.

Para o acoplamento entre as plantas, foi necessário programar na rotina de cálculo do software *IPSEpro*, as propriedades para a entalpia e entropia do gás natural e do nitrogênio para temperaturas inferiores a $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, sendo que as propriedades foram obtidas através do software *Engineering Equation Solver* (EES). Tendo os valores conhecidos de entalpia e entropia para as temperaturas e pressões do metano e do nitrogênio nas faixas de trabalho dos ciclos, foram geradas as curvas de ajuste através do Software *Curve Expert*, obtendo-se as equações em função da temperatura e pressão. Estas equações, foram implementadas nas rotinas do *IPSEpro*, e alterado os pontos de conexão dos equipamentos para as correntes criadas.

5.4.1 Alternativa 1: acoplamento entre regaseificação e a planta de potência nos estágios de compressão do sub-ciclo Brayton.

O primeiro ciclo proposto integra-se a planta apresentada como referência na Seção 5.1 ao processo de regaseificação abordado no Capítulo 4. Neste ciclo avaliam-se os ganhos possíveis de serem obtidos com o acoplamento da regaseificação somente no sub-ciclo Brayton, mais especificamente nos trocadores de calor TR02 e TR03, Figura 5.4 sendo estes, responsáveis pela evaporação e super aquecimento do GN para posterior consumo na planta e distribuição nos gasodutos. A energia liberada na regaseificação é utilizada para resfriamento do ar de admissão do primeiro estágio de compressão e posterior resfriamento do ar no inter-cooler do compressor.

A Figura 5.4 mostra o sistema proposto. Nele nota-se em verde a corrente de GNL e GN, em azul denota-se a corrente de ar comprimido, em vermelho os gases de combustão

provenientes da queima do GN, em marrom a água que é utilizada como fluido de trabalho no sub-ciclo Rankine, em lilás a água de condensação utilizada como fonte fria, por fim, em bege o nitrogênio utilizado como fluido de trabalho na planta de liquefação.

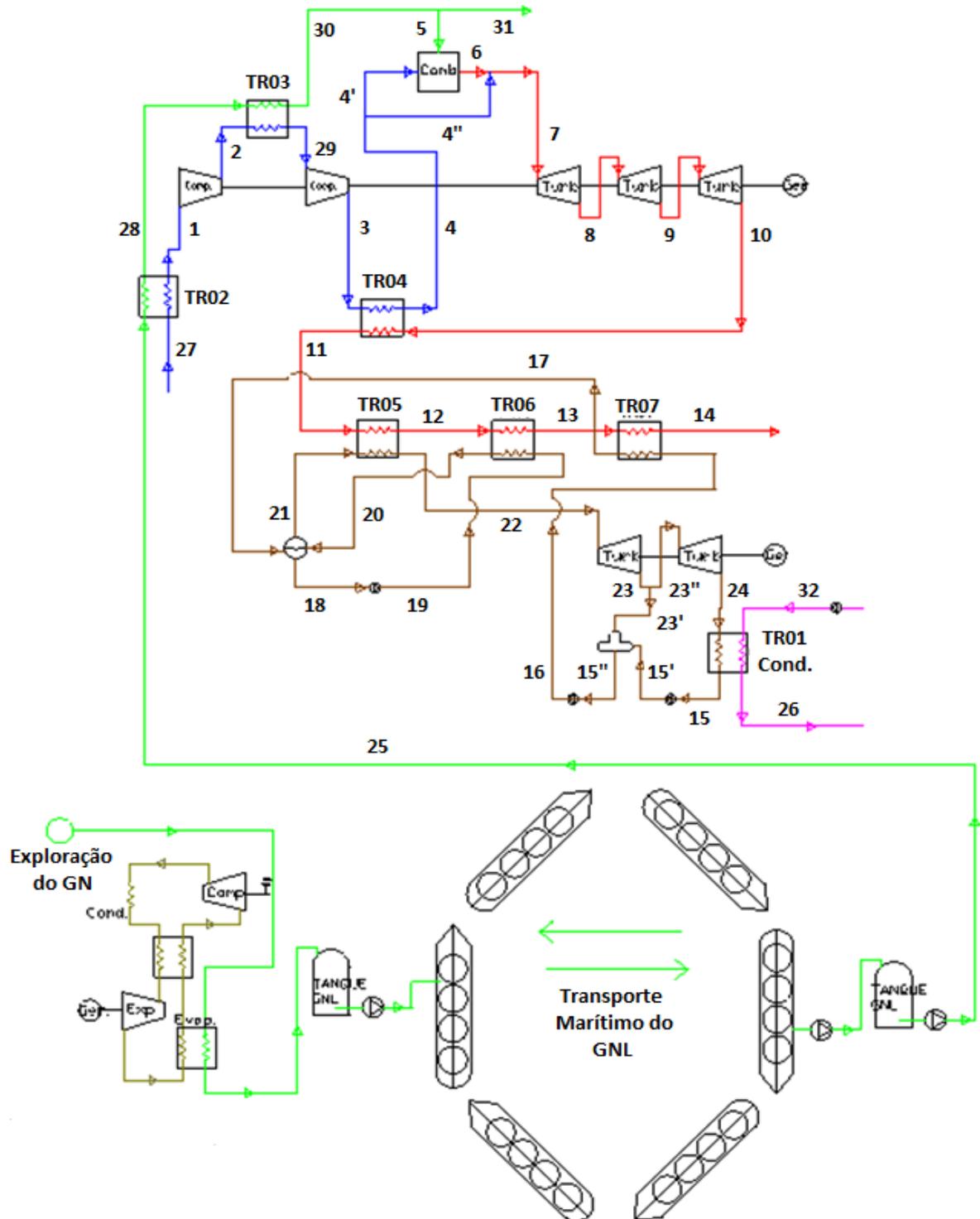


Figura 5.4 – Acoplamento entre a planta de regaseificação ao CHP no sub-ciclo Brayton

Os principais parâmetros estabelecidos para o ciclo CHP acoplado a planta de re-gaseificação de GNL são os mesmos utilizados no ciclo de referência, sendo estes, a potência líquida gerada no sub-ciclo Brayton (30 MW), e a temperatura na entrada da turbina (1.246 °C). Os parâmetros operacionais do ciclo CHP são os apresentados na Tabela 5.5, as demais propriedades termodinâmicas do fluido em cada corrente apresentadas na Tabela 5.2, são calculadas pelo programa.

Tabela 5.5 – Parâmetros das Correntes do Ciclo: Alternativa 1

Corrente	$p(\text{bar})$	$T(^{\circ}\text{C})$
1	1,013	-
2	7,0	-
3	20,5	-
4	-	500
5	21	25
7	-	1246
8	10	-
9	3	-
10	1.1	-
13	-	180
14	-	125
16	50	-
19	95	-
22	-	355
23	10	-
24	0.6	-
25	3.5	25
26	-	30
27	1,013	25
28	-	-146,5
30	-	25

A Figura 5.5, é obtida com a integração entre os dados da Figura 4.4 e o comportamento da temperatura do fluido de trabalho do sub-ciclo Brayton após o

acoplamento das plantas. Chama-se a atenção que a figura apresenta o comportamento da entropia específica do metano com a variação da temperatura sofrida durante o processo de regaseificação (linha contínua na cor preta), com a variação de temperatura do ar nos estágios de compressão (linha azul), com respectivos resfriamentos antes da admissão do compressor, entre os pontos 27 e 1 e após o primeiro estágio de compressão entre os pontos 2 e 29.

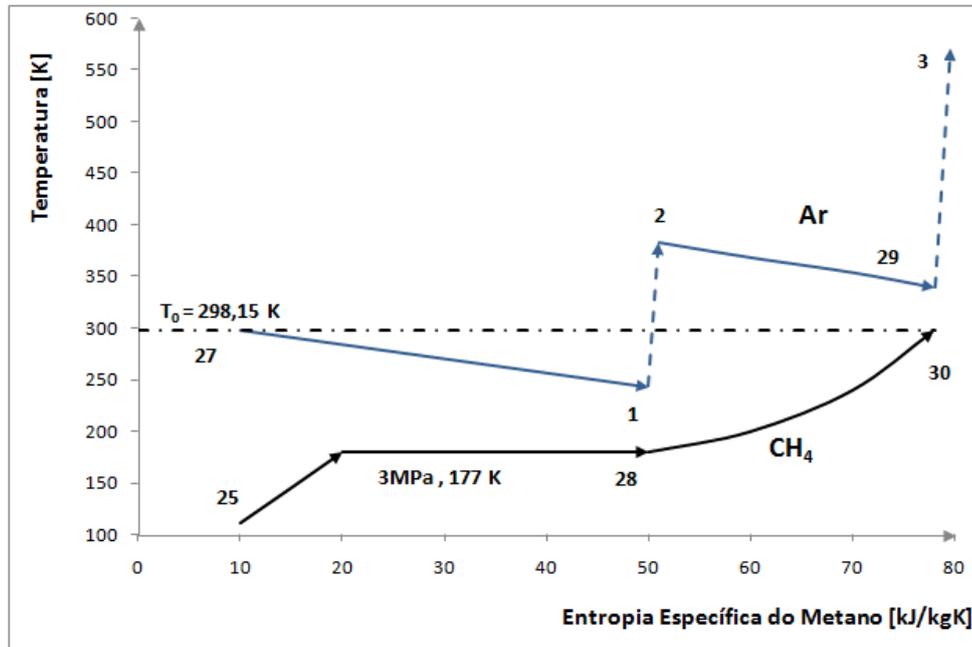


Figura 5.5 – Curva de temperatura e entropia do metano e temperatura do ar

A elaboração da Figura 5.5 foi inspirada pelo trabalho de Szargut et. al., 2009, o qual apresentou o comportamento da entropia específica do metano versus a variação de temperatura sofrida na regaseificação, quando acoplado a um ciclo Rankine orgânico operando com etano e eteno. Na representação gráfica do comportamento dos fluidos de trabalho do Rankine, ele apresentou somente o comportamento da temperatura dos fluidos em cada corrente do ciclo proposto.

O acoplamento entre os ciclos de compressão do ar versus a regaseificação do metano, possibilita que a exergia disponível na corrente de metano, seja utilizada para reduzir a temperatura de referência do sub-ciclo Brayton, reduzindo a destruição de exergia observada na Figura 4.11.

Salienta-se que as diferenças entre os ciclos está na temperatura de admissão do ar no compressor do sub-ciclo Brayton, sendo que $T_1 = 25\text{ °C}$ para o ciclo de referência e $T_1 = -26,83$

°C para o ciclo com a regaseificação acoplada. Após o primeiro estágio de compressão, utilizasse um *intercooler* para reduzir a temperatura do ar de $T_2= 109,82^\circ\text{C}$ para $T_{29}= 66,15^\circ\text{C}$, antes da entrada no segundo processo de compressão, com isto, reduz-se a potência demandada.

Os principais resultados obtidos durante a simulação são apresentados na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Principais resultados obtidos no ciclo CHP proposto considerando $T_7 = 1246,0^\circ\text{C}$

$$\text{e } \dot{W}_{LiqB} = 30 \text{ MW}$$

Corrente	$p(\text{bar})$	$\dot{m}(\text{kg/s})$	$T(^{\circ}\text{C})$
1	1,013	63,94	-28,03
2	7,0	63,94	109,82
3	20,5	63,94	297,89
4'	20,5	21,66	512,0
5	21	1,242	25,0
7	20,5	65,16	1246,0
8	10	65,16	1044,21
9	3	65,16	676,48
10	1,1	65,16	561,59
11	1,1	65,16	374,88
12	1,1	65,16	355,32
13	1,1	65,16	180,0
14	1,02	65,16	125,0
15	0,6	5,93	80,92
16	95	6,33	86,21
17	95	6,33	169,37
19	95	6,33	307,35
20	95	6,33	311,06
21	95	6,33	307,31
22	95	6,33	355,0
23	10	6,33	179,88
24	0,6	5,93	85,92
25	21	6,242	-162,6
26	3,5	279,85	25,0
28	21	6,242	-145,61
29	7	63,94	66,15
30	21	6,242	25,0

Uma comparação entre os perfis de temperatura nas correntes 3, 4, 10 e 11 do ciclo de referência e do ciclo apresentado como Alternativa 1 na Figura 5.4, pode ser observada na Figura 5.6, sendo os perfis na cor preta, correspondem ao ciclo de referência e em azul o acoplamento da regaseificação nos estágios de compressão. Os pontos correspondem às temperaturas de entrada e saída das correntes no recuperador de calor TR04 de cada ciclo.

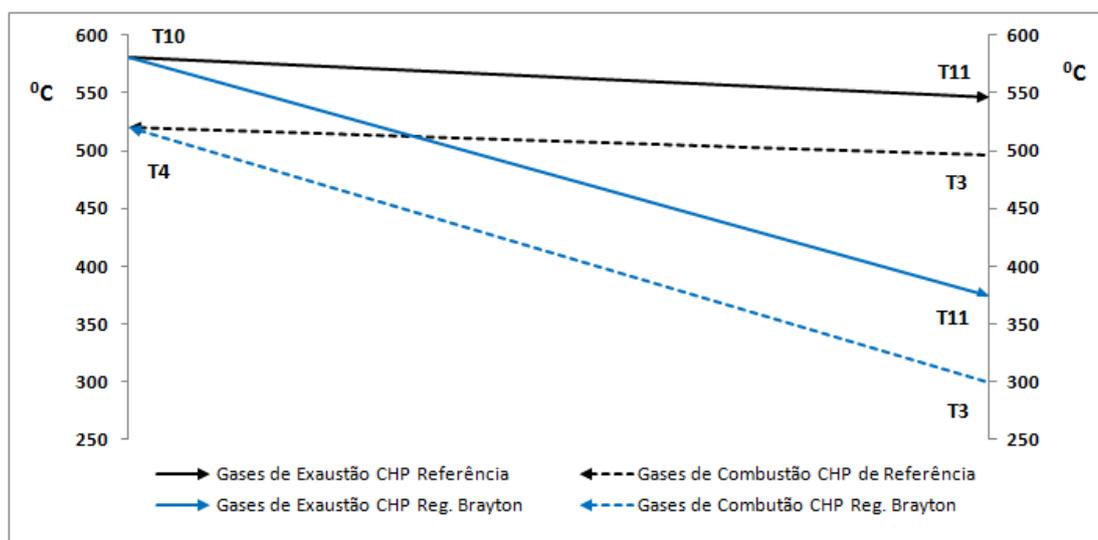


Figura 5.6 – Perfil de temperatura na entrada e saída do recuperador de calor TR04 entre o ciclo de referência e o primeiro acoplamento entre as plantas

Como efeito positivo do acoplamento entre as plantas de regaseificação e do sub-ciclo Brayton, pode-se antecipar que a eficiência do ciclo Brayton aumenta significativamente, porém no Rankine o efeito é contrário, pois com a redução da temperatura do ar nos estágios de compressão, a energia trocada entre a corrente quente e a fria no recuperador de calor (TR04) da Figura 5.4 sofre acréscimo, conseqüentemente a energia disponível na corrente 11 na entrada do sub-ciclo Rankine é reduzida, conforme apresentado na Figura 5.6 o que acarreta em temperaturas de operação e energia gerada inferiores ao ciclo de referência.

5.4.1.1 Eficiências dos Ciclos Estudados

A eficiência energética e exergética dos ciclos avaliados são calculadas conforme descrito na seção 3.12, a qual correlaciona a energia dos produtos, pela energia de entrada no volume de controle. Como os produtos gerados nos ciclos propostos são Energia Elétrica e

Gás Natural, conforme Figura 5.7 a metodologia utilizada para cálculo da eficiência energética e exergetica nos ciclos avaliados é apresentada a seguir.

A energia que entra no ciclo são as contidas nas correntes de:

- Gás Natural Liquefeito (GNL);
- Ar;

Os produtos gerados pelo ciclo são:

- Energia elétrica gerada pelo sub-ciclo Brayton (E.E. Brayton);
- Energia elétrica gerada pelo sub-ciclo Rankine (E.E. Rankine);
- Gás Natural regaseificado (GN);

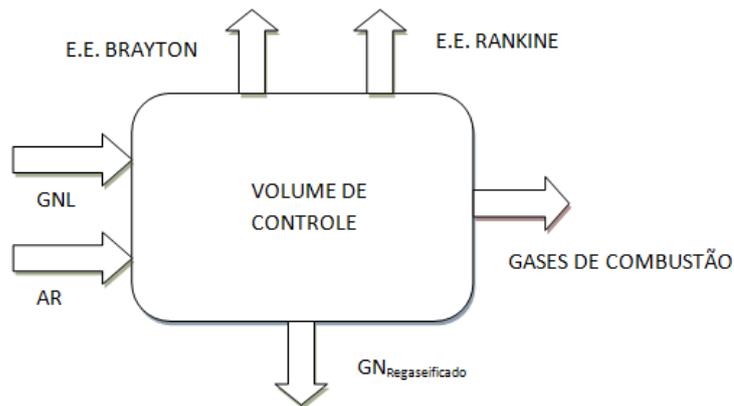


Figura 5.7 – Entradas e saídas do volume de controle

A eficiência energética do ciclo é calculada conforme as equações 5.4 e 5.8 sendo que as correntes mencionadas correspondem aos pontos apresentados na Figura 5.4.

$$sfC_{EE+GN} = \frac{\dot{m}_5}{[\dot{W}_{liqB} + \dot{W}_{LitR} + \dot{m}_{31}(h_{31} - h_{25})]} \quad 5.8$$

Com base nas Equações 5.3, 5.4 e 5.8 é possível definir a eficiência energética do ciclo térmico, considerando o combustível regaseificado como produto do ciclo, através da Equação 5.9.

$$\eta_{ciclo+GN} = \frac{1}{sfcPCI} \quad 5.9$$

A eficiência exergética do ciclo é calculada conforme a Equação 5.10.

$$\varepsilon_{E_{ciclo+GN}} = \frac{\dot{W}_{liqB} + \dot{W}_{LiR} + \dot{m}_{31}(E^{PH}_{31} - E^{PH}_{25})}{\sum E_{X_E}} \quad 5.10$$

5.4.2 Alternativa 2: acoplamento entre a regaseificação e a planta de potência nos estágios de compressão do sub-ciclo Brayton e no condensador do sub-ciclo Rankine, utilizando água como fluido de trabalho.

Com o objetivo de avaliar os benefícios no ciclo CHP e na regaseificação do GNL, quando o acoplamento for realizado em ambos os sub-ciclos, esta seção apresenta os pontos utilizados para a integração entre as plantas.

Neste ciclo, a planta de regaseificação é integrada ao ciclo de potência em três estágios distintos, sendo o primeiro no condensador do sub-ciclo Rankine TR01 e o super aquecimento do GN é feito nos trocadores de calor da admissão e no *intercooler* do compressor, sendo estes, TR02 e TR03 respectivamente. O ciclo proposto é apresentado na Figura 5.8.

O acoplamento entre o ciclo CHP e a planta de regaseificação do GNL possibilita que o sub-ciclo Rankine, opere com temperaturas e pressões mais baixas na extração da turbina, uma vez que a temperatura da vizinhança deixa de ser a do ambiente externo e passa a ser a temperatura do gás, desta forma, melhorando o desempenho da planta quando comparada a um ciclo convencional.

O sub-ciclo Rankine apresentado na parte central da Figura 5.8, opera com pressões de 95 bar e 380 °C na entrada da turbina e de 0,1 bar e 20,8°C na extração. A condensação da água ocorre com a troca de calor com o GNL, fornecendo a energia necessária para a vaporização do combustível.

Com esta configuração, a energia disponível no GN para o resfriamento do ar de admissão do compressor é menor, consequentemente a temperatura do ar na corrente 1 e na 29 são superiores as obtidas no primeiro ciclo proposto.

Este acoplamento também evita o uso de água do mar para trocar calor com o GNL e seu posterior descarte ao ambiente em baixa temperatura, diminuindo a poluição térmica ocasionada por plantas de regaseificação convencionais.

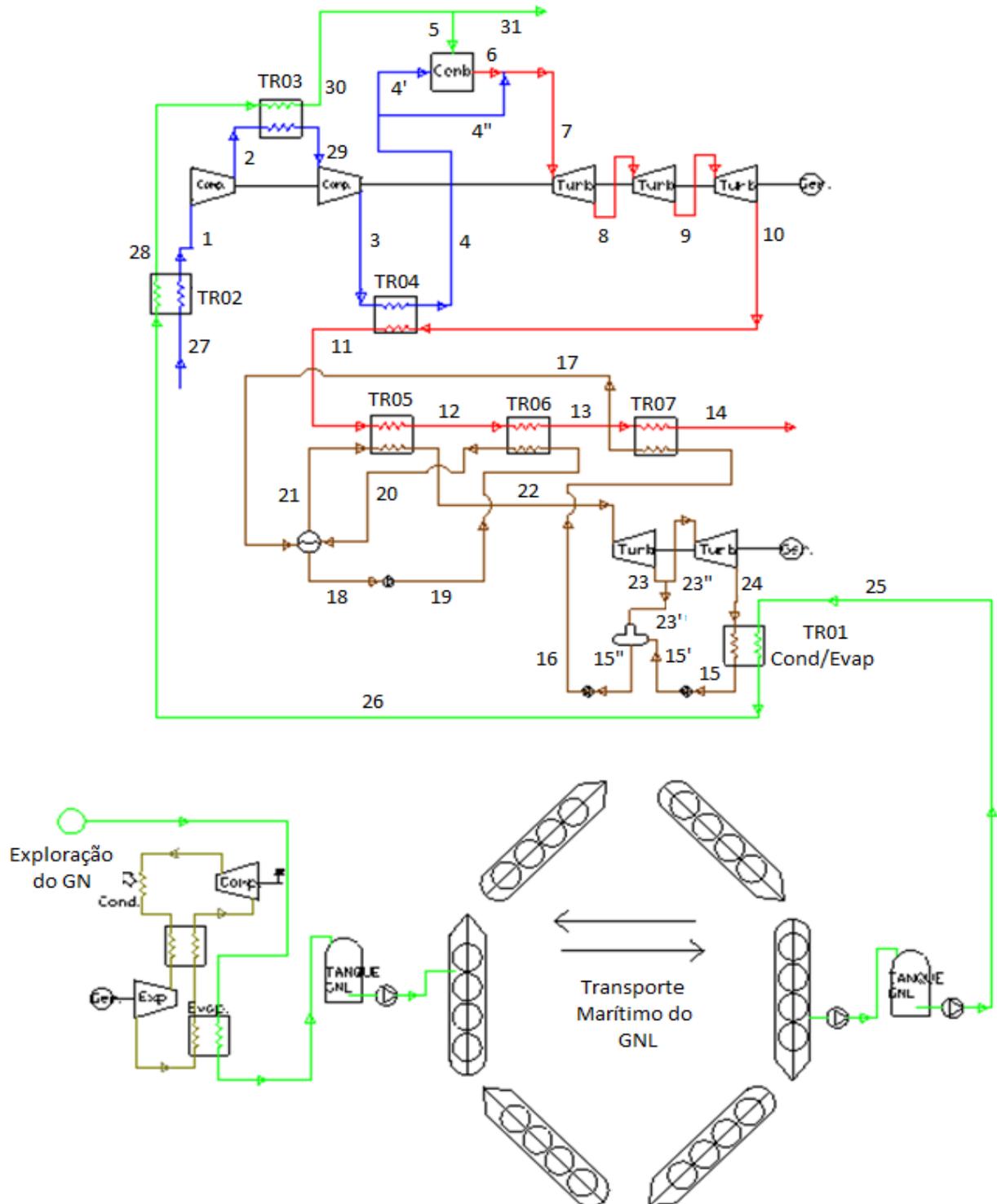


Figura 5.8 – Acoplamento entre a Planta de Regaseificação ao CHP - Rankine e no Brayton.

A primeira integração entre as plantas ocorre no trocador de calor denominado de TR 01, o qual tem por finalidade realizar a mudança de fase nos dois fluidos, sendo que no GNL ocorre a evaporação e no fluido de trabalho do sub-ciclo Rankine a condensação. Após a evaporação o GN é direcionado para dois super aquecedores TR02 e TR03, onde ocorre troca de calor sensível entre o gás natural e o fluido de trabalho do sub-ciclo Brayton, a qual ocorre na admissão do primeiro estágio de compressão TR02 e no *intercooler* do compressor TR03.

Os parâmetros operacionais do ciclo CHP são os apresentados na Tabela 5.7, demais propriedades termodinâmicas do fluido em cada corrente, são calculadas pelo programa.

Tabela 5.7 – Parâmetros das Correntes do Ciclo: Alternativa 2

Corrente	$p(\text{bar})$	$T(^{\circ}\text{C})$
1	1,013	-
2	7,0	-
3	20,5	-
4	-	512
5	21	25
7	-	1246
8	10	-
9	3	-
10	1.1	-
13	-	180
14	-	125
16	50	-
19	95	-
22	-	380
23	10	-
24	0.1	-
25	-	-161,6
26	-	-70
27	1,013	25
28	-	-39
30	-	25

A Figura 5.9 demonstra o comportamento dos fluidos de trabalho após a integração entre os ciclos, sendo que os pontos de 15 a 17 referenciam o trocador de calor TR07, que realiza o pré aquecimento do fluido de trabalho do sub-ciclo Rankine, entre os pontos 17 e 20 correspondem ao trocador TR06 sendo este responsável pela evaporação do fluido, os pontos 20 a 22 representam o super aquecedor TR05, representado na Figura 5.8, os pontos 22 a 24 correspondem aos dois processos de expansão. A corrente em azul na mesma figura, demonstra o comportamento do fluido de trabalho do sub-ciclo Brayton até o segundo estágio de compressão. Chama-se a atenção que a entropia específica representada na figura corresponde à corrente de metano.

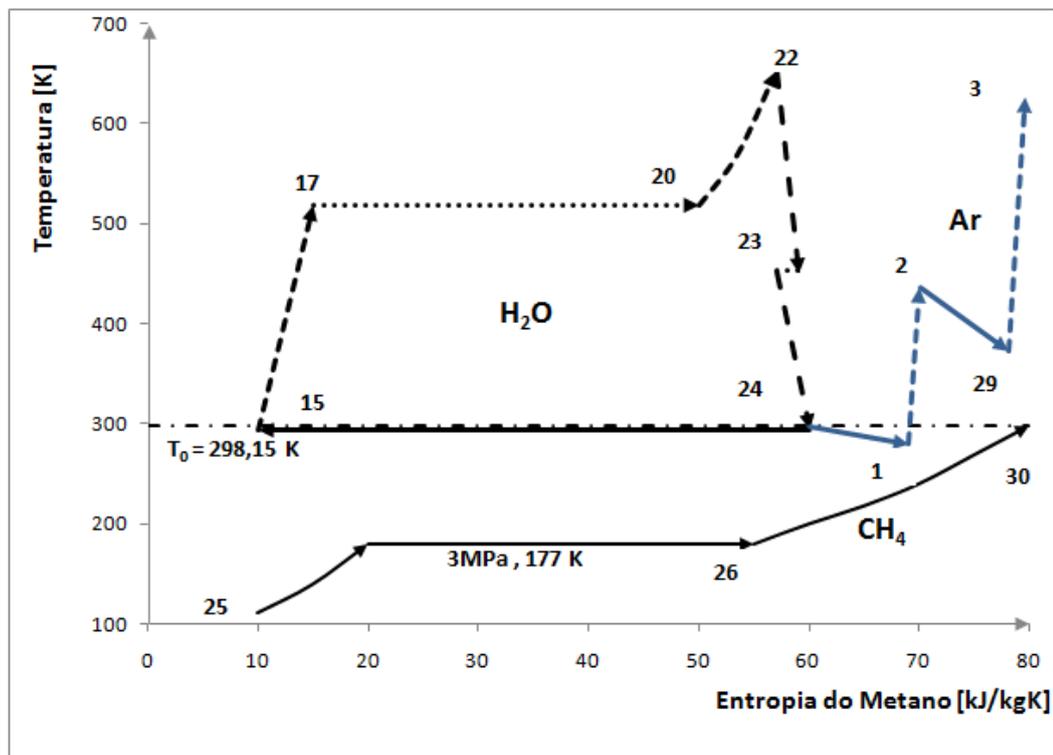


Figura 5.9 – Esquema do acoplamento entre os ciclos CHP e a Regaseificação - Água

O acoplamento possibilita que os dois sub-ciclos operem com temperaturas inferiores ao ciclo de referência, sendo que a fonte fria deixa de ser o ar ambiente e passa a ser a temperatura do GNL.

As correntes que não são apresentadas na Tabela 5.8 referentes à Figura 5.8 são variáveis calculadas pelo software.

Tabela 5.8 – Principais resultados obtidos no ciclo CHP proposto considerando $T_7=1246,0^{\circ}\text{C}$ e $\dot{W}_{LiqB} = 30 \text{ MW}$

Corrente	$p(\text{bar})$	$\dot{m}(\text{kg/s})$	$T(^{\circ}\text{C})$
1	1,013	70,21	7,32
2	7,0	70,21	164,54
3	20,5	70,21	351,37
4'	20,5	23,44	512,0
5	21	1,344	25
7	20,5	71,56	1246
8	10	71,56	1044,1
9	3	71,56	676,24
10	1.1	71,56	561,33
11	1,1	71,56	412,36
12	1,1	71,56	374,84
13	1,1	71,56	170,0
14	1,02	71,56	125
15	0,1	9,12	20,0
16	95	9,714	46,2
17	95	9,714	143,41
19	95	9,714	307,28
20	95	9,714	310,67
21	95	9,714	307,24
22	95	9,714	380
23	10	9,714	179,88
24	0,1	9,12	20,8
25	21	22,44	-162,6
26	21	22,44	-70,1
28	21	22,44	-39,0
29	7	70,21	99,31
30	21	22,44	25

A potência líquida gerada e a temperatura na entrada da turbina do sub-ciclo Brayton, foram prescritas nos mesmos valores que nos programas anteriores. Como a temperatura da fonte fria para o sub-ciclo Rankine é inferior, a pressão de expansão da turbina de condensação pode ser reduzida, conseqüentemente a eficiência e a potência gerada neste ciclo sofrem acréscimo. Efeito contrário é observado no sub-ciclo Brayton, pois a temperatura de

saída do GN após o condensador é de -70 °C na pressão de 3MPa estando na fase gasosa, com isto, a energia disponível na corrente 26 Figura 5.8 para resfriamento do ar do sub-ciclo Brayton é menor, conseqüentemente o trabalho demandado pelo compressor é superior quando comparado com o primeiro ciclo proposto.

A Figura 5.10 é obtida com a integração entre a Figura 4.3 e o ciclo CHP Alternativa 2. A figura apresenta a energia disponível no GNL e GN para a vazão de 1 kg/s e o reaproveitamento quando acoplado ao condensador e aos estágios de compressão de ar. Para leitura do gráfico, sugere-se a identificação das linhas correspondentes a cada processo de acoplamento (Condensação, Admissão e *Intercooler*), partindo do eixo vertical da direita seguindo a linha horizontal até a intersecção com a linha correspondente a temperatura do GNL (linha preta contínua), após seguir a mesma linha até as demais intersecções, sendo uma com a linha tracejada e por último o eixo vertical da esquerda. Obtêm-se então a energia reaproveitada em cada processo com a subtração entre os valores de energia do ponto anterior e o correspondente, ou seja: Condensação $971,23 - 280$; Admissão: $280 - 200$ e assim sucessivamente.

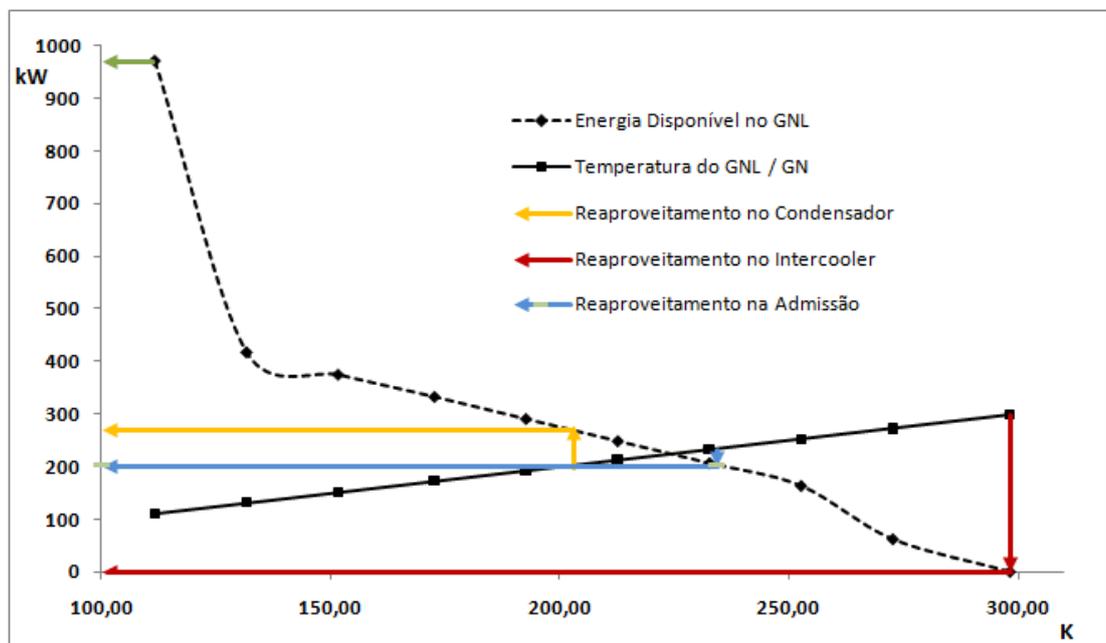


Figura 5.10 – Energia disponível no GNL e GN versus temperatura e o reaproveitamento no ciclo CHP: Alternativa 2.

Para obter-se a energia reaproveitada em cada ciclo proposto deve-se correlacionar com capacidade de regaseificação de cada planta.

Salienta-se que o acoplamento permitiu que a pressão na extração da turbina de condensação caísse de 0,6 para 0,1 bar, sendo esta 83% inferior ao ciclo de referência e ao primeiro modelo proposto.

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.

5.4.3 Alternativa 3: acoplamento entre a regaseificação e a planta de potência nos estágios de compressão do Sub-Ciclo Brayton e no condensador do sub-ciclo Rankine, utilizando nitrogênio como fluido de trabalho.

Com o propósito de reduzir ainda mais a temperatura e pressão de operação do sub-ciclo Rankine, o terceiro ciclo utiliza a montagem idêntica ao ciclo apresentado na Figura 5.8, sendo alterado o fluido de trabalho do sub-ciclo Rankine, com isto é possível reduzir a temperatura e pressão após a expansão na turbina de condensação.

O nitrogênio foi selecionado, devido as suas propriedades termodinâmicas o que possibilita operar o ciclo com baixas temperaturas.

O ciclo apresentado na Figura 5.8, opera com pressões de 35 bar e 280 °C na entrada da turbina e de 5 bar e -126 °C após a condensação. A condensação do nitrogênio ocorre com troca de calor com o GNL, fornecendo a energia necessária para a vaporização do combustível. Estes pontos de operação foram definidos de acordo com o ciclo simulado por Dizpenza, 2009, sendo que propuseram um ciclo CHP operando com dois fluidos distintos, hélio e nitrogênio.

Os parâmetros operacionais do ciclo CHP são os apresentados na Tabela 5.9, demais propriedades termodinâmicas do fluido em cada corrente, conforme Tabela 5.2 são calculadas pelo software.

Tabela 5.9 – Parâmetros das correntes do ciclo: Alternativa 3

Corrente	$p(\text{bar})$	$T(^{\circ}\text{C})$
1	1,013	-
2	7,0	-
3	20,5	-
4	-	512
5	21	25
7	-	1246
8	10	-
9	3	-
10	1.1	-
13	-	180
14	-	125
16	50	-
19	35	-
22	-	280
23	10	-
24	5	-
25	-	-161,6
26	-	-130,0
27	1,013	25
28	-	-90
30	-	25

Como a condensação do nitrogênio ocorre com temperatura de aproximadamente -120°C na pressão de 5 bar, foi necessário reduzir a pressão de vaporização do metano para 1,5 MPa, para que o troca de fase ocorresse com a temperatura inferior a condensação do nitrogênio.

Na Figura 5.11 a curva na cor preta contínua, representa a temperatura versus entropia do metano, acoplado ao ciclo CHP operando com nitrogênio no sub-ciclo Rankine, o que possibilita operar com temperaturas inferiores a do estado morto. A curva em verde, demonstra o comportamento do fluido de trabalho do Rankine e a curva em azul os processos de compressão e resfriamento do ar no compressor do sub-ciclo Brayton.

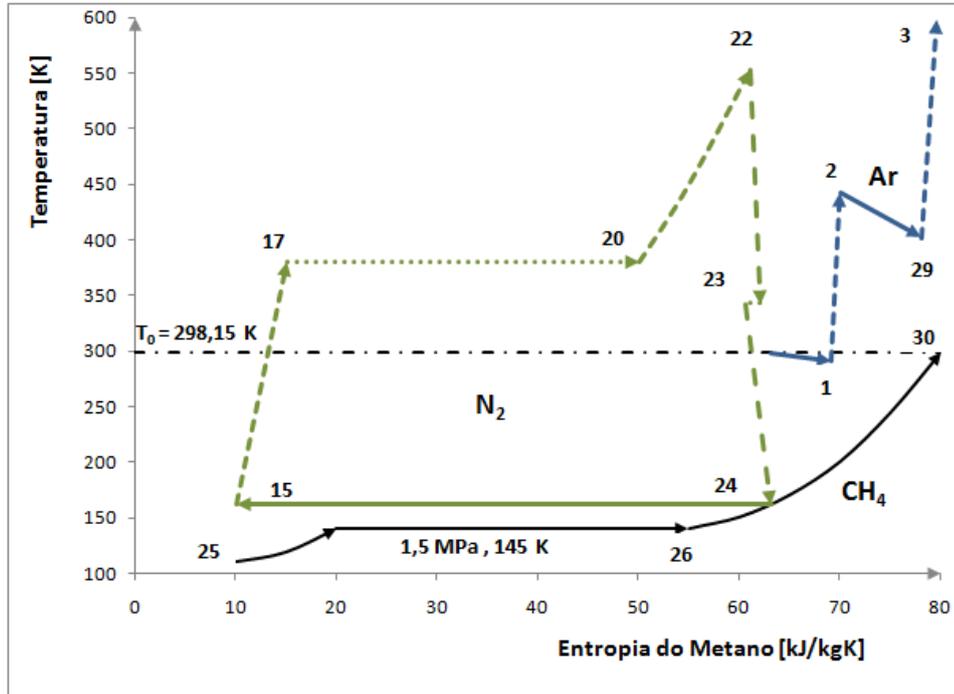


Figura 5.11 – Esquema do acoplamento entre os Ciclos CHP e a regaseificação - Nitrogênio

O que diferencia este ciclo dos demais já avaliados neste trabalho é a temperatura de operação do sub-ciclo Rankine, fazendo com que a eficiência deste ciclo sofra relevante acréscimo. Como ocorre maior troca de calor entre os fluidos, a energia disponível para o resfriamento do sub-ciclo Brayton é reduzida, conseqüentemente aumenta a potência demandada pelo compressor.

As correntes que não são apresentadas na Tabela 5.10 referentes à Figura 5.8 são incógnitas calculadas pelo software.

Tabela 5.10 – Principais resultados obtidos no ciclo CHP proposto considerando $T_7=1246,0^{\circ}\text{C}$ e $\dot{W}_{LiqB} = 30 \text{ MW}$

Corrente	$p(\text{bar})$	$\dot{m}(\text{kg/s})$	$T(^{\circ}\text{C})$
1	1,013	64,38	7,94
2	7,0	64,38	246,1
3	20,5	64,38	214,69
4'	20,5	22,91	512,0
5	21	1,281	25,0
7	20,5	65,66	1246,0
8	10	65,66	1046,4
9	3	65,66	681,2
10	1.1	65,66	566,76
11	1,1	65,66	302,62
12	1,1	65,66	282,45
13	1,1	65,66	140,0
14	1,02	65,66	125
15	5,0	92,12	-126,0
16	35	98,13	-112,86
17	35	98,13	-86,71
19	35	98,13	105,39
20	35	98,13	112,41
21	35	98,13	109,33
22	35	98,13	230,58
23	8	98,13	79,02
24	5,0	92,12	-121,38
25	21	37,80	-162,6
26	21	37,80	-129,0
28	21	37,80	-91,0
29	7	64,38	72,14
30	21	37,80	25

5.5 Considerações finais do capítulo

As rotinas de cálculo originais do programa utilizado para modelagem dos ciclos, as quais descrevem o funcionamento dos equipamentos do ponto de vista termodinâmico, são capazes de calcular vazões dos fluidos, entalpias, temperaturas, pressões e outras propriedades termodinâmicas. Para a solução dos ciclos propostos, foi necessário incluir os

conceitos de exergia para as correntes, além das propriedades para o metano e o nitrogênio em temperaturas inferiores a $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ na biblioteca do software, acrescentando-se diversas equações.

O ciclo utilizado como referência foi validado frente à solução de um problema conhecido, sendo fixados os principais parâmetros (potência líquida no sub-ciclo Brayton em 30 MW e temperatura na corrente sete em $1246\text{ }^{\circ}\text{C}$). Sendo que a comparação entre os principais resultados publicados na literatura e o ciclo elaborado foi satisfatória, obtendo-se erros insignificantes. Os demais valores obtidos para as principais variáveis são próximos ou estão dentro da faixa de valores informados pela literatura. As variáveis comparadas foram: eficiência energética e exérgica do ciclo, que no ciclo apresentado por Bejan *et. al.*, 1996, foi de 36,54 e 35,29% respectivamente (obtido 36,73 e 35,47%), potência demandada pelo compressor de 43,09 MW (obtido 42,67 MW), consumo de combustível de 1,6419 kg/s (obtido 1,6320 kg/s), razão em base mássica entre vazão de ar e combustível de 55,59 (obtido 52,78).

A primeira integração sugerida fez com que a temperatura de sucção dos estágios de compressão no sub-ciclo Brayton sofresse significativa redução, reduzindo o trabalho demandado neste processo de acordo com a Equação 3.7, e também a temperatura de descarga na corrente 29, fazendo com que o regenerador TR04 Figura 5.4 troque maior quantidade de energia, reduzindo a temperatura da corrente 11 na entrada do sub-ciclo Rankine.

No segundo acoplamento avaliado, a temperatura da vizinhança no sub-ciclo Rankine, deixa de ser o ar ambiente e passa a ser a temperatura do GNL, com isto, foi possível reduzir a pressão no segundo estágio de expansão da turbina para 0,1 bar, causando benefícios para o sub-ciclo Rankine. Como a quantidade de energia disponível na corrente 26, Figura 5.8 é inferior se comparada com a mesma corrente na Figura 5.4, a temperatura de operação dos estágios de compressão é superior resultando em maior trabalho de compressão.

Na terceira integração avaliada, o fluido de trabalho do sub-ciclo Rankine, deixa de ser a água utilizada até então e passa a ser o nitrogênio, possibilitando a operação deste ciclo com temperatura bem inferior a do estado de referência. Para este ciclo, foi necessário alterar a pressão do metano na regaseificação para 1,5 MPa, sendo que nestas condições a vaporização do combustível ocorre em temperaturas inferiores a condensação do nitrogênio.

6 RESULTADOS

Neste capítulo os resultados relativos aos ciclos de potência estudados, com base no conjunto de equações, hipóteses, parâmetros e variáveis já definidas, serão mostrados, discutidos e comparados com o ciclo de referência. Os resultados foram obtidos com o auxílio do programa *IPSEpro*, e serão apresentados principalmente em função de eficiência energética e exergetica dos ciclos com o acoplamento da planta de regaseificação aos de potência.

Para facilitar o entendimento e a comparação entre as diversas informações obtidas, os resultados deste capítulo foram organizados da seguinte forma:

- Potência líquida gerada pelos ciclos;
- Consumo específico de combustível;
- Capacidade de regaseificação de GNL;
- Eficiência energética;
- Eficiência exergetica.

Os resultados serão apresentados fazendo comparações entre os quatro casos analisados, sendo um de referência e os demais ciclos CHP sugeridos. Em todas as simulações a potência líquida do sub-ciclo Brayton, as temperaturas na entrada da câmara de combustão e na entrada da turbina de expansão T_4 e T_7 respectivamente, foram prescritas nos mesmos valores.

6.1 Potência Líquida Gerada pelos Ciclos

A potência líquida gerada é resultado do somatório das potências geradas em cada sub-ciclo subtraindo a demanda de energia em cada um, sendo estas, potências demandadas pelo compressor, motobombas de baixa e alta pressão do fluido de trabalho e de condensação nos ciclos aplicáveis.

6.1.1 Potências Geradas e Consumidas no Ciclo de Referência

A Figura 6.1 demonstra a demanda de energia e a potência gerada em cada sub-ciclo, além da potência líquida gerada no ciclo CHP de referência. A potência líquida gerada nos ciclos é obtida com as Equações 5.2 e 5.3.

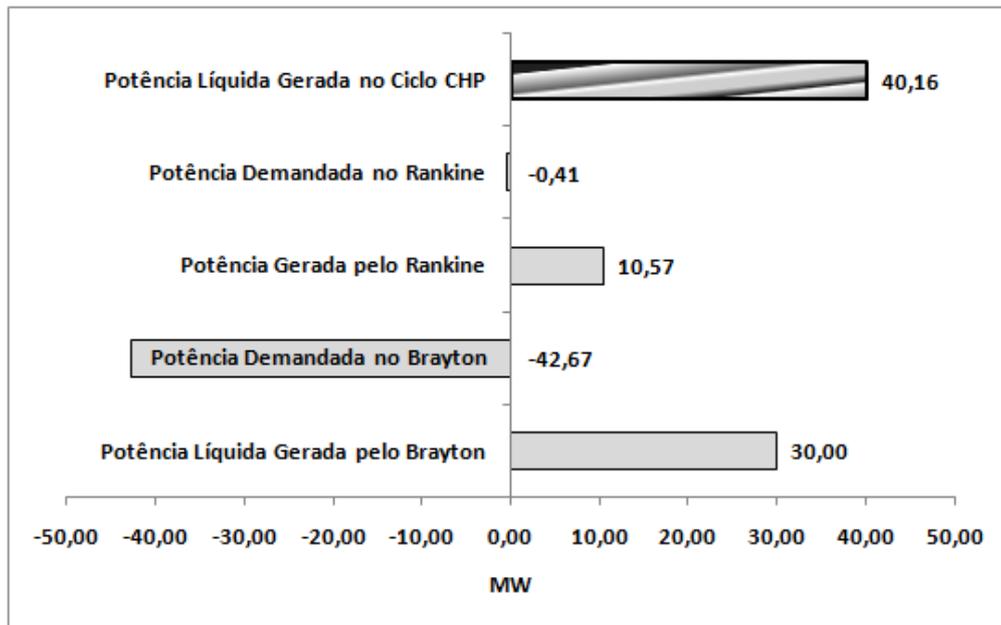


Figura 6.1 – Potências geradas e demandadas no ciclo CHP de referência

6.1.2 Potências Geradas e Consumidas no Ciclo CHP com Integração da Planta de Regaseificação no Brayton

Os principais resultados obtidos no primeiro ciclo sugerido, são apresentados na Figura 6.2, a qual apresenta um balanço energético do ciclo. Neste caso a potência líquida gerada e a temperatura em T_7 são prescritas e a regaseificação do GNL ocorre nos estágios de compressão do sub-ciclo Brayton.

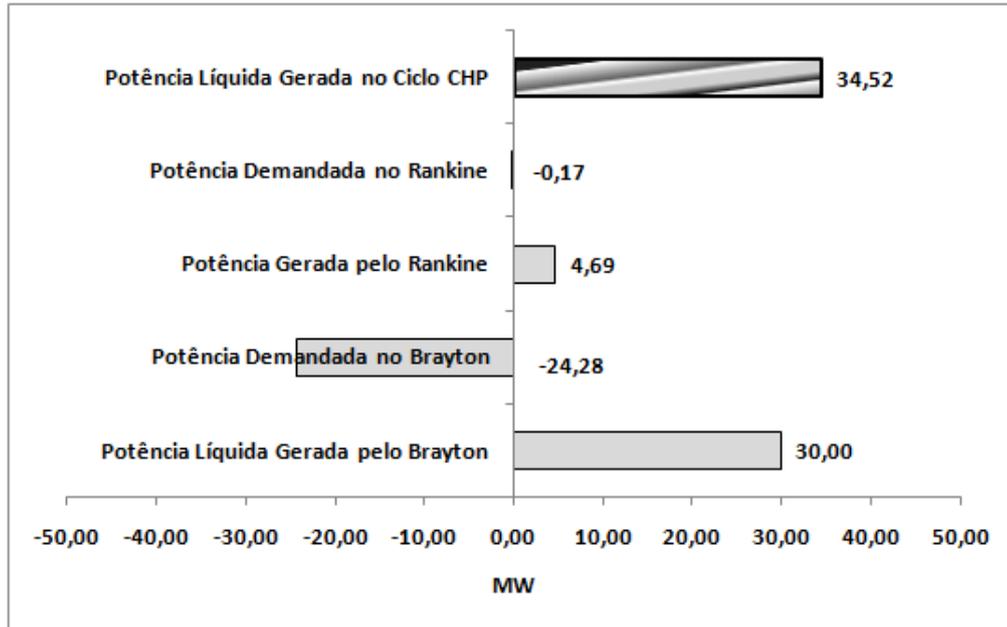


Figura 6.2 – Potências geradas e demandadas no ciclo CHP com regaseificação do GNL nos estágios de compressão do sub-ciclo Brayton

Devido à integração a potência consumida pelo compressor sofre significativa redução, resultando em acréscimo de eficiência no sub-ciclo Brayton, efeito contrário pode ser visualizado no sub-ciclo Rankine, onde a potência gerada foi 55,6% inferior ao ciclo de referência, principalmente devido ao efeito apresentado na Figura 5.6.

6.1.3 Potências Geradas e Consumidas no Ciclo CHP com Integração da Planta de Regaseificação na Condensação do Rankine e no Brayton

Nesta integração avaliasse os efeitos que o acoplamento trás para o sub-ciclo Rankine, sendo que a temperatura da vizinhança passa a ser a da regaseificação do GNL na pressão de 3 MPa, 177 K, sendo mantidos os parâmetros prescritos no sub-ciclo Brayton.

Com a temperatura na condensação do vapor reduzida, é possível trabalhar com a pressão de 0,1 bar no último estágio de expansão do ciclo a vapor.

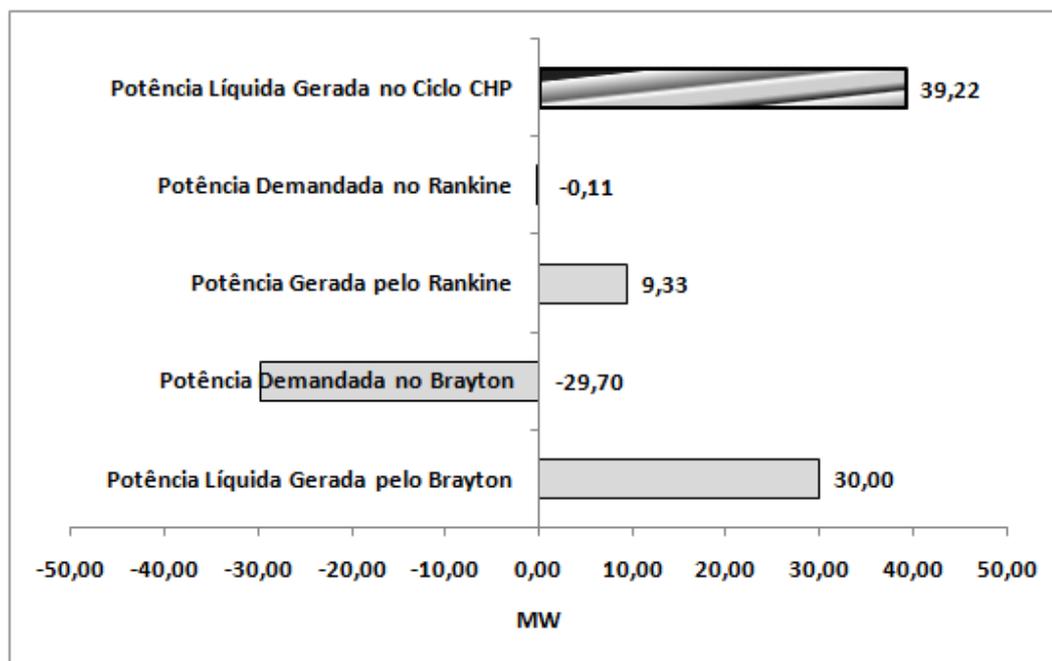


Figura 6.3 – Potências geradas e demandadas no ciclo CHP com regaseificação do GNL na condensação do Rankine e nos estágios de compressão do sub-ciclo Brayton.

Este acoplamento trás benefício para os dois sub-ciclos, pois a regaseificação ocorre em três estágios, sendo a mudança de fase do GNL no condensador do Rankine a o super aquecimento do GN nos estágios de compressão do ar no sub-ciclo Brayton.

6.1.4 Potências Geradas e Consumidas no Ciclo CHP com Integração da Planta de Regaseificação no Brayton e na Condensação do Rankine, operando com Nitrogênio.

Para operar com nitrogênio como fluido de trabalho no sub-ciclo Rankine, foi necessário aumentar a vazão mássica no sub-ciclo Rankine, pois o calor latente do nitrogênio é baixo se comparado com a água utilizada nos demais ciclos, com isto, a potência demandada na compressão do fluido sofre significante acréscimo. A Figura 6.4 ilustra a energia gerada e consumida pelo ciclo avaliado.

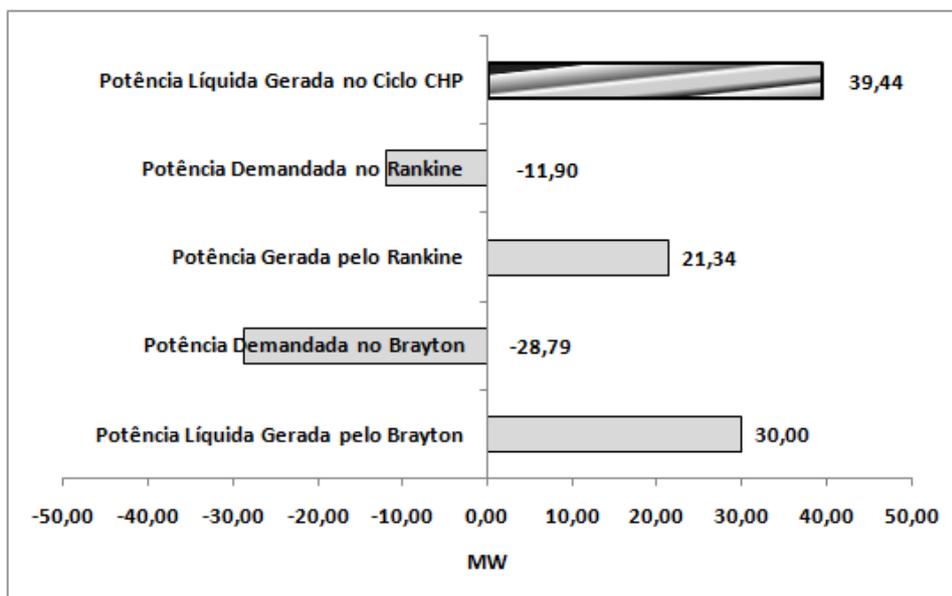


Figura 6.4 – Potências geradas e demandadas no ciclo CHP com regaseificação do GNL na condensação do Rankine e nos estágios de compressão do sub-ciclo Brayton – operando com nitrogênio

6.1.5 Ajuste para as Potências Geradas.

Para comparar a potência gerada nos ciclos, deve-se primeiramente ajustar a potência líquida obtida em relação ao consumo de combustível do ciclo de referência, pois nos ciclos simulados foi prescrita a potência líquida do sub-ciclo Brayton, tendo assim diferentes vazões de CH_4 na corrente 5. A Tabela 6.1 apresenta os valores de potência e consumo de combustível e ajusta a geração de energia para a mesma base (1,632 kg/s).

Tabela 6.1 – Ajuste entre as potências geradas e consumo de combustível

Dados para Comparação entre a Potência Gerada nos Ciclos				
	Ciclo de Referência	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Pot. Líq Ger. no Ciclo CHP [MW]	40,16	34,52	39,22	39,44
Consumo de Combustível [kg/s]	1,632	1,242	1,3436	1,2808
Consumo Específico Combustível	4,06E-05	3,60E-05	3,43E-05	3,25E-05
Acréscimo de potência Gerada para 1,632 [kg/s]	0	13,46	11,31	13,85
Pot. Total Gerada [MW]	40,16	47,98	50,53	53,29
Ganho de Potência Gerada [MW]	0	7,82	10,38	13,13

Ajustando a potência gerada nos ciclos para o consumo de 1,632 kg/s de metano, pode-se observar que o ganho de potência líquida obtida em cada ciclo foi de 7,82 MW para a Alternativa 1, 10,38 MW para a Alternativa 2 e 13,13 MW para a terceira Alternativa.

6.1.6 Razão entre Trabalho Líquido e Demandado pelo Ciclo - *Back Work Ratio*

O processo que mais demanda energia nas turbinas a gás é o processo de compressão do ar, conforme já abordado. A Figura 6.5 demonstra o trabalho necessário em cada estágio de compressão do ciclo referência, sendo obtido através das Equações 3.6 e 3.7 nas pressões e temperaturas das correntes 1, 2, 3 e 29. O eixo Y da esquerda e corresponde a temperatura do ar na entrada do primeiro estágio de compressão e o da direita faz referência à temperatura na entrada do segundo estágio.

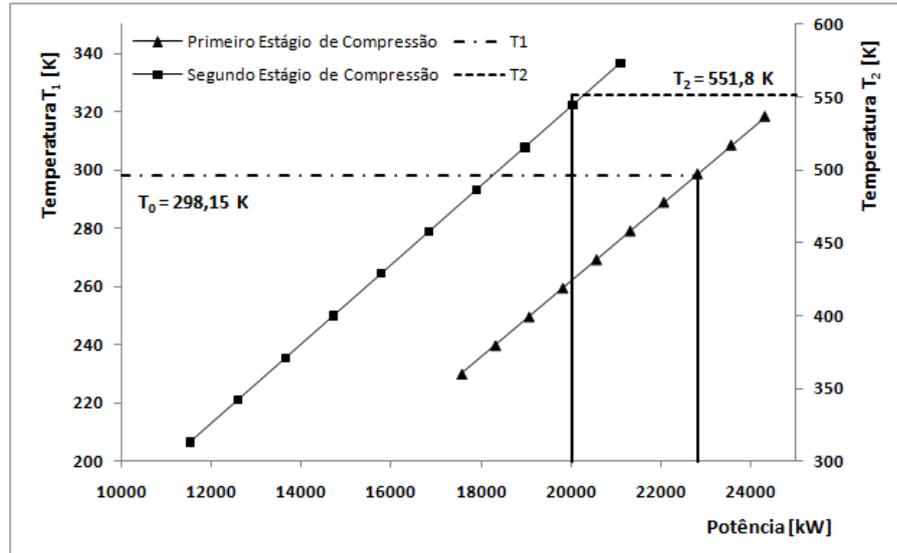


Figura 6.5 – Trabalho necessário nos estágios de compressão – Ciclo de Referência

A potência total demandada neste processo é dada pelo somatório das potências consumidas em cada estágio, sendo estas obtidas nos pontos de intersecção entre as linhas contínuas na vertical e as linhas correspondentes aos processos de compressão nas respectivas temperaturas na entrada dos estágios. A vazão de ar neste ciclo foi de 86,15 kg/s.

Um importante índice de comparação entre ciclos de turbinas a gás é a razão entre o trabalho líquido e o demandado pelo processo de compressão do ar, conforme descrito na seção 3.2 e 3.5 e Equação 3.3. A Figura 6.6 demonstra a relação em cada ciclo abordado.

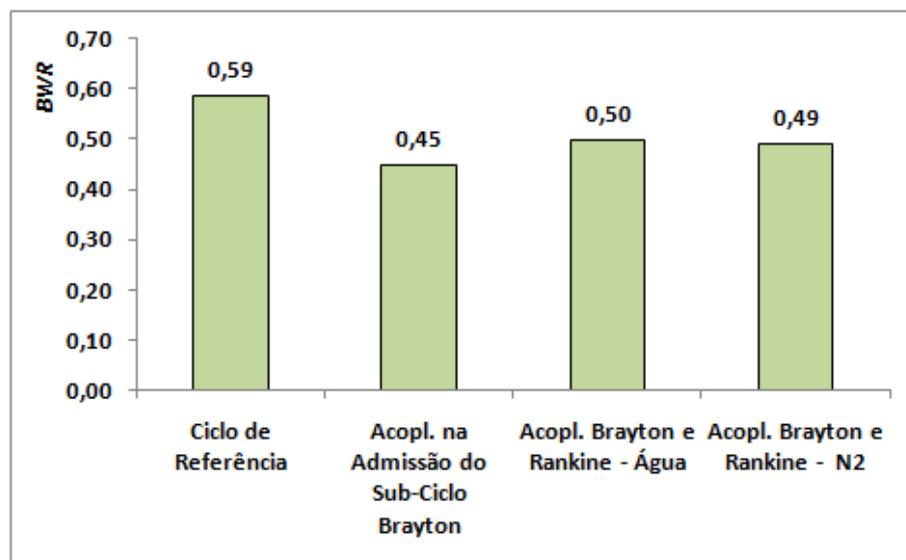


Figura 6.6 – Razão entre trabalho demandado e gerado pelo sub-ciclo Brayton

O emprego de resfriamento e sub resfriamento do ar antes dos estágios de compressão faz com que a demanda de energia neste processo sofra significativa redução, conforme abordado na seção 3.5.1, e pode ser observado na Figura 6.7. O ciclo com menor demanda de energia foi a alternativa 1 (linhas em azul), o qual utiliza a regaseificação nos estágios de admissão de ar e sub resfriamento. Para efeitos de comparação a vazão de ar em ambos os ciclos apresentados nesta figura, foram fixados em 86,15 kg/s.

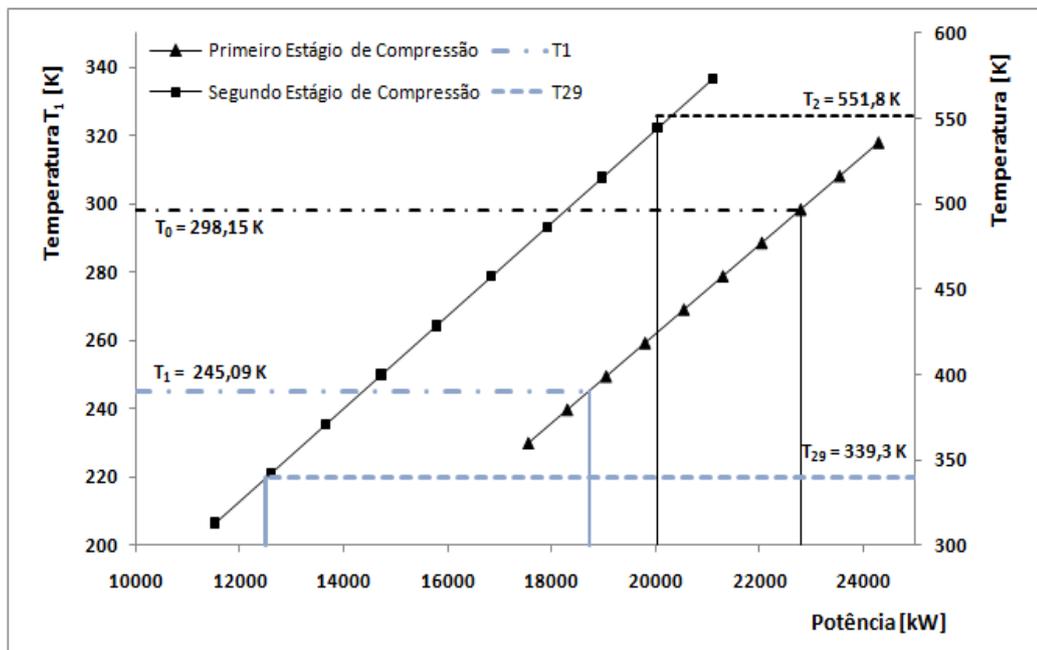


Figura 6.7 – Trabalho nos estágios de compressão com as temperaturas de operação do ciclo de referência e da alternativa 1.

A redução de trabalho nos processos de compressão é obtida pela subtração das linhas contínuas que partem do eixo X e fazem intersecção com a linha correspondente a cada processo de compressão.

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 demandada e a vazão volumétrica de ar deslocado pelo compressor diminuem, resultando em aumento da potência líquida gerada pela turbina.

6.2 Consumo Específico de Combustível

Os pontos da Figura 6.8 mostram que o consumo específico de combustível, scf , diminui com o acoplamento das plantas de regaseificação aos ciclos de potência, principalmente devido ao aumento da potência líquida obtida para a mesma proporção de combustível. A potência gerada pelo sub-ciclo Brayton permanece constante, por sua vez, a potência líquida aumenta por que ocorre redução na potência consumida nos compressores e um incremento na potência obtida pelo sub-ciclo Rankine. O consumo específico de combustível scf é obtido pela Equação 5.5, a qual negligencia a energia da corrente de metano regaseificado.

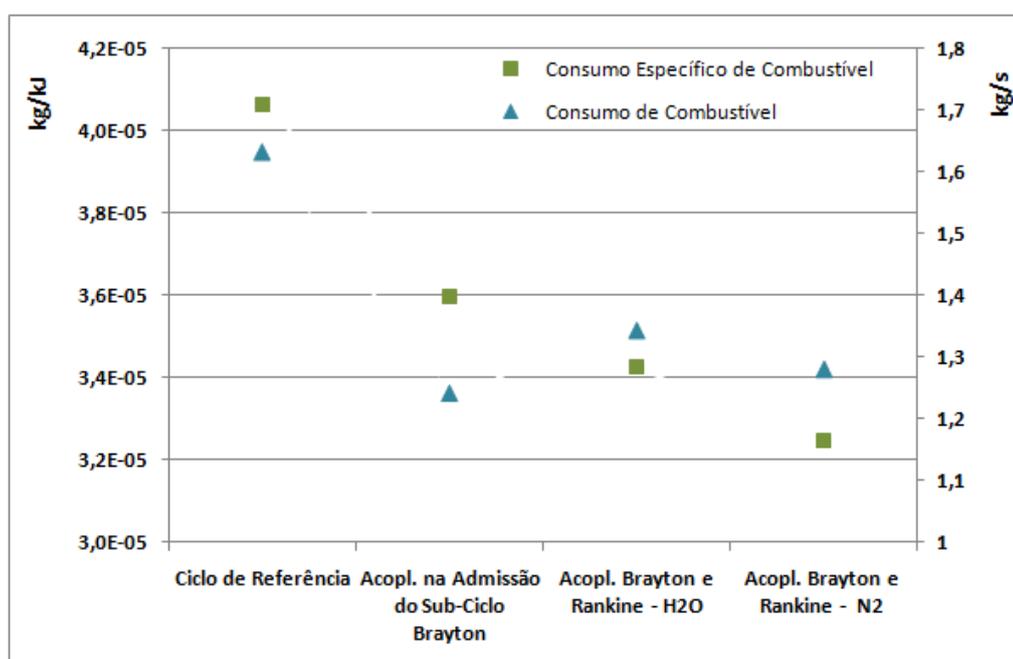


Figura 6.8 – Consumo específico de combustível nos ciclos

Uma consequência da redução do scf é um aumento do rendimento térmico dos ciclos. Embora com consumo de combustível superior ao segundo, o quarto ciclo se mostra o mais eficiente entre os avaliados.

6.3 Capacidade de Regaseificação de GNL

Como os ciclos embora tenham montagem semelhantes, possuem pontos de operação bem distintos e aliado a isso, a potência líquida gerada pelo sub-ciclo Brayton foi prescrita em 30 MW, como as eficiências são diferentes, cada ciclo CHP obteve capacidade de regaseificação diferentes, mesmo para o mesmo consumo de combustível do ciclo de referência.

A capacidade de regaseificação das plantas é dada em milhões de m³/dia de GN e é ilustrada na Figura 6.9.

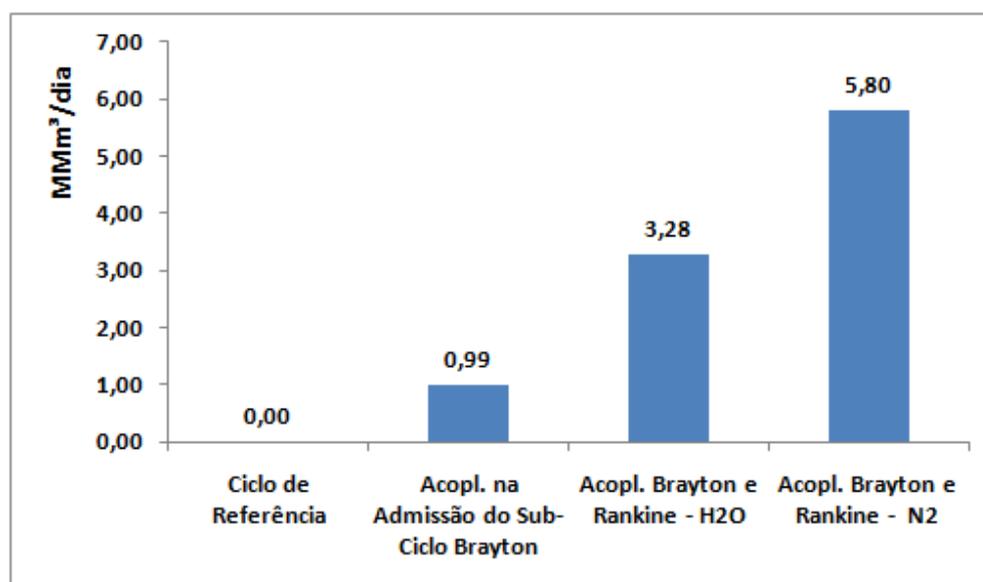


Figura 6.9 – Capacidade de regaseificação dos ciclos

Para efeitos de comparação, os terminais de regaseificação em operação na Baía de Guanabara no Rio de Janeiro e o de Pecém no Ceará, possuem capacidade de regaseificação de 14 e 7×10^6 m³/dia de GN respectivamente. O terceiro terminal da Petrobras que foi anunciado o início da construção em 03/2011, ficará localizado na Bahia e terá capacidade idêntica ao terminal da Baía de Guanabara (14×10^6 m³/dia).

6.4 Eficiência Energética

Na análise energética dos ciclos sugeridos, os resultados obtidos com emprego das equações apresentadas nos capítulos 3 e 5, com os parâmetros estabelecidos e as considerações utilizadas, estão presentes na Tabela 6.2. A razão de ar / combustível nos ciclos ficou entre 50,27 e 52,79.

Tabela 6.2 – Resultados energéticos obtidos nos ciclos.

	CHP de Referência	CHP com Acopl. na Admissão do sub-ciclo Brayton	CHP com Acopl. rayton e Rankine com H2O	CHP com Acopl. Brayton e Rankine com N2
$\dot{W}_{Liq.} [MW]$	40,16	34,52	39,22	39,44
$\dot{W}_{LiqB.} [MW]$	30,00	30,00	30,00	30,00
$\dot{W}_{LiqR.} [MW]$	10,57	4,69	9,33	21,34
$\dot{W}_{LiqGNL} [MW]$	0,0	5,04	5,45	4,33
η_{cicloB}	36,73	48,27	44,61	46,80
η_{cicloR}	20,93	18,30	30,58	33,29
$\eta_{cicloCHP}$	49,68	55,54	58,31	61,53
$\eta_{cicloCHP+GN}$	49,68	63,64	66,42	68,28

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.

Devido principalmente ao sub resfriamento do fluido de trabalho do sub-ciclo Brayton a alternativa 1 apresenta o melhor rendimento energético se comparado o sub-ciclo isolado, a alternativa 2 sofre um acréscimo na eficiência nos dois sub-ciclos, gerando resultados melhores para o ciclo combinado se comparado com os casos 1 e 2. A alternativa 3, apresenta os melhores valores de eficiência energética entre os ciclos, devido que as temperaturas de operação dos dois sub-ciclos sofrem redução expressiva, trazendo benefícios para ambos.

6.5 Eficiência Exergética

A eficiência exergética dos ciclos avaliados são apresentadas de quatro formas, sendo elas, eficiência do ciclo Brayton, Rankine, do ciclo combinado e por fim do ciclo CHP considerando o GN regaseificado como produto. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 – Resultados exergéticos obtidos nos ciclos.

	CHP de Referência	CHP com Acopl. na Admissão do sub-ciclo Brayton	CHP com Acopl. rayton e Rankine cor H2O	CHP com Acopl. Brayton e Rankine cor N2
$\mathcal{E}_{EicicloB}$	35,47	46,6	43,07	45,19
$\mathcal{E}_{EicicloR}$	20,03	17,62	28,97	32,05
$\mathcal{E}_{EicicloCHP}$	47,96	53,62	56,30	59,40
$\mathcal{E}_{EicicloCHP+GN}$	47,96	59,53	63,42	67,48

Na Figura 6.10.a e b, é possível observar eficiência exergética do ciclo combinado com a variação da pressão de extração da turbina de condensação do sub-ciclo Rankine e com a variação da temperatura de entrada do ar no compressor do sub-ciclo Brayton.

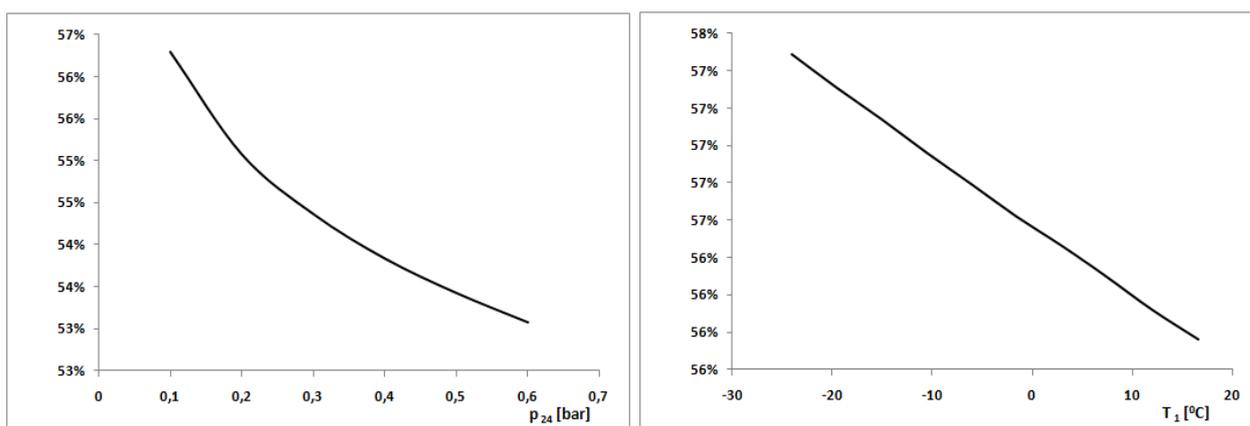


Figura 6.10 – Comportamento da eficiência exergética do ciclo combinado em relação à

- a) pressão de extração da turbina de baixa pressão do sub-ciclo Rankine e b) temperatura do ar na entrada do compressor do sub-ciclo Brayton.

Percebe-se através da análise dos gráficos da Figura 6.10 que pressão de extração da turbina do sub-ciclo Rankine, assim como no caso da eficiência energética, tem maior influência na eficiência exergética do ciclo combinado.

A eficiência exergética global dos ciclos simulados ficou entre 47,96 à 67,48%, abaixo da eficiência energética. Segundo a literatura, espera-se em um ciclo Rankine teórico que a eficiência exergética seja acima de 80%. O que ocorre, é que em um ciclo teórico as perdas são negligenciadas e não consideram o fato de dos processos não serem isentrópicos.

A Figura 6.11 apresenta o reaproveitamento da energia disponível no GNL quando acoplado exclusivamente aos processos de compressão do ar (Alternativa1), neste caso a maior quantidade de energia é trocada no resfriador do ar de admissão, o sub resfriamento ou *intercooler* é responsável pelo reaproveitamento de aproximadamente 43% da energia disponível.

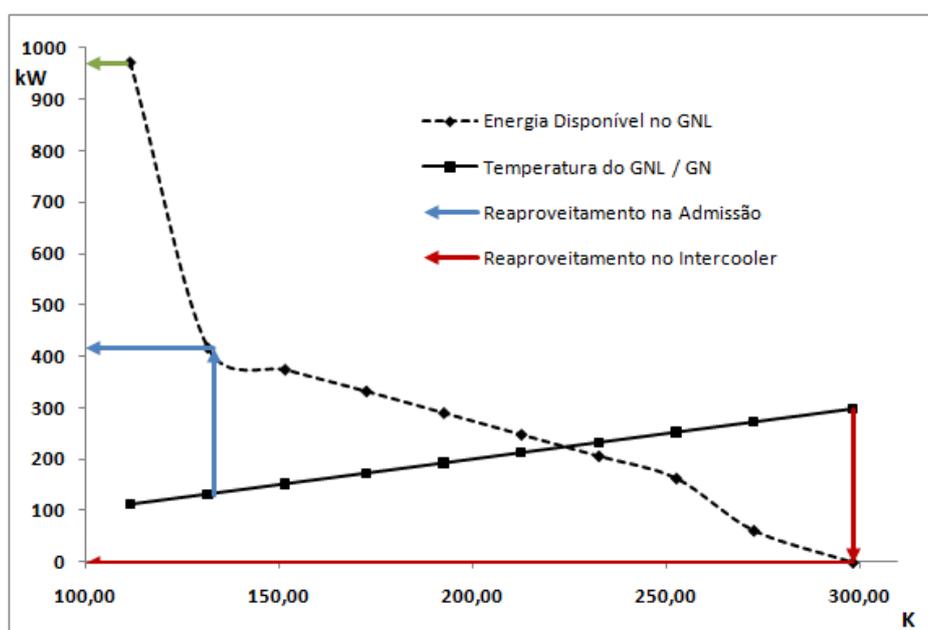


Figura 6.11 – Energia disponível no GNL e GN versus temperatura e o reaproveitamento no ciclo CHP: Alternativa 1.

O comportamento da energia disponível do GNL quando acoplado à Alternativa 2 pode ser observado na Figura 6.12. Nota-se que a maior parte da energia disponível do GNL foi entregue ao sub-ciclo Rankine, pois é neste trocador de calor onde ocorre a troca de fase do gás e grande parte da energia é liberada durante este processo. Nos dois trocadores

remanescentes ocorre o super aquecimento do GN para posterior utilização no ciclo e distribuição no gasoduto.

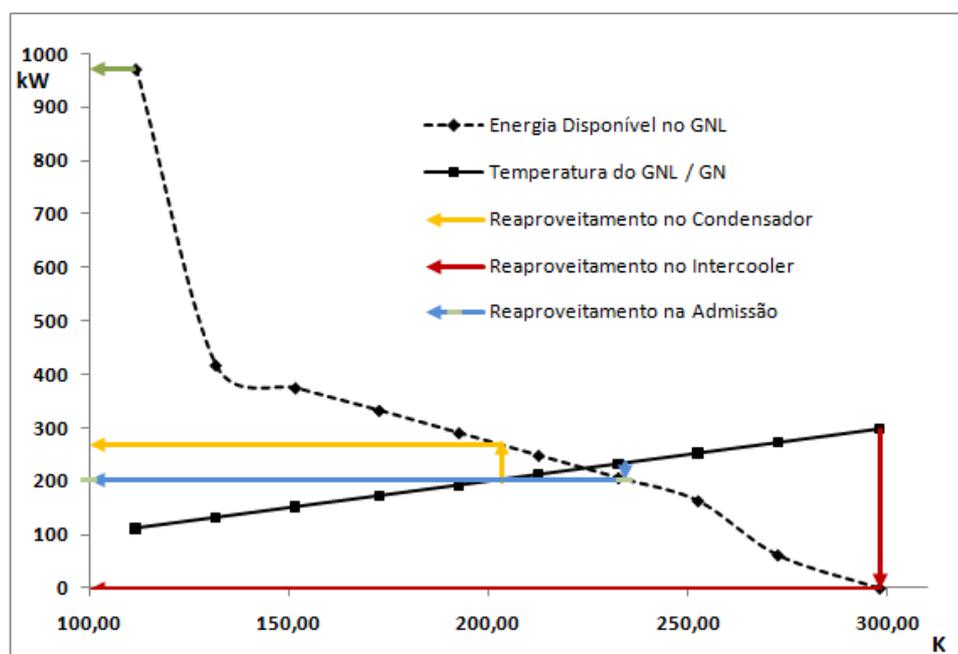


Figura 6.12 – Energia disponível no GNL e GN versus temperatura e o reaproveitamento no ciclo CHP: Alternativa 2.

6.6 Considerações finais do capítulo

Baseados em três propostas de integração entre os ciclos de potência e o processo de regaseificação do GNL, as seções deste capítulo apresentaram e discutiram os resultados obtidos. Uma conclusão imediata é que, em princípio, todas as propostas estudadas obtiveram eficiências energéticas e exergéticas superiores ao ciclo de referência.

A Alternativa 1 foi a qual se obteve os extremos em critérios de eficiência térmica, sendo que o sub-ciclo Brayton teve o melhor desempenho e o Rankine o pior, sendo 48,27 e 18,3% respectivamente. O sub-ciclo Brayton obteve desempenho de 31,42% superior ao ciclo de referência, já o Rankine teve redução de 12,57% provocado pela redução de temperatura na corrente 11 na entrada deste ciclo. Das três alternativas propostas, esta foi a que teve menor relação BWR , 0,81 e maior consumo específico de energia scf .

O segundo ciclo proposto a pressão de extração da turbina do sub-ciclo Rankine sofreu significativa redução, saindo de 0,6 para 0,1 bar, desta forma o desempenho do sub-ciclo

Rankine foi beneficiado sofrendo acréscimo de 46,06% de eficiência térmica, saindo de 20,93 para 30,57%. Dos três ciclos propostos obteve a maior relação *BWR*, 0,50.

O ultimo ciclo proposto Alternativa 3, obteve os melhores resultados energéticos e de capacidade de regaseificação, sendo estes 20,83% superior em eficiência energética para o Brayton, 59,05% superior para o Rankine e com capacidade de regaseificar 37,81 kg/s de metano. Também obteve o menor consumo específico de combustível *scf*.

7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE CONTINUIDADE

Neste trabalho foram elaboradas duas análises, sendo a primeira um estudo sobre a cadeia do GNL, desde a liquefação do metano até os pontos de distribuição, identificando os consumidores de energia e destruidores de exergia. A segunda parte do trabalho foi proposto três ciclos combinados de potência integrados ao processo de regaseificação do GNL, comparado-se o desempenho obtido em cada um com o ciclo CHP de referência. Este modelo foi validado com base na literatura pesquisada e mostrou-se adequado, já que representou satisfatoriamente as principais variáveis.

7.1 Conclusões

A análise da cadeia do GNL demonstrou que, os processos envolvidos consomem 14,81% da energia disponível no gás na entrada da planta de liquefação, negligenciando o consumo do navio, a fase de exploração e purificação.

Da energia consumida na cadeia 24,12% são adicionadas ao metano na forma de exergia, estando disponível no GNL e suscetível a processos de reaproveitamento.

Os resultados mais importantes da simulação da cadeia foram: a energia específica consumida da cadeia representa 5.295,13 kJ/kg de metano, as perdas de massa representam 2.111,9 kJ/kg e a destruição de exergia significa que 1.789,25 kJ/kg quando a regaseificação do GNL ocorre com água do mar ou queima de gás.

Para evitar a destruição de exergia disponível no GNL, propõem-se o acoplamento entre ciclos combinados de potência (Brayton-Rankine) com a planta de regaseificação de GNL, proporcionando benefício mútuo, ou seja, acréscimo de eficiência dos ciclos térmicos e regaseificação do metano sem adição de energia elétrica.

A integração entre as plantas proporcionou o reaproveitamento de grande parte da exergia física disponível no gás. Com isto é possível uma redução 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 regaseificação convencionais.

Para o arranjo proposto entre as plantas, conseguiu-se um ganho na geração de potência de 7,82 MW para a Alternativa 1, 10,38 MW para a Alternativa 2 e 13,13 MW para a Alternativa 3, quando comparado com o ciclo de referência com a mesma vazão de combustível (1,632 kg/s). Conseguiu-se vaporizar uma vazão mássica de gás de 6,24; 22,44 e 37,81 kg/s, por ciclo proposto, sendo que parte serve para suprir a utilizada na câmara de combustão da planta CHP e o restante é direcionado para a distribuição.

Do ponto de vista da análise de energia disponível, foi possível obter uma eficiência exergética de 53,62%; 56,30% e 59,40% para os ciclos combinados propostos, desprezando o GN como produto. O que representa um ganho de 11,8; 17,39 e 23,85% em comparação com o ciclo referência.

Notou-se que a pressão na extração da turbina sub-ciclo Rankine é o fator que mais influência o comportamento dos ciclos, tanto na questão energética como na exergética.

Das alternativas de ciclos propostos, salienta-se que a terceira opção apresentou rendimento energético e capacidade de regaseificação de GNL superiores aos demais, porém este ciclo é dependente da corrente de metano líquido como fonte fria. Os demais ciclos embora com rendimento inferiores se mostram mais convenientes pelo fato de que mesmo com a interrupção da regaseificação eles podem operar como um ciclo convencional, somente sofrendo redução da eficiência.

Se os resultados obtidos na Alternativa 1 do presente trabalho, fossem aplicados a um ciclo combinado de potência de 600 MW idêntico a planta de Uruguaina no Rio Grande do Sul, significa que pode-se ter um acréscimo na energia gerada de 35,16 MW, representando um ganho de eficiência no ciclo de 5,86%, sem alterações drásticas ao ciclo e sem aumento no consumo de combustível.

7.2 Sugestões de Continuidade

O presente trabalho pode servir como ponto inicial de futuras teses, dissertações e trabalhos de conclusão de curso. Estudos relacionados com uma análise exergoeconômica sobre os ciclos apresentados se mostra muito oportuna, visto que embora sejam semelhantes, possuem particularidades nos pontos de operação custo de equipamentos bem diferentes.

Sugere-se também uma análise técnica e econômica da planta de regaseificação em Rio Grande (RS) com os gasodutos necessários para abastecer a usina termelétrica de

Uruguaina (600 km) versus a transferência da usina para a cidade de Rio Grande e acopla-la ao processo de regaseificação.

O ciclo CHP operando com nitrogênio pode ser aperfeiçoado, visto que possui particularidades de equipamentos e pontos de operação bem distintos e também a utilização de outros fluídos de trabalho, com o por exemplo hélio, etano e eteno.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Acunha Júnior, I.C.; Carotenuto, A.; Perin, A.L.; Fontana, D.H.G., Klein, L.F.; Gonçalves, G.R and Smith Schneider, P., 2008. **“Energy recovery from liquefied natural gas vaporization: the role of coupled thermal systems”**, 12th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences.

ANP, **Agência Nacional do Petróleo** – Panorama Atual do Mercado de Gás Natural, 2008.

ANEEL Agencia Nacional de Energia Elétrica, **Atlas da Energia Elétrica no Brasil**, 2002.

Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M., 1996. **“Thermal Design and Optimization”**, John Wiley & Sons, USA, 542 pp.

Boyce, M. P., **Gas Turbine Engineering Handbook**, Gulf Professional Publishing, Houston, 2002.

Chang H-M.; Chung M-J.; Kin M-J.; Park S-B., **Thermodynamic design of methane liquefaction system based on reversed-Brayton cycle**, Cryogenics (2008), doi: 10.1016/j.cryogenics. 2008.08.006.

Cohen, H.; Rogers G. F. C., Saravanamutto, H. I. H.; **Gas Turbine Theory**, Lougman Group, London, 1996.

Dispenza, C.; Dispenza, G.; La Rocca, V.; Panno, G. **Exergy recovery during LNG regasification: Electric energy production – Part one**. Applied Thermal Engineering, v. 29, p. 380-387, 2009a.

Dispenza, C.; Dispenza, G.; La Rocca, V.; Panno, G. **Exergy recovery during LNG regasification: Electric energy production – Part two**. Applied Thermal Engineering, v. 29, p. 388-399, 2009b.

Dispenza, C.; Dispenza, G.; La Rocca, V.; Panno, G. **Exergy recovery in regasification facilities – Cold utilization: A modular unit**. Applied Thermal Engineering, v. 29, p. 3595-3608, 2009c.

De Toni Jr, R. A, **Estudo Comparativo de Sistema de Regaseificação de Gás Natural Líquido**. Trabalho de Diplomação - DEMEC-UFRGS, 2009.

Foss, M. M. **Introduction to LNG – An overview on liquefied natural gas (LNG), its properties, organization of the LNG industry and safety consideration**. Energy Economics Research at the Bureau Economic Geology. The University of Texas 2007.

GASNET. **GNL será em breve comercializado globalmente. 2009**. Disponível em <http://WWW.gasnet.com.br>.

Zeus Virtual Energy Library. Disponível em WWW.zeuslibrary.com.

Hasan Faruque M. M.; Zheng Minghan A.; Karimi I. A. **Minimizing Boil-Off Losses in Liquefied Natural Gas Transportation**. (2009), American Chemical Society.

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.

International Energy Outlook; 2008.

Kern D. Q. 1950, **Process Heat Transfer**; McGraw-Hill: New York.

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.

Lee, H. L. 1993 **Design for Supply Chain Management: Concepts and Examples. In Perspectives in Operations Management: Essays in Honor of Elwood S. Buffa**; Sarin, R. K., Ed.; Kluwer Academic Publishers: Boston,; pp 44-66.

Lefebvre, A. H., **Gas Turbine Combustion**, Taylor & Francis, Philadelphia, 1998.

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.

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

NIST. **Thermodynamic tables**. National Institute of Standards and Technology,

Paz, A.E.C., 2002, **Simulação de Sistemas Térmicos de Potência para Geração de Energia Elétrica**, Faculdade de Engenharia, UFRGS, Porto Alegre.

Querol E. **Boil off gas (BOG) management in Spanish liquid natural gas (LNG) terminals**. Appl Energy (2010), doi: 10.1016/j.ap energy.2010.04.021.

Ramos, F. E. 2007, **Análise do desempenho de um sistema de cogeração com uma microturbina a gás natural**, PUC – Rio de Janeiro.

Stradioto D.A. and Smith Schneider, P. **Energy Consumption, Destruction of Exergy and Boil Off During the Process of Liquefaction, Transport and Regasification of Liquefied Natural Gas**. 13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. ENCIT 2010.

Sgarbi, V. P., **Aproveitamento da Energia Disponível na Regaseificação de Gás Natural Líquido pelo Acoplamento de Ciclos de Potência Combinados**. Trabalho de Diplomação - DEMEC-UFRGS, 2009.

Simtech, 2000. **IPSEpro Process Simulator – User Documentation: Program Modules and Model Libraries**, SimTech Simulation Technology (www.simtechnology.com).

Szargut, J.; Szczygiel, I. **Utilization of the cryogenic exergy of liquid natural gas (LNG) for the production of electricity**. Energy, v. 34, p. 827-837, 2009.

Stoecker, W.F., 1989. **Design of Thermal Systems**, Mc Graw-Hill.

Thomas, S.; Dawe, R. A. **Review of Ways to Transport Natural Gas Energy from Countries Which do not need the Gas for Domestic Use**. Energy 2003, 28, 1461-1477.

Turns, S. R., **An Introduction of Combustion: Concepts and Applications**, McGrall-Hill, Singapore, 2000.

Tusiani 2007, **LNG by Gordon Shearer**, Michael D., Hardcover; Gordon Shearer, Michael D. Tusiani.

Van Wylen, G.; Sonntag, R. E.; Borgnakke, C. **Fundamentos da termodinâmica**. 6. ed. São Paulo: Edgar Blücher, 2003. 577 p.

Whitmore, W. D.; baxter, V. K.; laska, S. L. **A critique of offshore liquefied natural gas (LNG) terminal policy**. Ocean & Coastal Management, v. 52, p. 10-16, 2009.

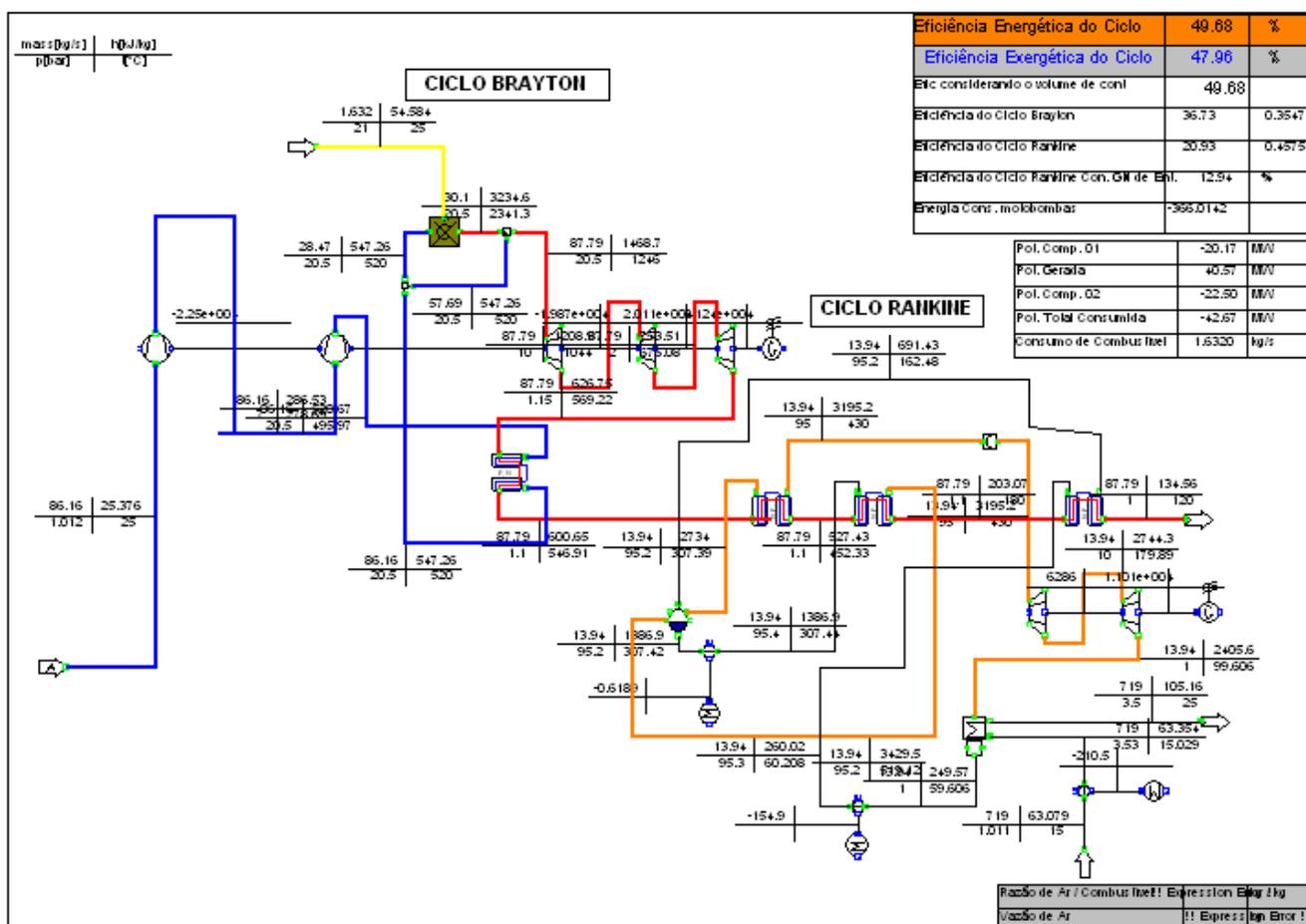
World Energy Outlook: IEA: Paris, 2006.

APÊNDICES

Neste apêndice, são apresentados os ciclos simulados no IPSE_{pro} para obtenção dos resultados demonstrados no presente trabalho. Além dos 4 ciclos apresentados no trabalho, foram simulados outras três formas de acoplamento entre as plantas, tais como: Ciclo CHP com regaseificação com água do mar; Ciclo CHP com queima de GN para evaporação do metano e por fim; Ciclo CHP com a regaseificação utilizando os gases de exaustão do ciclo de potência.

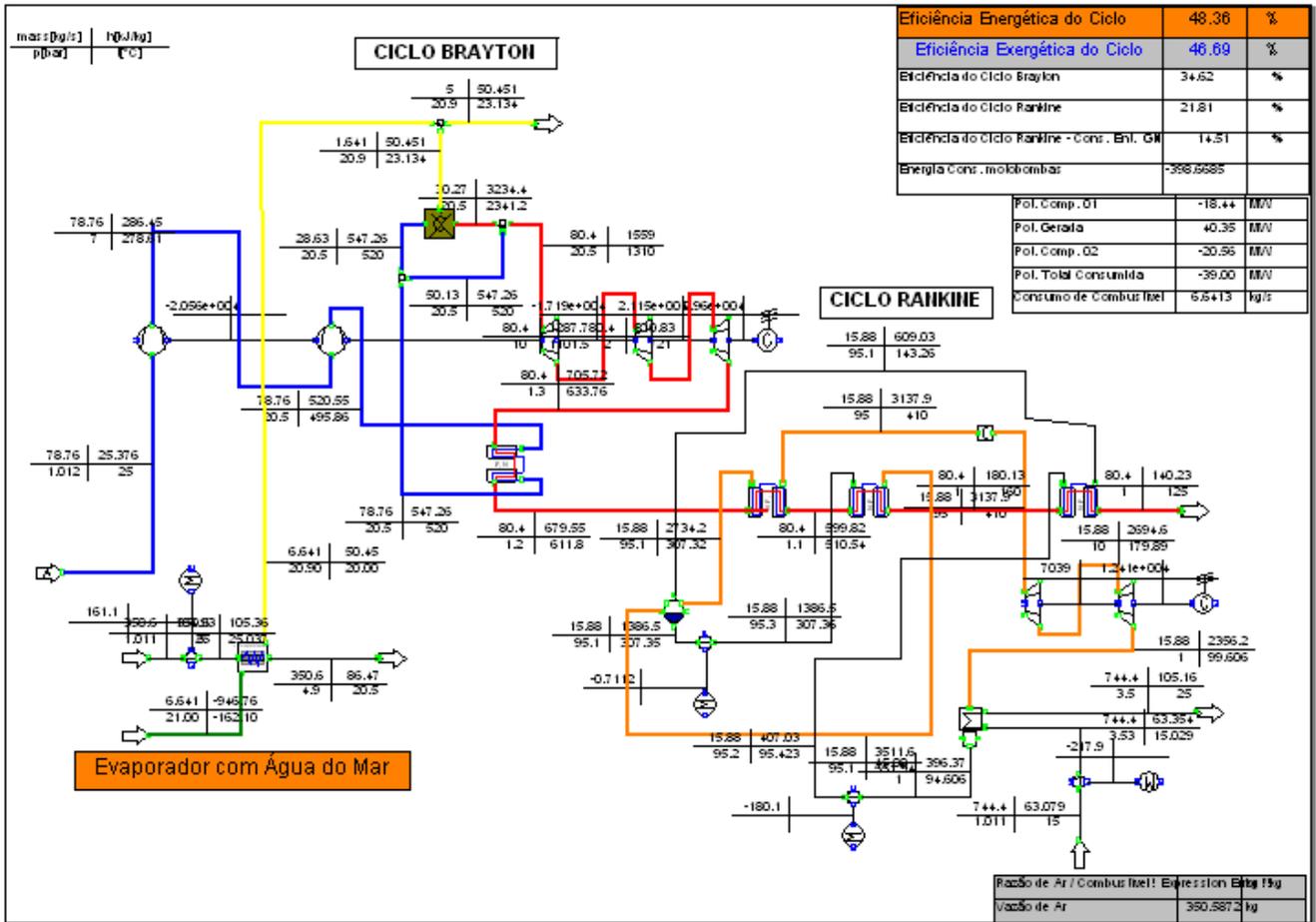
A1 Ciclo CHP Convencional Utilizado de Referência

Este ciclo considera que o metano esteja disponível na entrada da planta nas condições de 25 °C e 1,013 bar.



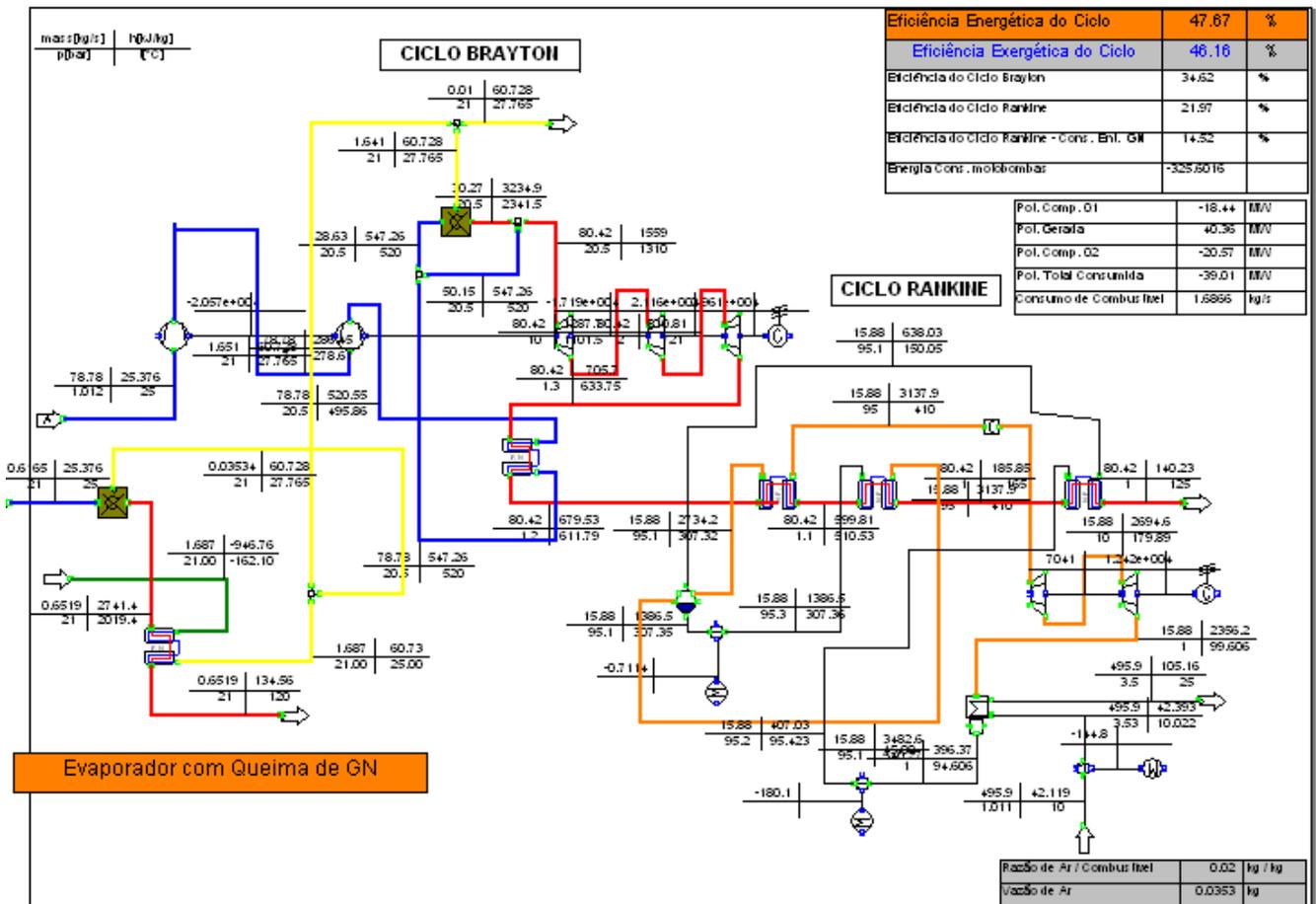
A2 Ciclo CHP Convencional com Regaseificação do GNL Utilizando Água do Mar

Este ciclo considera que o abastecimento do metano a planta de potência seja feito na forma líquida e que a regaseificação ocorra utilizando água do mar, conforme descrito na seção 2.6.2.



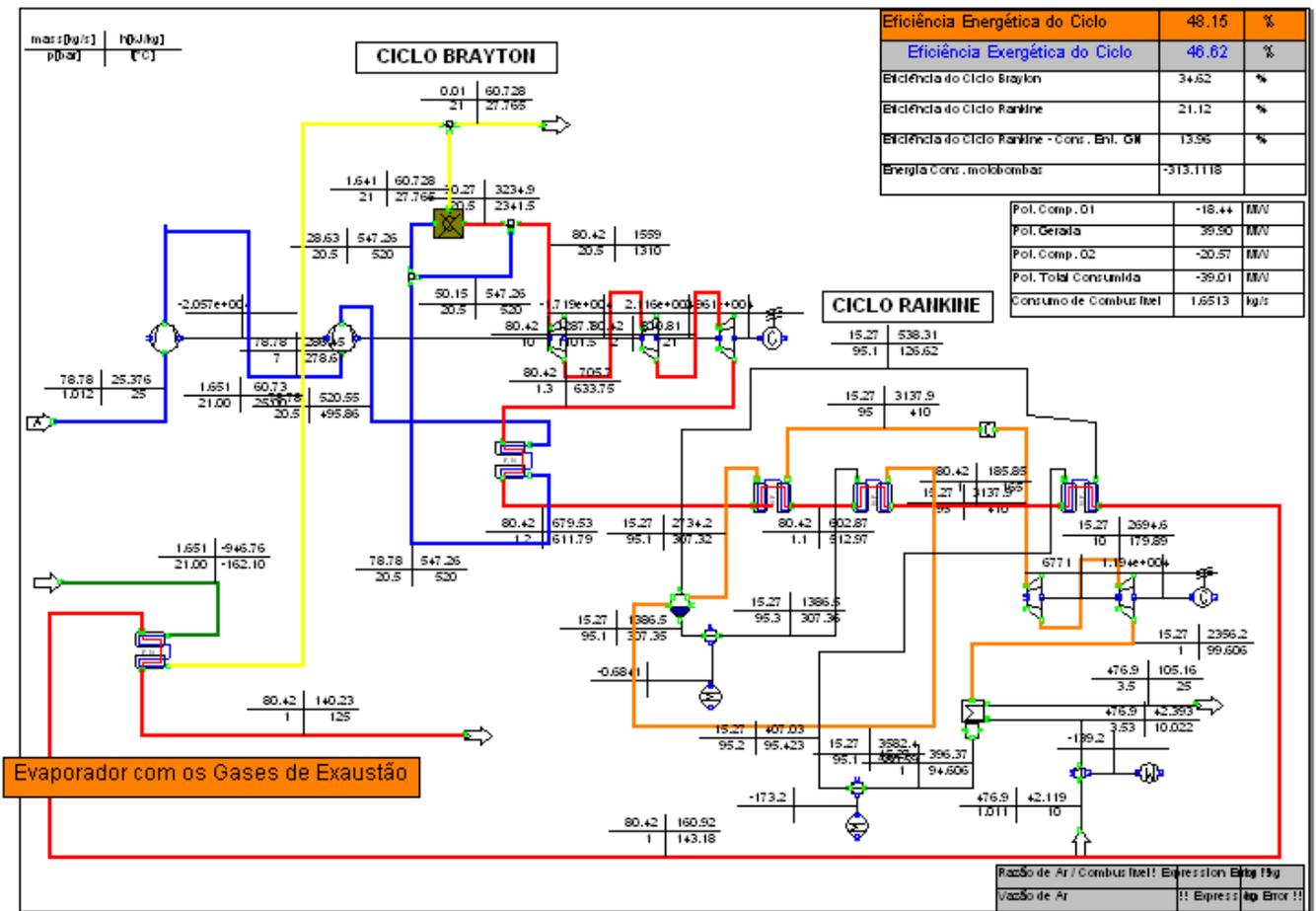
A3 Ciclo CHP Convencional com Regaseificação do GNL Utilizando Queima de GN

Este ciclo considera que o abastecimento do metano a planta de potência seja feito na forma líquida e que a regaseificação ocorra através da queima de GN, conforme descrito na seção 2.6.1.



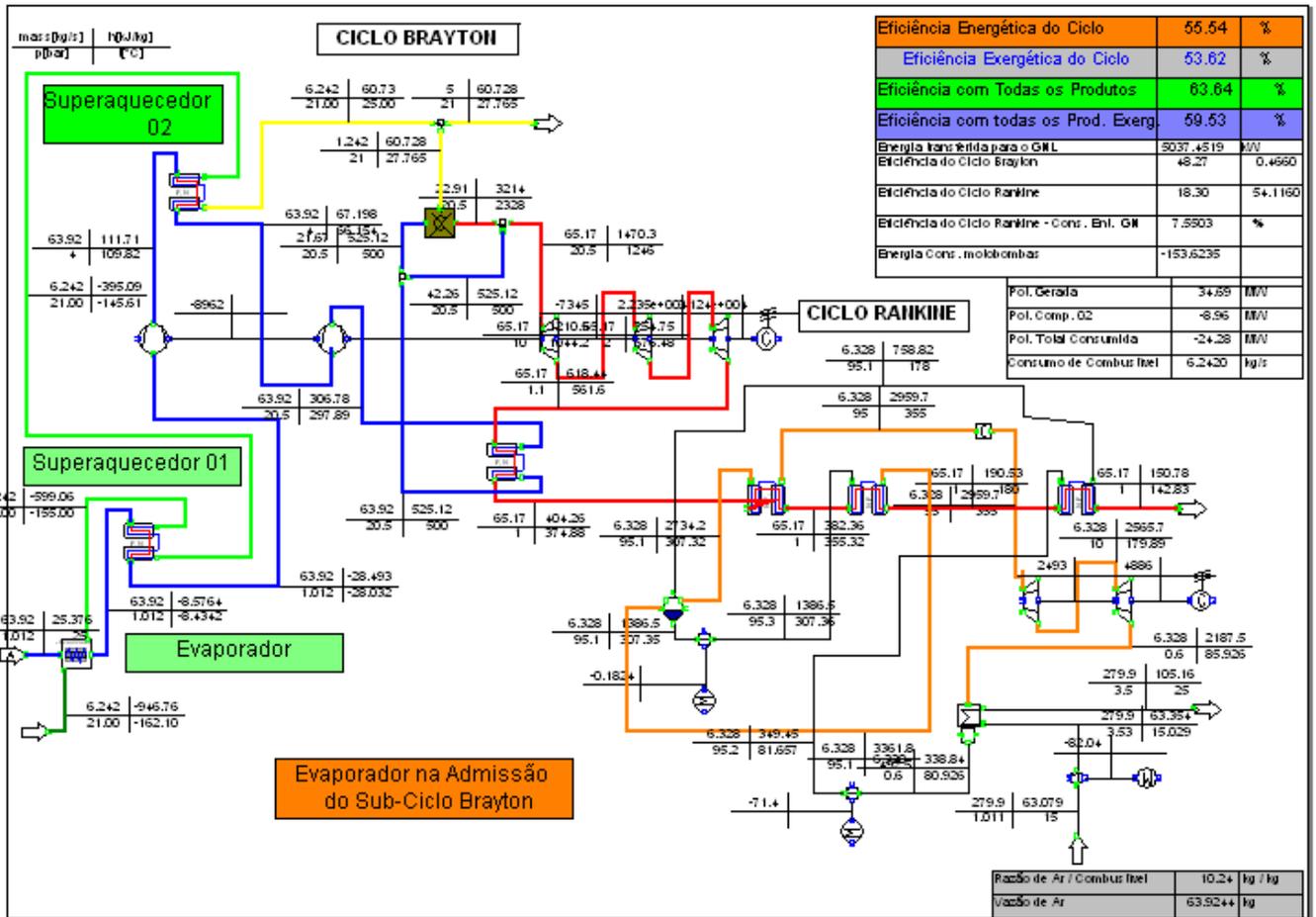
A4 Ciclo CHP Convencional com Regaseificação do GNL Utilizando o Rejeito de Calor dos Gases de Combustão do Ciclo de Potência

Este ciclo considera que o abastecimento do metano a planta de potência seja feito na forma líquida e que a regaseificação ocorra utilizando os gases de exaustão do ciclo de potência, conforme descrito na seção 2.6.4.



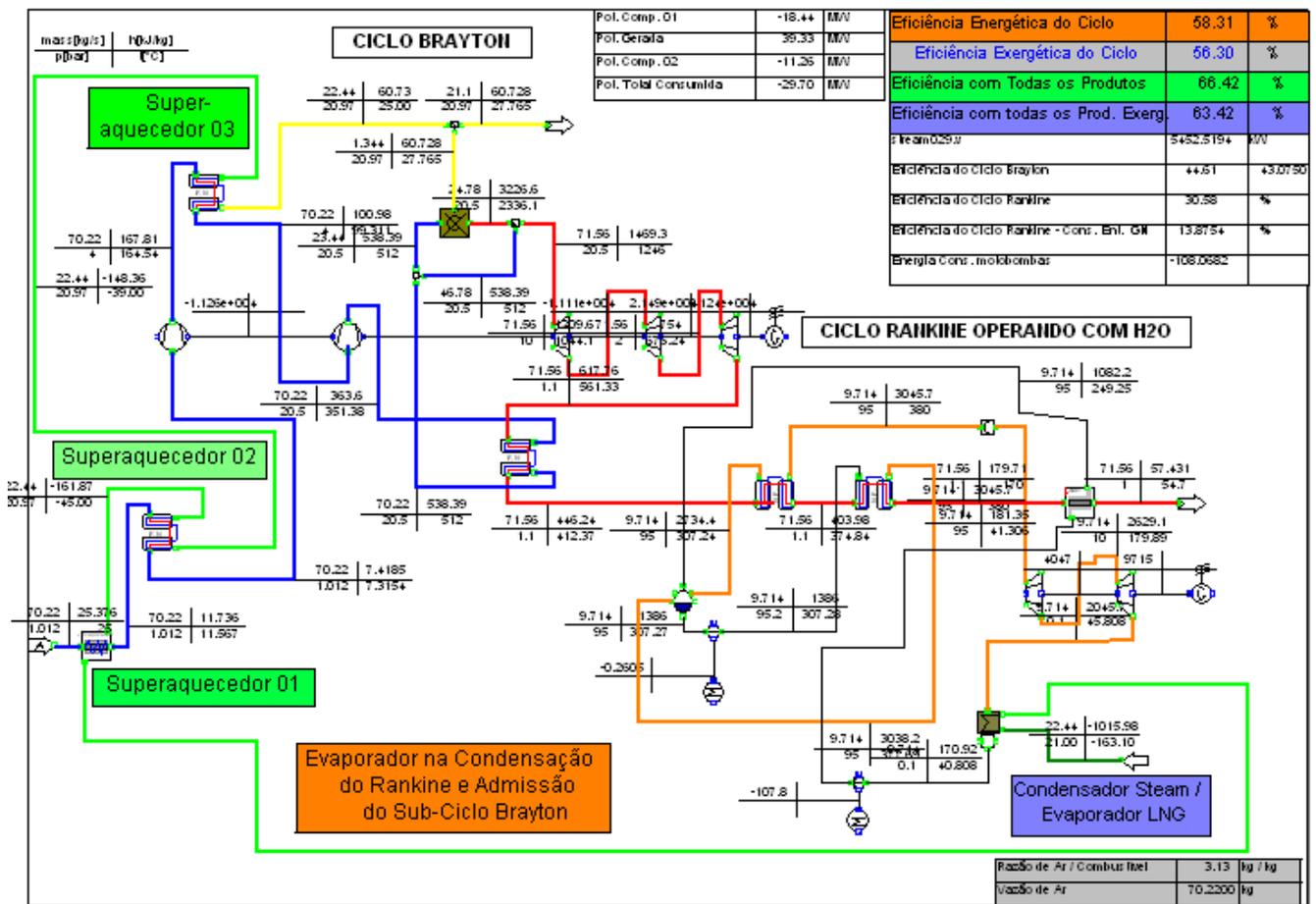
A5 Ciclo CHP Alternativa 1: Regaseificação do GNL na Admissão e Sub-Resfriamento do Ar nos Estágios de Compressão.

Este ciclo realiza a integração entre a planta de regaseificação do GNL e o ciclo CHP de potência, sendo que a evaporação e superaquecimento do metano ocorre nos estágios de admissão e no intercooler do compressor do sub-ciclo Brayton, conforme descrito na seção 5.4.1.



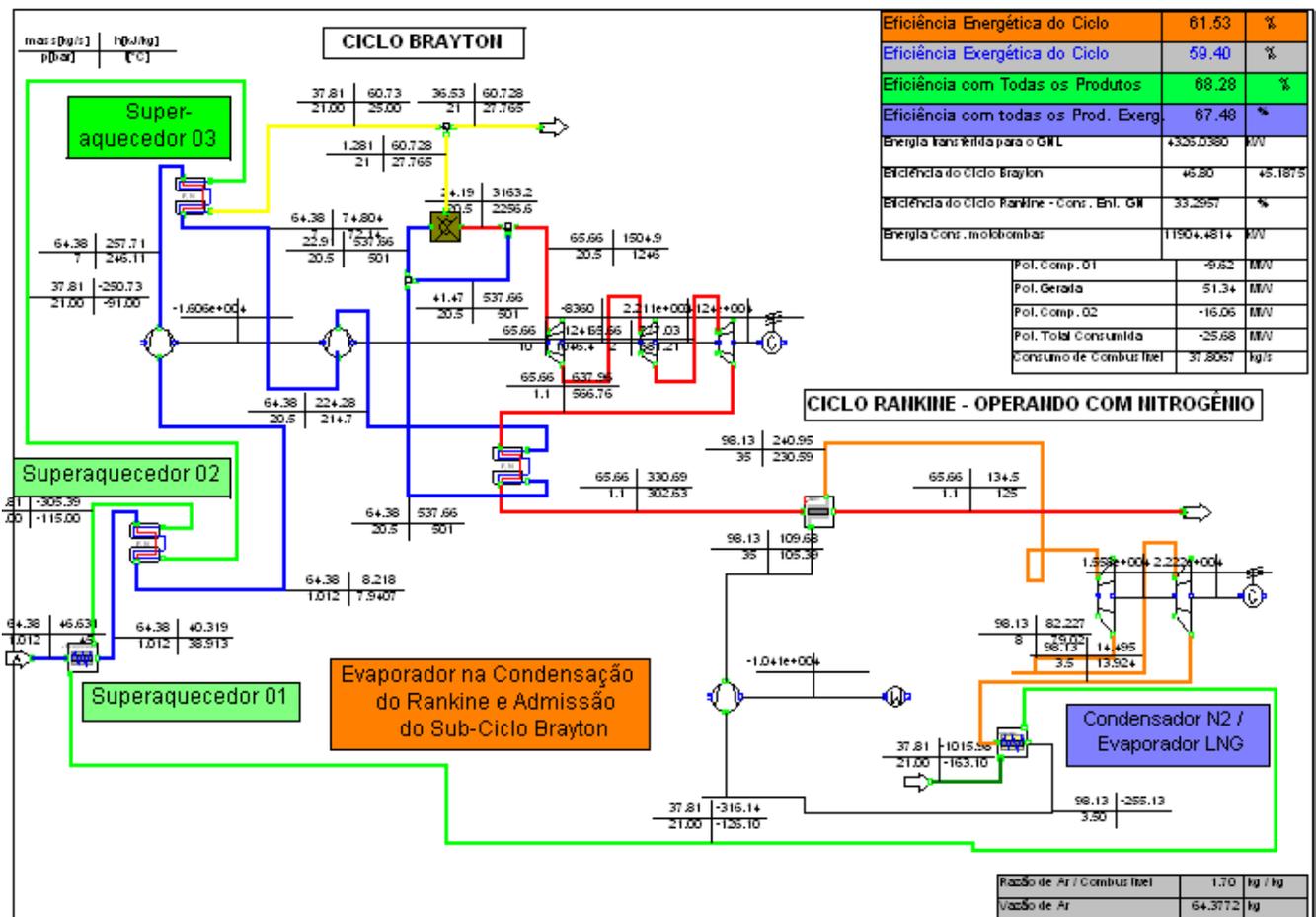
A6 Ciclo CHP Alternativa 2: Regaseificação do GNL no condensador do Rankine e Superaquecimento do GN na Admissão e intercooler do Brayton.

Este ciclo realiza a integração entre a planta de regaseificação do GNL e o ciclo CHP de potência, sendo que a evaporação ocorre no condensador do sub-ciclo Rankine e o superaquecimento do metano nos estágios de admissão e no intercooler do compressor do sub-ciclo Brayton, conforme descrito na seção 5.4.2. Este ciclo utiliza água como fluido de trabalho no Rankine.



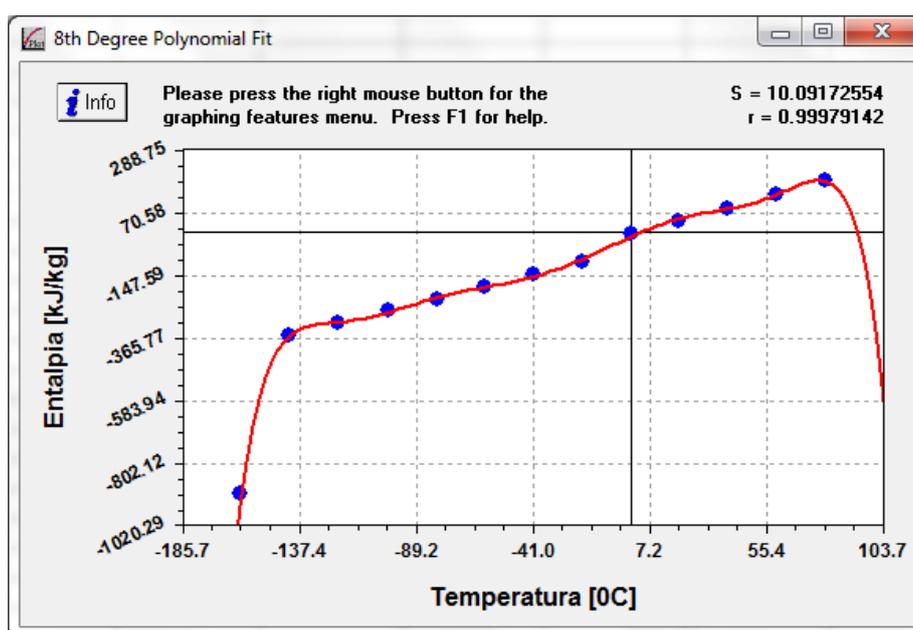
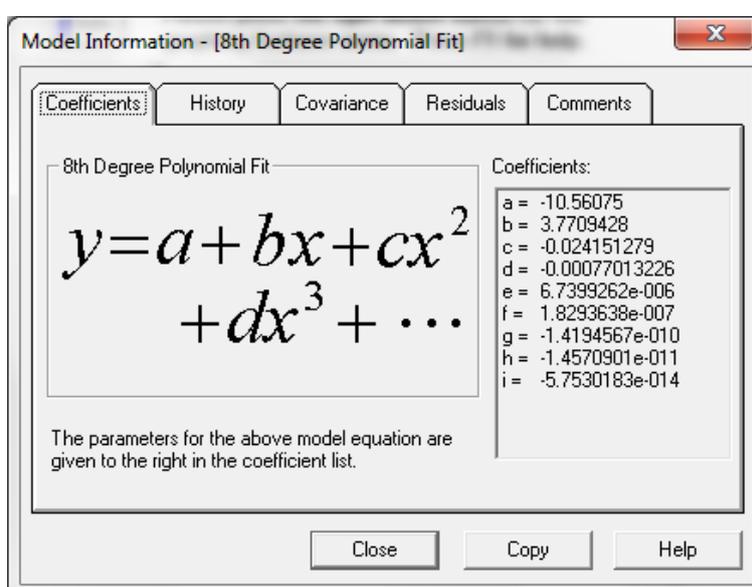
A7 Ciclo CHP Alternativa 3: Regaseificação do GNL no condensador do Rankine e Superaquecimento do GN na Admissão e intercooler do Brayton – Utilizando Nitrogênio como Fluido de Trabalho no Rankine.

A integração entre as plantas ocorre da mesma forma do ciclo anterior, o que diferencia é o fluido de trabalho do sub-ciclo Rankine, o qual utiliza nitrogênio. Maiores detalhes são encontrados na seção 5.4.3.



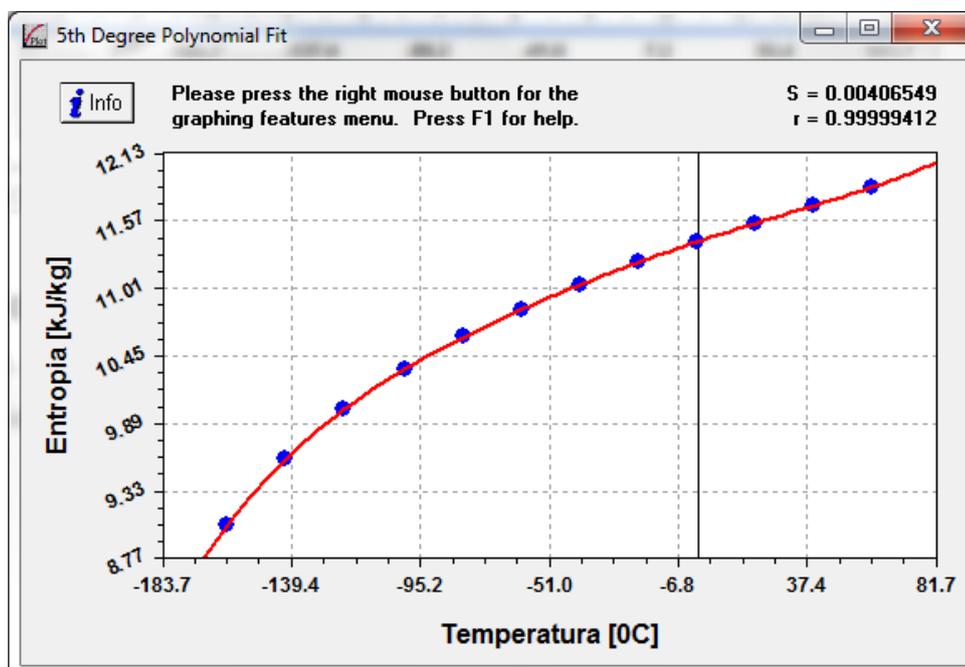
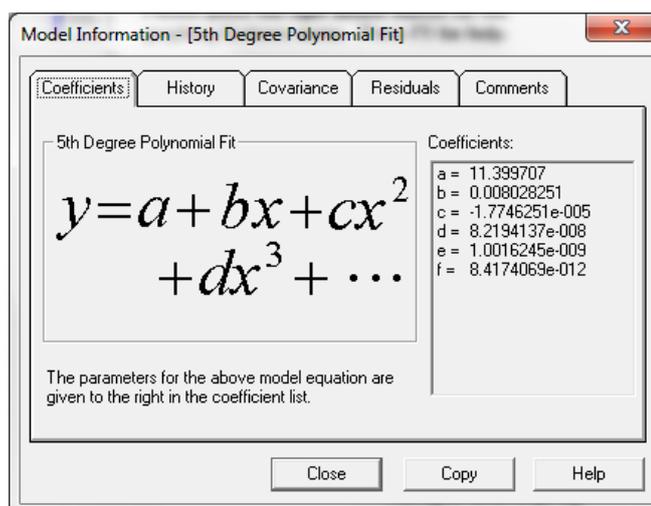
B1 Curva de Ajuste para a Entalpia do Metano

Para a solução dos ciclos, foi necessário inserir na rotina de cálculo do IPSE*pro* as propriedades do metano as temperatura inferiores a $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. As duas próximas figuras demonstram a equação gerada e o resultado obtido com a solução versos os pontos obtidos em um software onde a tabela possui as propriedades destas substâncias para as temperaturas informadas, neste caso o EES.



B2 Curva de Ajuste para a Entropia do Metano

O mesmo procedimento do apêndice B1 teve que ser realizado para a entropia do metano. As figuras a seguir demonstram a equação utilizada e a comparação dos resultados obtidos com os conhecidos.



B3 Curva de Ajuste para a Entalpia do Nitrogênio

Para a solução dos ciclos operando com nitrogênio como fluido de trabalho, foi necessário inserir na rotina de cálculo do IPSE_{pro} as propriedades desta substância para as temperaturas inferiores a $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. As duas próximas figuras demonstram a equação gerada e o resultado obtido com a solução, versos os pontos obtidos em um software onde a tabela possui as propriedades desta substância para as temperaturas informadas, neste caso o EES.

