

Rafael Reami Romanos

**ANÁLISE EXERGÉTICA DOS MODAIS DE TRANSPORTE  
DE GÁS NATURAL POR GASODUTOS E POR GNL.**

Dissertação submetida ao  
Programa de Pós Graduação em  
Engenharia Mecânica da  
Universidade Federal de Santa  
Catarina para a obtenção do Grau  
de Mestre em Engenharia  
Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Edson Bazzo

Florianópolis

2013

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Romanos, Rafael Reami

Análise exergética dos modais de transporte de gás natural por gasodutos e por GNL / Rafael Reami Romanos ; orientador, Edson Bazzo - Florianópolis, SC, 2013.  
127 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. gás natural. 3. transporte. 4. exergia. I. , Edson Bazzo. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Rafael Reami Romanos

**ANÁLISE EXERGÉTICA DOS MODAIS DE TRANSPORTE  
DE GÁS NATURAL POR GASODUTOS E POR GNL.**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 1 de março de 2013.

---

Prof. Júlio César Passos, Dr.  
Coordenador do Curso

**Banca Examinadora:**

---

Prof. Edson Bazzo, Dr.  
Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior, PhD.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Arno Bollmann, Dr. Ing.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. José Alexandre Matelli, Dr.  
Universidade Estadual Paulista



Aos meus queridos pais, Roberto e  
Marilene, e a minha amada mulher  
Cláudia.



## AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por ter me concedido a serenidade e a perseverança de aceitar e concluir este desafio em minha vida.

Aos meus pais, Roberto e Marilene, pelos exemplos em tudo que são, e por terem me transformado na pessoa que sou hoje. Aos meus irmãos, Beto e Renata, por comporem com suavidade e ao mesmo tempo tenacidade ímpares, este pilar inabalável que é a família.

Ao meu orientador, Professor Edson Bazzo, que mais que orientador, é um amigo e grande incentivador para este trabalho. Graças a ele, a possibilidade de desistir era algo longínquo.

Aos professores da banca examinadora, Amir, Arno e Matteli, pelas prestimosas sugestões, críticas e contribuição final que deram ao trabalho. Também pela amizade e convívio que pude ter com eles, com ensinamentos que vão além do que os livros podem versar.

Aos amigos da SCGÁS que me proporcionaram conciliar o trabalho e as aulas durante este mestrado, além das boas conversas durante o café, fundamentais para o amadurecimento.

À Universidade Federal de Santa Catarina, aos seus profissionais e colaboradores, pelo convívio e pelas oportunidades oferecidas, em especial ao Departamento de Engenharia Mecânica, pelo excelente ensino oferecido. Aos amigos que fiz durante o curso e do LabCET pela oportunidade de aprendizado e presteza em ajudar.

Finalmente, a minha esposa Cláudia, que esteve ao meu lado durante todo esse tempo, e que aprendeu a “conviver com minha ausência” durante a elaboração deste trabalho. A concomitância com a atividade profissional durante todo o período insere uma lógica maquiavélica “ao meio” de se chegar ao fim. E esse preço é pago pelas pessoas que mais amamos. Assim deixo meu agradecimento especial a você amor, pela sua paciência, compreensão e ajuda.





“O otimista é um tolo. O pessimista, um chato.  
Bom mesmo é ser um realista esperançoso.”

(Ariano Suassuna)



## RESUMO

A disponibilidade de gás natural normalmente ocorre em regiões distantes dos centros consumidores. Para que seja possível o atendimento das demandas, é necessário prever formas de transporte que atendam de maneira confiável, eficiente e segura o abastecimento dos consumidores. No caso do gás natural é comum o transporte por longas distâncias através de gás comprimido em gasodutos ou liquefeito em navios.

A escolha da melhor rota normalmente é baseada em critérios econômicos ou mesmo estratégicos. O que se discute ao longo desse trabalho é a aplicação de um modelo de análise exergética que contempla os principais modais atuais de transporte de gás natural. Nesse sentido são comparadas as rotas dos gasodutos com a alternativa de transporte por GNL, considerando as diferenças associadas à energia consumida e a exergia investida, destruída e perdida. O modelo considera a disponibilidade do gás natural na origem, analisando os custos exergéticos específicos relativos à massa e à distância considerados para deslocá-lo até o seu destino.

Os resultados do modelo de gasoduto proposto apontam para uma exergia destruída da ordem de 0,81 kJ/km na estação de compressão, requerendo um investimento de 1,51 kJ/km para cada quilograma de gás natural transportado. Para o GNL a exergia investida equivale a 1,45 kJ/km para cada quilograma de gás natural transportado, incluindo os processos de liquefação, transporte marítimo e regaseificação, com uma exergia destruída correspondente a 0,89 kJ/km para cada quilograma de gás natural na distância equivalente ao raio de inversão. A exergia perdida vale 0,34 kJ/km para o gasoduto e 0,30 kJ/km para o GNL para cada quilograma de gás natural transportado.

O raio de inversão, onde a exergia investida total no transporte por gasoduto torna-se superior à investida pelo GNL, situa-se em 9436 quilômetros, equivalendo a uma perda de 28% da exergia química presente no gás natural.

Com o modelo proposto espera-se dispor de uma ferramenta de suporte para futuras tomadas de decisões, pautando a escolha da rota também pelo critério de melhor utilização da energia no processo de transporte.

**Palavras-chave:** gás natural, transporte, exergia.



## ABSTRACT

The natural gas is often transported covering long distances from field to consumers. To make this supply possible, it's important to plan the transportation to provide a trustful, efficient and safe supply chain to the customers. In natural gas chain, one usually has two main different modes of transportation: gas pipelines or liquefied in LNG carriers.

A natural gas pipeline uses pressure from compressors to move the gas through the pipeline. The Liquefied Natural Gas (LNG) reduces its volume for bulk transportation generally using LNG carriers from loading terminal to the receiving terminal, requiring storage and vaporization systems to feed natural gas into distribution systems. In both cases, energy supply is required in order to handle the losses and deliver the natural gas at required conditions to the consumer.

The best transport choice is normally based on economic or strategic criteria. In this work an exergetic analysis is carried out in both modes of transportation, taking into account the exergy destruction, as well as the required exergy to restore the destroyed exergy and the exergy loss, and ensure the gas transportation and delivery under the required conditions by the customers. The models consider the availability of natural gas at the origin of both systems, and consider the transport chain up to the considered destine.

A proposed radius of reversal is here called as the balance point, in which both modes present equal exergy cost to transport the natural gas. In case of gas pipelines the exergy destroyed is somewhat about 0,81 kJ/km, requiring 1,51 kJ/km at the compression station to each kilogram of transported natural gas. In case of LNG, the invested exergy is 1,45 kJ/km, including the liquefaction, maritime transportation and regasification, and the overall exergy destruction is 0,89 kJ/km to each kilogram of transported natural gas at the distance of the radius of reversal. The exergy loss is 0,34 kJ/km and 0,30 kJ/km for the gas pipeline and the LNG, respectively, for each kilogram of transported gas. The radius of reversal was matched in 9436 km, showing greater exergetic cost for the pipeline above this distance. At this point, the total loss in the chemical exergy of natural gas corresponds to 28%.

**Keywords:** natural gas, transportation, exergy.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Principais fluxos de transporte de gás natural no mundo em 2012 (em bilhões de m <sup>3</sup> ) .....	28
Figura 1.2 - Esquema da análise dos modais de transporte.....	30
Figura 1.3- Principais gasodutos brasileiros .....	32
Figura 1.4 - Esquema da base de simulação do transporte por gasoduto .....	33
Figura 1.5 - Esquema da base de simulação do transporte por GNL .....	34
Figura 1.6 - Principais tipos de navios gaseiros: (a) tanque esfera e (b) tanque membrana .....	37
Figura 2.1 - Classificação e decomposição da exergia quanto sua origem energética (MARMOLEJO-CORREA e GUNDERSEN, 2012) .....	39
Figura 2.2 - Representação gráfica da divisão da exergia física. [Adaptado de (MARMOLEJO-CORREA e GUNDERSEN, 2012)] .....	42
Figura 2.3 - Ciclo em cascata considerado por (TSATSARONIS e MOROSUK, 2010).....	47
Figura 3.1 - Modelo do transporte por gasoduto.....	52
Figura 3.2 - Modelo do compressor do transporte por gasoduto.....	53
Figura 3.3 - Modelo do resfriador a ar do transporte por gasoduto.....	57
Figura 3.4 - Influência da temperatura no comprimento equivalente. ....	57
Figura 3.5 - Modelo do gasoduto no transporte por gasoduto.....	59
Figura 3.6 - Influência da rugosidade no comprimento equivalente .....	60
Figura 4.1 - Modelo da planta de liquefação .....	76
Figura 4.2 - Modelo da Movimentação de GNL.....	87
Figura 4.3 - Modelo do sistema de regaseificação .....	89
Figura 4.4 - Resultado da conversão da energia do combustível no motor.....	92
Figura 5.1 - Raio de inversão do custo exergético entre gasoduto e GNL.....	109
Figura 5.2 - Parcelas de exergia no raio de inversão.....	110
Figura 5.3 - Eficiência dos modais de transporte de gás natural .....	111
Figura 5.4 - Opções de viabilização de reservas de gás natural – Adaptado (MARONGIU-PORCU, WANG e J. ECONOMIDES, 2008).....	114
Figura A.1 - Fator de compressibilidade para diferentes temperaturas.....	126





## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Resumo dos Principais gasodutos Brasileiros.....	32
Quadro 2 - Exergia dos produtos e insumos da planta de liquefação.....	96
Quadro 3 - Exergia dos produtos e insumos da planta de regaseificação .....	99



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - Balanço entre oferta e demanda de gás natural (em milhões de m <sup>3</sup> )	28
Tabela 1.2 - Principais propriedades do gás natural.....	30
Tabela 2.1 - Exergia química de alguns hidrocarbonetos. ....	40
Tabela 3.1 - Dados para o cálculo hidráulico do modelo do gasoduto.....	60
Tabela 3.2 - Principais resultados da modelagem do compressor.....	65
Tabela 3.3 - Principais resultados da modelagem do resfriador a ar.....	66
Tabela 3.4 - Principais resultados da modelagem do compressor.....	66
Tabela 3.5 - Principais variáveis do gás natural ao longo dos pontos do sistema	67
Tabela 3.6 - Principais valores de exergias das correntes do sistema.....	72
Tabela 3.7 - Resultado do balanço exerético por processo no modal de gasoduto.....	72
Tabela 4.1 - Potência demandada pelo navio.....	84
Tabela 4.2 - Dados do curso de transporte de GNL.....	85
Tabela 4.3 - Energia necessária para um navio de 155000 m <sup>3</sup> de capacidade... 85	85
Tabela 4.4 - Dados técnicos do motor com fator de carga de 87,6%. ....	86
Tabela 4.5 - Propriedades da planta de liquefação.....	91
Tabela 4.6 - Balanço de energia dos principais ciclos da planta de liquefação. 91	91
Tabela 4.7 - Principais variáveis do sistema de movimentação do GNL. ....	93
Tabela 4.8 - Resultado do balanço energético do curso da embarcação.....	93
Tabela 4.9 - Principais propriedades da planta de regaseificação.....	94
Tabela 4.10 - Exergias física, térmica e mecânica da planta de liquefação.....	95
Tabela 4.11 - Valores de exergia das correntes do motor do navio. ....	98
Tabela 4.12 - Exergias térmica e mecânica da planta de regaseificação.....	98
Tabela 4.13 - Resultados da análise exerética dos equipamentos da planta de liquefação.....	100
Tabela 4.14 - Resultado da análise exerética global da planta de liquefação	101
Tabela 4.15 - Análise exerética da movimentação do GNL.....	102
Tabela 4.16 - Resultado da análise exerética dos equipamentos da planta de regaseificação.....	102
Tabela 4.17 - Resultado da análise exerética global da planta de regaseificação	103
Tabela 5.1 - Balanço exerético para o sistema de transporte por gasodutos . 106	106
Tabela 5.2 - Balanço exerético para o modal de GNL.....	107
Tabela B.1 - Principais dados utilizados das turbinas.....	127



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

$A_{gas}$	- Área interna do gasoduto, m <sup>2</sup>
B4	- Bomba de água da planta de liquefação
C1	- Compressor de metano da planta de liquefação
C2	- Compressor de etano da planta de liquefação
C3	- Compressor de propano da planta de liquefação
$COP$	- Coeficiente de Performance
$c_p$	- Calor específico a pressão constante, kJ/kg.K
$D_{e;gas}$	- Diâmetro externo do gasoduto, m
$D_{gas}$	- Diâmetro interno do gasoduto, m
$Dh$	- Diâmetro hidráulico do gasoduto, m
$e$	- Exergia específica, kJ/kg
$\dot{E}$	- Taxa de energia consumida, kW
$\dot{E}_d$	- Exergia destruída, kW
$\dot{E}_F$	- Exergia investida (dos insumos), kW
$e_{fis}$	- Exergia física específica, kJ/kg
$e_{gas}$	- Rugosidade interna do gasoduto, m
$\dot{E}_L$	- Exergia perdida, kW
$\dot{E}_P$	- Exergia obtida (dos produtos), kW
$e_{quim}$	- Exergia química específica, kJ/kg
Ev1	- Evaporador de metano da planta de liquefação
Ev2	- Evaporador de etano da planta de liquefação
Ev3	- Evaporador de propano da planta de liquefação
$f$	- Fator de atrito de Darcy
$fm$	- Fração molar da espécie química na mistura, kmol/kmol
$fw$	- Fração mássica da espécie química na mistura, kg/kg
$g$	- Aceleração da gravidade, m/s <sup>2</sup>
$h$	- Entalpia, kJ/kg
$HR$	- <i>Heat Rate</i> , kJ/kWh
$L_{eq}$	- Comprimento equivalente do gasoduto, m
$M$	- Número de Mach

$\dot{m}$	- Vazão mássica, kg/s
$MW$	- Massa molecular, kg/kmol
$P$	- Pressão, kPa
$PCI_M$	- Poder Calorífico Inferior do gás natural, kJ/kg
Pre	- Pré-resfriador do gás natural
$q$	- Taxa de troca de calor nos trocadores, kW
$R$	- Constante Universal dos Gases, kJ/kmol.K
$Re$	- Número de Reynolds
$s$	- Entropia, kJ/kg.K
$SS$	- Velocidade do som, m/s
$T$	- Temperatura, K
TC4	- Trocador de calor água-propano
Tex	- Turboexpansor
$U_{gas}$	- Coeficiente global de troca térmica no gasoduto, kW/m <sup>2</sup> .K
V1	- Válvula de expansão de metano da planta de liquefação
V2	- Válvula de expansão de etano da planta de liquefação
V3	- Válvula de expansão de propano da planta de liquefação
$Vel$	- Velocidade do escoamento de gás natural no gasoduto, m/s
$\dot{W}$	- Potência, kW
$Z$	- Fator de compressibilidade
$\Delta P$	- Perda de carga no gasoduto, kPa
$\varepsilon$	- Eficiência exergetica
$\Phi_{i,j}$	- Coeficiente para a viscosidade de misturas binárias
$\phi_{GN}$	- Coeficiente para predição da temperatura no gasoduto
$\eta_{acion}$	- Eficiência do acionador
$\eta_{ger}$	- Rendimento do gerador do turboexpansor
$\eta_{GNL}$	- Eficiência global da planta de liquefação
$\eta_{iso}$	- Eficiência termodinâmica
$\eta_{JT}$	- Coeficiente de Joule-Thomson, K/Pa
$\eta_{mec}$	- Rendimento mecânico
$\mu$	- Viscosidade, kg/m.s
$\rho$	- Massa específica, kg/m <sup>3</sup>

## Subscritos

- 1 - Relativo aos elementos do ciclo de metano da planta de liquefação
- 2 - Relativo aos elementos do ciclo de etano na planta de liquefação
- 3 - Relativo aos elementos do ciclo de propano na planta de liquefação
- 4 - Relativo aos elementos do ciclo de água de resfriamento na planta de liquefação
- ag* - Relativo a água
- ar* - Relativo ao ar atmosférico
- AT - Relativo ao circuito de alta temperatura do motor do navio
  
- B;ag;evap - Relativo à bomba de água da planta de regaseificação
  
- B;GNL - Relativo à bomba de GNL da planta de regaseificação
- BT - Relativo ao circuito de baixa temperatura do motor do navio
  
- C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> - Relativo ao etano
- CH<sub>4</sub> - Relativo ao metano
- comb - Relativo ao combustível
- comp - Relativo ao compressor do gasoduto
- el - Relativo a corrente elétrica
- elem - Relativo a espécie química que compõe a mistura
- evap - Relativo ao evaporador de GNL da planta de regaseificação
  
- ex* - Relativo aos gases de exaustão
- gas* - Relativo ao gasoduto
- GN - Relativo ao gás natural
- GN;1 - Relativo ao gás natural no ponto 1
- GN;2 - Relativo ao gás natural no ponto 2
- GN;3 - Relativo ao gás natural no ponto 3
- GN;4 - Relativo ao gás natural no ponto 4
- GN;5 - Relativo ao gás natural no ponto 5
- GN;6 - Relativo ao gás natural no ponto 6

<i>in</i>	- Relativo a corrente que adentra o volume de controle
Liq	- Relativo à planta de liquefação
mot	- Relativo ao motor do navio
<i>out</i>	- Relativo a corrente que deixa o volume de controle
<i>ref</i>	- Relativo ao estado de referência
regas	- Relativo a planta de regaseificação
resf	- Relativo ao resfriador a ar
s	- Relativo ao processo isentrópico
Tgas	- Relativo ao processo global de transporte de gás natural por gasoduto
x	- Relativo ao estado intermediário da exergia física

### **Sobrescrito**

T	- Relativo à parcela térmica da exergia física
M	- Relativo à parcela mecânica da exergia física

### **Outras abreviaturas**

BOG	- <i>Boil-off gas</i>
CRO	- Ciclo Rankine Orgânico
EES	- <i>Engineering Equation Solver</i>
GASBOL	- Gasoduto Brasil - Bolívia
GASCAC	- Gasoduto Cacimbas - Catu
GASCAV	- Gasoduto Cabiúnas - Vitória
GNA	- Gás Natural Adsorvido
GNC	- Gás Natural Comprimido
GNL	- Gás Natural Liquefeito
GNV	- Gás Natural Veicular
GTL	- <i>Gas to Liquid</i>
GTW	- <i>Gas to Wire</i>
ORV	- <i>Open Rack Vaporizer</i>
REPLAN	- Refinaria do Planalto Paulista
SPECO	- <i>Specific Exergy Costing</i>



## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>Introdução</b> .....	<b>27</b>
1.1	Objetivos .....	29
1.2	Premissas básicas .....	29
1.3	Transporte por gasodutos .....	31
1.4	Transporte por GNL .....	34
<b>2</b>	<b>Revisão Bibliográfica</b> .....	<b>39</b>
2.1	Exergia e Análise Exergética.....	39
2.1.1	<b>Definições e considerações sobre exergia</b> .....	<b>39</b>
2.1.2	<b>Balço e análise exergética</b> .....	<b>42</b>
2.2	Análise exergética do transporte de gás por gasodutos .....	45
2.3	Análise exergética de planta de liquefação de gás natural.....	46
2.4	Melhoria do desempenho de sistemas .....	48
<b>3</b>	<b>Modal de Transporte de gás por gasodutos</b> .....	<b>51</b>
3.1	O Modelo de Compressão .....	51
3.1.1	<b>Compressor</b> .....	<b>52</b>
3.1.2	<b>Resfriador a Ar</b> .....	<b>56</b>
3.1.3	<b>Gasoduto</b> .....	<b>59</b>
3.2	Resultados do modal de transporte por gasodutos .....	65
3.3	Análise exergética do transporte por gasoduto .....	68
3.3.1	<b>Sistema de compressão do gás – Compressor</b> .....	<b>68</b>
3.3.2	<b>Sistema de resfriamento do gás – Resfriador a Ar</b> .....	<b>69</b>
3.3.3	<b>Sistema de movimentação do gás – Gasoduto</b> .....	<b>70</b>
3.3.4	<b>Eficiência Exergética</b> .....	<b>70</b>
3.4	Resultados da Análise Exergética.....	71
<b>4</b>	<b>Modal de Transporte de gás por GNL</b> .....	<b>75</b>
4.1	Planta de liquefação.....	75
4.1.1	<b>Corrente de gás natural</b> .....	<b>77</b>
4.1.2	<b>Ciclo de Metano</b> .....	<b>80</b>
4.1.3	<b>Ciclo de Eteno</b> .....	<b>81</b>
4.1.4	<b>Ciclo de Propano</b> .....	<b>82</b>
4.2	Movimentação do GNL.....	83
4.2.1	Modelo do Motor .....	85
4.3	Modelo de Regaseificação.....	88
4.4	Resultados do modelo de transporte por GNL .....	90
4.4.1	<b>Planta de Liquefação</b> .....	<b>90</b>
4.4.2	<b>Movimentação do GNL</b> .....	<b>92</b>
4.4.3	<b>Planta de Regaseificação</b> .....	<b>93</b>
4.5	Análise Exergética do modal de GNL .....	94
4.5.1	<b>Planta de Liquefação</b> .....	<b>95</b>
4.5.2	<b>Movimentação do GNL</b> .....	<b>97</b>
4.5.3	<b>Planta de Regaseificação</b> .....	<b>98</b>
4.5.4	<b>Resultados da Análise Exergética</b> .....	<b>99</b>
<b>5</b>	<b>Discussão dos Resultados</b> .....	<b>105</b>

5.1	Transporte por gasodutos .....	105
5.1.1	<b>Análise global do modal de transporte por gasoduto.....</b>	<b>105</b>
5.1.2	<b>Resultados.....</b>	<b>106</b>
5.2	Transporte por GNL.....	107
5.2.1	<b>Análise global do modal de transporte por GNL .....</b>	<b>107</b>
5.2.2	<b>Resultados.....</b>	<b>107</b>
5.3	Comparação entre o transporte por gasodutos e por GNL .....	108
5.4	Novas soluções para o transporte de gás .....	111
<b>6</b>	<b>Conclusão .....</b>	<b>115</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>119</b>
A.	<b>APÊNDICE A - O Modelo de Gás Natural .....</b>	<b>123</b>
B.	<b>APÊNDICE B – Informações dos Equipamentos .....</b>	<b>127</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O transporte de energia é muitas vezes o gargalo técnico e econômico para muitos projetos. Em grande parte das situações, as fontes de energia estão distantes dos centros consumidores, e a logística de transporte é algo crucial. Isso ocorre de maneira evidente no Brasil, fruto de suas grandes dimensões, e da díspar concentração populacional, mais presente na região leste.

Na matriz energética nacional existe grande participação das hidroelétricas, que por sua vez dependem de ocorrências geográficas favoráveis para geração de energia elétrica. Igualmente ocorre com o petróleo nacional, que majoritariamente é explorado em alto-mar, percorrendo um longo caminho até ser disponibilizado como produto final ao consumidor através dos derivados.

Muitas vezes esse transporte é contabilizado somente como um custo econômico do projeto. Entretanto, a modalidade e os requisitos técnicos exigidos determinam quanta energia tem que ser empregada para a movimentação dos energéticos. Processos que consomem mais energia não somente possuem custos operacionais maiores, como consomem parte da energia que poderia ser oferecida ao consumidor final, diminuindo a disponibilidade de energia ao longo da cadeia.

Muitos desses energéticos sofrem transformações próximas ao centro consumidor. Essas transformações inserem mais perdas à cadeia. O gás natural é um exemplo típico, pois grande parte do gás trazido até os grandes centros é utilizado para a geração de energia elétrica em usinas termoelétricas.

Dentro da matriz energética brasileira o gás natural vem desempenhando um papel crescente. Além de ser um dos combustíveis fósseis com menores níveis de emissões, tem sua utilização muito diversificada, seja como combustível doméstico ou para o comércio e indústria, combustível de veículos (GNV – Gás Natural Veicular), insumo químico (na fabricação de fertilizantes ou para síntese de produtos mais nobres, tal como hidrogênio) além da geração de energia elétrica.

Enquanto a demanda atual é suprida principalmente pela produção nacional, importação da Bolívia através de gasoduto e de GNL (Gás Natural Liquefeito) por navios, recentes descobertas de petróleo demonstram grandes quantidade de gás associado (presente junto como petróleo), especialmente no pré-sal. A Tabela 1.1 mostra um balanço entre oferta e demanda de gás natural no Brasil, mostrando um aumento

do consumo mesmo sob uma redução do uso para geração elétrica entre 2010 e 2011.

Tabela 1.1 - Balanço entre oferta e demanda de gás natural (em milhões de m<sup>3</sup>)

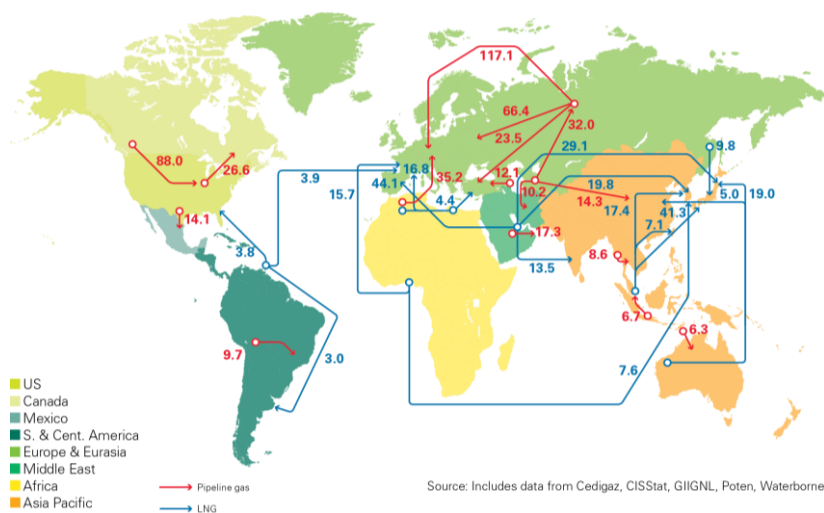
Ano	2007	2008	2009	2010	2011
Produção	18152	21593	21137	22938	24064
Importação	10334	11348	8366	12647	10481
Consumo Total <sup>(1)</sup>	22913	26836	21580	28311	28474
Geração Elétrica	3518	6427	2908	7730	5722

<sup>(1)</sup> O consumo é menor que a soma da oferta devido à variação de estoques, perdas e a reinjeção.

Fonte: Balanço Energético Nacional (2012)

O gás natural é uma *commodity* comercializada entre várias regiões do globo. O seu transporte deve ser um ponto de atenção já que como mostra a Figura 1.1, mais de 700 bilhões de m<sup>3</sup> foram movimentados no ano de 2012, dos quais cerca de 31% via GNL.

Figura 1.1 - Principais fluxos de transporte de gás natural no mundo em 2012 (em bilhões de m<sup>3</sup>).



Fonte: BP Statistical Review of World Energy 2012

Diante disso, uma análise pela primeira lei da termodinâmica permitiria bons resultados sobre a intensidade energética de cada modal de transporte. A análise exérgica no entanto, fundamentada nos conceitos da segunda lei da termodinâmica, permite identificar e quantificar as ineficiências termodinâmicas dos processos permitindo separar o que é inerente a ele (fruto das irreversibilidades) do que pode ser evitado e é transferido ao ambiente, permitindo racionalizar o uso da energia. Tal opção se mostra mais interessante para verificar o que é desperdício e o que são irreversibilidades do próprio processo, propiciando escolhas que minimizem o consumo energético.

## 1.1 OBJETIVOS

Diante deste cenário, o presente trabalho apresenta uma análise energética e exérgica dos diferentes modais atuais de transporte de gás natural, através de gasodutos e GNL. Esses meios de transporte são analisados sob condições típicas de operação obtidas em literatura e sob regime permanente.

Dentre os objetivos específicos ressalta-se:

- Modelagem do sistema de transporte de gás natural por gasodutos;
- Balanço energético e análise exérgica do sistema de transporte por gasodutos;
- Modelagem da cadeia de transporte de GNL;
- Balanço energético e análise exérgica da cadeia de transporte de GNL;
- Discussão dos resultados e determinação do gasto exérgico para o transporte de gás natural em cada modal;
- Comparação entre os modais.

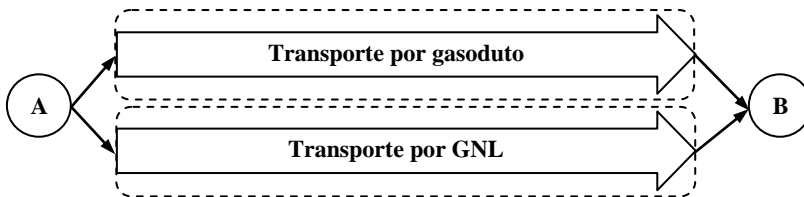
## 1.2 PREMISSAS BÁSICAS

O gás natural é constituído por uma mistura de hidrocarbonetos leves de origem fóssil. Recebe esse nome após ser beneficiado e estar enquadrado nas especificações para distribuição. A sua composição pode variar de acordo com a região e com o beneficiamento recebido. Pode ser encontrado de forma associada, juntamente com reservas de petróleo, ou não associada em reservatórios exclusivos de gás.

A consideração base para a análise dos casos deste trabalho admite a disponibilidade de gás natural em sua origem, ponto A, e que deverá ser transportado até seu destino, ponto B, onde está localizado o centro consumidor conforme Figura 1.2.

O resultado das análises é considerado em base específica pela massa de gás natural que é transportada e pela distância. Evidentemente para alguns casos, premissas de capacidade e distância devem ser adotadas e são discutidas oportunamente.

Figura 1.2 - Esquema da análise dos modais de transporte



Na entrada de cada volume de controle admite-se que as condições no ponto A são de 298,15 K de temperatura e uma pressão absoluta de 7092,8 kPa, equivalente à pressão em gasodutos de transporte. As mesmas condições são mantidas no ponto B para a entrega do gás. Para o estado de referência do ambiente, e o estado morto usado para o cálculo da exergia, a temperatura utilizada também foi de 298,15 K, enquanto a pressão foi de 101,325 kPa.

A composição do gás natural utilizado foi considerada de modo que atendessem as frações típicas encontradas tanto nos sistemas de gás comprimido, mas principalmente nos sistemas de GNL, já que este último usualmente possui maior quantidade de frações mais leves devido às baixas temperaturas. Assim, a composição utilizada foi:

- fração molar de metano ( $fm_{CH_4}$ ): 0,92 kmol<sub>CH<sub>4</sub></sub>/kmol<sub>GN</sub>;
- fração molar de etano ( $fm_{C_2H_6}$ ): 0,08 kmol<sub>C<sub>2</sub>H<sub>6</sub></sub>/kmol<sub>GN</sub>.

Com essas premissas, o gás natural no estado de referência apresenta os seguintes valores de propriedades, conforme Tabela 1.2.

Tabela 1.2 – Principais propriedades do gás natural.

Variável	Símbolo	Valor [unidade]
Entalpia no estado de ref.	$h_{GN:ref}$	54,49 [kJ/kg]
Entropia no estado de ref.	$s_{GN:ref}$	1,201 [kJ/kg.K]
Massa específica no estado de ref.	$\rho_{GN:ref}$	0,7026 [kg/m <sup>3</sup> ]
Poder calorífico inferior	$PCI_M$	49613 [kJ/kg]
Massa molecular	$MW_{GN}$	17,17 [kJ/kmol]

O ar considerado em alguns processos é considerado como gás ideal, e não foram considerados os efeitos da umidade.

Para as simulações de cada um dos modais de transporte é utilizado o *software* EES (*Engineering Equation Solver*).

### 1.3 TRANSPORTE POR GASODUTOS

O modal de suprimento de gás através de gasodutos é a forma mais usual de transporte de gás natural a pequenas, médias e longas distâncias. Possui um custo de implantação normalmente menor que uma estrutura de transporte por GNL, e por isso é muito utilizado.

Existem diversos exemplos de gasodutos de transporte ao redor do mundo que ligam até continentes, como os que transportam o gás da Rússia até a Europa. No Brasil também temos vários exemplos de gasodutos interligando regiões produtoras ou terminais de gás até as regiões consumidoras.

Basicamente consistem em estações de compressão dispostas ao longo da linha, que elevam a pressão no interior dos gasodutos promovendo o escoamento do gás natural ao longo do duto.

Os gasodutos de transporte são feitos pela união de tubos de aço soldados, devido às suas excelentes propriedades mecânicas e elevada disponibilidade. Em geral os gasodutos são instalados sob o solo em profundidades variando de 1 a 2 metros. Quando enterrados têm sua exposição às intempéries minimizadas pelo solo atuar como uma “barreira” de contenção primária contra danos no ramal. Mesmo assim, gasodutos de grandes dimensões, tal qual o Gasoduto Brasil-Bolívia (GASBOL), são construídos em faixas de servidão, onde não são permitidas quaisquer construções ou atividades.

Os gasodutos podem ser instalados em praticamente todos os tipos de terrenos inclusive em leito submarino, podendo ser enterrados ou não. Nesses casos a flutuação e a pressão externas são fatores importantes na determinação dos esforços.

Na Figura 1.3, pode-se ver a localização de alguns dos gasodutos de transporte em terra mais importantes no Brasil.

Figura 1.3- Principais gasodutos brasileiros



Fonte: Site GASNET

No Quadro 1 são apresentadas algumas informações básicas acerca dos principais ramais de transporte de gás natural no Brasil.

Quadro 1 - Resumo dos Principais gasodutos Brasileiros

Gasoduto	Extens. [km]	Diâm. [pol]	Capacid. [Nm <sup>3</sup> /dia]	Origem	Destino
GASCAV	302	28"	20 milhões	Cabiúnas (Macaé - RJ)	Vitória (ES)
CACIMBAS - VITÓRIA	117	26" e 16"	20 milhões	Cacimbas (Linhares - ES)	Vitória (ES)
GASCAC	954	28"	20 milhões	Cacimbas (Linhares - ES)	Catu (BA)
GASBOL (Trecho Norte)	1.264	32"	30 milhões	Corumbá - MS	REPLAN - Paulínia/SP
GASBOL (Trecho Sul)	1.190	26" e 16"	12,5 milhões	Campinas - SP	Porto Alegre/RS

Fonte: GASNET



Para a simulação deste modelo, foi adotada uma unidade simplificada de uma estação de compressão, juntamente com um trecho do gasoduto. Essas estações são dispostas ao longo do gasoduto para garantir que a pressão de transporte esteja em níveis adequados. Neste modelo as unidades são idênticas e subsequentes às outras, obedecendo às mesmas condições de entrada e saída do gás natural. Foram considerados basicamente três subsistemas conforme o esquema da Figura 1.4 onde o gás natural é admitido no compressor e descarregado no fim do trecho do gasoduto. Cada elemento desta unidade básica é analisado em volumes de controle separados.

Figura 1.4 - Esquema da base de simulação do transporte por gasoduto



O sistema de compressão é responsável pelo fornecimento de energia ao gás natural para repor as perdas de pressão ocasionadas pela fricção do gás durante o escoamento. Para esse modelo, foi analisado o volume de controle “Compressor” da Figura 1.4.

Em gasodutos de transporte, onde grandes quantidades de gás são movimentadas, as estações de compressão normalmente ficam em locais isolados, eventualmente sem acesso a rede elétrica de grande capacidade. Além disso, devido ao grande consumo energético dos compressores e a disponibilidade de gás como combustível, o compressor normalmente é acionado por uma turbina a gás (turbocompressor), podendo eventualmente ser acionado por motor elétrico. A turbina consome uma pequena parte do gás que é transportado como combustível para produzir o trabalho mecânico necessário para impelir o compressor.

Durante a compressão o gás é aquecido pelo trabalho que é imposto sobre ele e pelas irreversibilidades do processo fruto principalmente do atrito. A maior temperatura tem efeitos negativos no escoamento, pois quanto maior for temperatura a uma dada pressão, maior será o volume específico e a viscosidade do fluido. O volume específico maior incorre numa maior velocidade aumentando a perda de carga do escoamento, efeito análogo ao da viscosidade. Portanto quanto menor a temperatura, menor será a perda de carga e conseqüentemente, maior será a distância entre as estações de compressão, diminuindo o trabalho específico pela distância.

O gasoduto é o elemento responsável pela movimentação do gás entre o ponto A e o ponto B. É também o principal responsável pela

dissipação da energia entregue ao gás natural na estação de compressão. Isso ocorre devido ao atrito viscoso do gás natural, que provoca a perda de carga do escoamento e eventualmente as trocas de calor com o meio.

Nessa análise não se averigua os processos que ocorrem nos elementos que estão dentro de cada volume de controle. Apenas algumas informações sobre as correntes que cruzam os volumes de controle e sobre o estado da corrente de gás natural nas fronteiras são suficientes para a análise proposta.

#### 1.4 TRANSPORTE POR GNL

A outra modalidade de transporte analisada é o GNL. Neste caso o gás natural é resfriado à temperatura de até 111 K (-162 °C a pressão de 101,325 kPa) e acondicionado em tanques criogênicos para o transporte em navios. Após chegar ao destino, o gás liquefeito é regaseificado em plantas específicas e enviado a malha local de gasodutos para distribuição.

Mais recente que o transporte por gasodutos, o transporte de GNL teve início nos anos 60 e têm apresentado um grande crescimento nos últimos anos, inclusive no Brasil, onde existem atualmente dois terminais de regaseificação em operação (Pecém - CE com capacidade de 7 milhões de m<sup>3</sup>/dia e Rio de Janeiro - RJ com capacidade de 20 milhões de m<sup>3</sup>/dia), um em construção (São Francisco do Conde - BA com 14 milhões de m<sup>3</sup>/dia de capacidade, todos considerados a 20 °C e 101,325 kPa) além de estudos para novas implantações.

O GNL requer em geral uma estrutura muito mais complexa e onerosa que o gasoduto. Porém com a diversificação de tecnologias, fornecedores e aumento de escala, o custo de capital dessas instalações vem caindo nos últimos anos. Um exemplo disso é que existe atualmente no Brasil empresa que faz a distribuição do GNL a consumidores finais através de caminhões em regiões que não são atendidas por gasodutos, demonstrando uma provável viabilidade dessa alternativa frente a outros energéticos.

A estrutura básica de um sistema de transporte via GNL, e que é objeto deste estudo, foi também separada em três subsistemas, os quais foram analisados independentemente conforme a Figura 1.5.

Figura 1.5 - Esquema da base de simulação do transporte por GNL



O primeiro subsistema consiste na planta de liquefação. Segundo (PETROLEUM ECONOMIST, 2012) existiam até o primeiro trimestre de 2012, 46 plantas de liquefação no mundo com uma capacidade total de aproximadamente 280 milhões de toneladas por ano. Outras 13 plantas em construção adicionarão uma capacidade de 88,5 milhões de toneladas por ano.

As plantas podem se valer de alguns tipos de tecnologias que permitem atingir as temperaturas criogênicas necessárias para a liquefação do gás natural. As três rotas tecnológicas mais comuns são o ciclo a expansão, a de mistura de refrigerantes e os ciclos de refrigerantes puros.

O primeiro tem como exemplo o ciclo Brayton reverso, que utiliza um fluido refrigerante tal como o nitrogênio em um ciclo de compressão e expansão com troca de calor para o resfriamento do gás natural. Segundo (HATCHER, KHALILPOUR e ABBAS, 2012) em geral possuem baixa eficiência e são indicados para plantas de menores capacidades. Quando utilizam nitrogênio possuem operação mais segura e podem ser empregados em plantas *off-shore*.

Já o ciclo de mistura de refrigerantes utiliza-se de um fluido refrigerante composto por uma mistura de elementos químicos. Dessa forma a curva de fases não apresenta uma temperatura de saturação única, ocorrendo a mudança de fases ao longo de um intervalo de temperatura. À medida que vai trocando calor com o gás natural, o fluido refrigerante é separado entre parte líquida e gasosa. O líquido é então resfriado e expandido em válvulas que, pelo efeito Joule-Thomson, causam um sensível sub-resfriamento. Esse processo ocorre em até 2 estágios, proporcionando a liquefação do gás natural. Em geral esses processos apresentam bons resultados de eficiência.

Por fim, o ciclo em cascata é composto por ciclos de refrigerantes puros que operam independentes, apenas com troca de calor entre si. Normalmente os fluidos utilizados são metano, eteno e propano. Devido a possuírem grande custo de instalação, essas plantas usualmente são destinadas ao atendimento de plantas de grandes capacidades de liquefação. Este ciclo foi considerado para este trabalho e é discutido adiante.

Depois de liquefeito, o gás é armazenado em tanques isolados de grandes capacidades para posteriormente serem enviados aos navios. Durante essa armazenagem, a depender do tempo, da quantidade de calor transferida ao tanque, e do *rollover* (súbita agitação causada pela estratificação proveniente das diferentes massas específicas das frações do GNL), parte desse gás evapora, causando um aumento de pressão do

tanque. Quando essa pressão se aproxima dos limites de segurança, o gás é aliviado dos tanques e é readmitido na planta de liquefação refazendo o ciclo de liquefação, enquanto o tanque entra novamente em equilíbrio. Esse gás reevaporado é chamado de *boil-off gas* (BOG).

A movimentação do GNL entre a região produtora e a de consumo é realizada por navios gaseiros, que possuem tanques para transportar o gás a temperaturas criogênicas. Segundo (COLTON, 2012) no final de 2012 existiam ativos cerca de 336 navios de GNL de capacidade superior a 100.000 m<sup>3</sup> de GNL cada, além de 76 em construção com previsão de entrada em operação até 2015. Atualmente a capacidade usual dessas embarcações é em torno de 155.000 m<sup>3</sup> de GNL, porém há casos em que podem chegar a 265.000 m<sup>3</sup> de GNL.

Existem basicamente 4 tipos de navios diferentes quanto à tipologia de tanques. Os esféricos, também conhecido como Moss, os de dupla membrana, os prismáticos auto-portantes e os independentes auto-portantes. Entretanto os esféricos e de membrana dividem cerca de 90% do mercado atual de gaseiros.

Os navios com tanques esféricos possuem vantagens de não utilizarem o casco pra conferir a rigidez estrutural aos tanques. Devido a isso a superfície de contato entre o tanque e o restante do navio também é reduzida, diminuindo a troca de calor por condução. Entretanto devido ao formato esférico o aproveitamento do casco é limitado por questões geométricas.

Já os tanques membrana são compostos por uma ou duas membranas de aço, intercaladas com camadas de isolantes, que são depositadas sobre a parede interna do casco duplo da embarcação. Com isso o aproveitamento do volume útil do casco é bem superior ao do tipo esférico. Entretanto estes tanques não possuem rigidez própria suficiente para se sustentarem e tem que ser montados diretamente no navio, tomando mais tempo para a construção da embarcação do que os esféricos que podem ser construídos paralelamente à embarcação e acoplados ao final. Na Figura 1.6 pode ser visto os dois tipos mais comuns de navios gaseiros.

Usualmente o sistema de propulsão destas embarcações é baseado em turbinas a vapor, que utilizam combustíveis líquidos ou o BOG (quando permitido pelo carregador do gás) dos tanques. Recentemente, vem crescendo uma tendência em se utilizar motores de combustão interna que geram energia elétrica, e assim, os sistemas propulsores são acionados por motores elétricos, melhorando o controle e a eficiência das embarcações. Esses motores também podem utilizar combustíveis líquidos ou gás natural.

Figura 1.6 - Principais tipos de navios gaseiros: (a) tanque esfera e (b) tanque membrana



Fonte: Liquefied Gas Carrier

O BOG dessas embarcações situa-se entre 0,11% a 0,15% (WENNINGER e TOLGOS, 2008) da capacidade de transporte do navio por dia durante a viagem carregado, e metade desse valor na viagem de retorno. Há navios que possuem plantas específicas a bordo para reliquefazer o BOG, mantendo o nível da carga. Nem todo o gás transportado é descarregado no terminal de regaseificação. Essa medida se faz necessária para manter os tanques resfriados durante a viagem de retorno da embarcação à sua origem, podendo utilizar o BOG como combustível também no retorno.

A última parte do sistema de transporte de GNL consiste no terminal de regaseificação, responsável por receber o gás natural líquido e transformá-lo no gás em condições de ser distribuído na rede local. Estes terminais podem estar situados em terra ou sobre embarcações como no caso dos terminais brasileiros. Neste último caso, as embarcações foram convertidas de navios de transporte para navios de regaseificação, mantendo nesse caso capacidade de armazenamento e podendo ser deslocadas para outros portos que possuam a estrutura para recebê-los.

Basicamente as plantas de regaseificação podem ser classificadas quanto à fonte de calor que utilizam: combustível; água do mar ou de resfriamento; ar; integração entre processos. Para cada fonte há diversas soluções que são disponibilizadas por vários fabricantes, ou mesmo soluções híbridas que utilizam mais de uma fonte de calor.

As plantas que se valem da combustão como fonte de calor podem utilizar o BOG dos tanques de armazenagem como parte do combustível necessário. Este sistema está presente em cerca de 20% dos terminais atuais, porém possui elevados custos operacionais pelo elevado consumo de energia (elétrica para o ventilador de ar de combustão e de combustível).

Os sistemas com água do mar ou água de resfriamento como fonte de calor representam cerca de 70% dos terminais atuais. Normalmente de princípio simples, podem atender a plantas de grandes capacidades. Não possuem custos com combustível, porém demandam grande quantidade de energia elétrica para as bombas de captação ou circulação de água. Quando em circuito aberto com água do mar (ORV – *Open Rack Vaporizer*) podem enfrentar restrições ambientais devido a grande variação provocada na temperatura da água e pela adição de biocidas, fatores nocivos à vida marinha.

Plantas a ar são relativamente simples e podem ser moduladas de acordo com a necessidade do projeto. Entretanto não são indicadas para plantas de grande capacidade devido à dependência das condições ambientais e da área necessária. Podem utilizar convecção natural, forçada, ou fluidos intermediários para troca entre o ar e o GNL.

A integração entre processos se mostra como uma opção interessante quando existem unidades próximas ao local de recebimento do GNL com potencial de aproveitamento do frio, como termoelétricas, ou unidades independentes que façam o uso do frio como fonte para algum processo. Um exemplo são os ciclos Rankine Orgânicos (CRO) que dependendo do fluido de trabalho podem operar sobre reservatórios térmicos com temperaturas mais baixas, tal qual o GNL. Esses sistemas no entanto, possuem elevados custos de implantação e ficam atrelados ao recebimento de GNL para possibilitar sua operação.

Para o presente trabalho, o sistema avaliado foi um do tipo ORV, que utiliza água do mar, devido a atender grandes capacidades de regaseificação além ser um dos mais abundantes nas instalações existentes no mundo. O gás considerado a jusante dessa planta está nas condições do ponto B da Figura 1.2.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Diversas referências contribuíram com bases para alguns fundamentos utilizados na elaboração deste trabalho, e são referenciadas ao longo do texto. Alguns trabalhos porém, apresentaram maior contribuição no contexto da proposta deste trabalho e são discutidos mais profundamente nas seções seguintes.

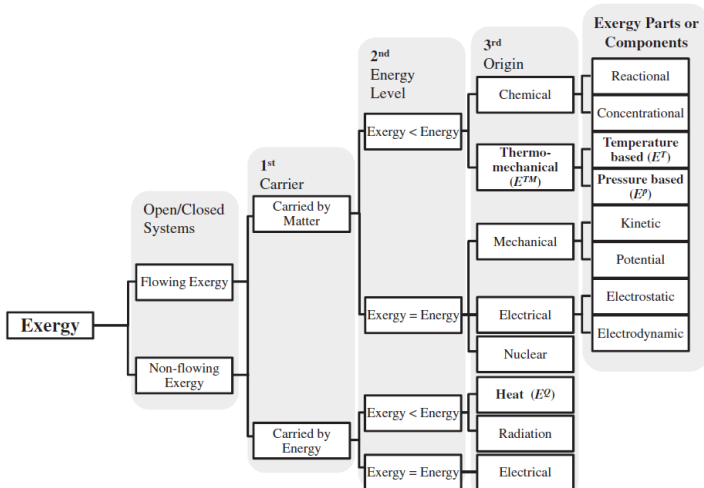
### 2.1 EXERGIA E ANÁLISE EXERGÉTICA

#### 2.1.1 Definições e considerações sobre exergia

Segundo (MORAN e SHAPIRO, 2009, p. 283), “exergia é o máximo trabalho teórico possível de ser obtido a partir de um sistema *global*, composto por um sistema e o ambiente, conforme este entra em equilíbrio com o ambiente (atinge o estado morto)”. Ambiente de referência por sua vez, designa toda vizinhança que não possui suas propriedades intensivas influenciadas devido a essa interação com o sistema em questão.

A exergia pode ser classificada quanto a sua origem energética. Um exemplo dessa decomposição realizada por (MARMOLEJO-CORREA e GUNDERSEN, 2012) pode ser vista na Figura 2.1.

Figura 2.1 - Classificação e decomposição da exergia quanto sua origem energética (MARMOLEJO-CORREA e GUNDERSEN, 2012)



A exergia associada às correntes de matéria neste, como na maioria dos trabalhos de análise exergética de sistemas térmicos foi considerada como parcela termomecânica ou simplesmente exergia física ( $e_{fis}$ ) e a exergia química ( $e_{quim}$ ) presente nas correntes, sendo avaliada pela equação (2.1). Outros termos relativos à energia potencial ou cinética, por exemplo, não foram considerados neste trabalho.

$$e = e_{fis} + e_{quim} \quad (2.1)$$

A exergia química é calculada através de uma relação dependente de valores como a entalpia de formação e a energia livre de Gibbs, e neste trabalho é considerada na exergia do combustível para alguns equipamentos ( $e_{comb}$ ). Para substâncias puras tal como metano e etano, as exergias químicas podem ser encontradas tabeladas, como apresentado por (BEJAN, TSATSARONIS e MORAN, 1996) e mostadas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Exergia química de alguns hidrocarbonetos.

<b>Substância</b>	<b><math>e_{quim}</math> [kJ/kmol]</b>
CH <sub>4</sub>	831650
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	1,496E+06
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2,154E+06
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	2,806E+06
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	3,463E+06
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	3,463E+06

Com os valores da exergia química de cada espécie química ( $i$ ), a exergia química de uma mistura, tal como o gás natural é calculada baseada em sua composição através da equação (2.2). O último termo do numerador dessa equação mostra o efeito da diminuição da exergia química pela mistura de espécies diferentes.

$$e_{quim} = \frac{\sum_{i=1}^n fm_i \cdot e_{quim:i} + R \cdot T_{ref} \cdot \sum_{i=1}^n fm_i \cdot \ln(fm_i)}{MW} \quad (2.2)$$



Já a exergia física é calculada pela relação da equação (2.3)

$$e_{fis} = (h - h_{ref}) - T_{ref} \cdot (s - s_{ref}) \quad (2.3)$$

As variáveis com subscritos *ref* representam os valores das propriedades e grandezas no estado de referência.

Tanto para permitir a obtenção de resultados mais refinados, mas principalmente para a avaliação de sistemas que operem abaixo, ou possuam correntes que cruzem a temperatura de referência, é recomendável que a exergia física seja dividida. Tal divisão nas parcelas térmica ( $e^T$ ), referente à temperatura, e mecânica ( $e^M$ ) referente à pressão, é realizada com base nas equações (2.4) à (2.6).

$$e_{fis} = e^T + e^M \quad (2.4)$$

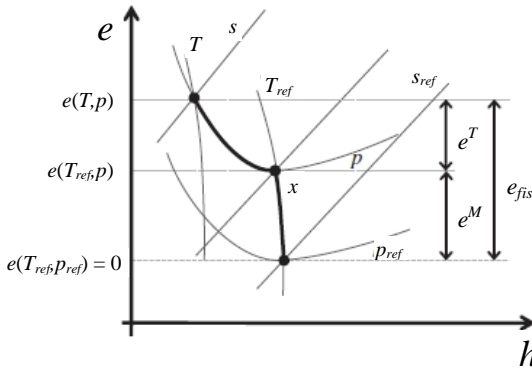
$$e^T = (h - h_x) - T_0 \cdot (s - s_x) \quad (2.5)$$

$$e^M = (h_x - h_{ref}) - T_{ref} \cdot (s_x - s_{ref}) \quad (2.6)$$

Considerando-se o estado intermediário *x* na Figura 2.2, que é avaliado na temperatura de referência e na pressão da substância, é possível notar relativamente a influência da parcela referente à pressão ( $e^M$ ) e à temperatura ( $e^T$ ) na composição da exergia física. A parcela ( $e^T$ ) é positiva e sempre aumenta quando se distancia da temperatura  $T_{ref}$ .

Fica evidente também que a uma mesma pressão, o crescimento da parcela de exergia térmica para temperaturas abaixo da referência é muito mais expressivo que para temperaturas maiores que a de referência. Esse é um dos principais fatores que a divisão é importante para sistemas com baixas temperaturas (abaixo de  $T_{ref}$ ). Significa que uma variação para diminuir 1 K de um sistema que opera a  $T \ll T_{ref}$  requer investimento de exergia muito maior que para aumentar 1 K para um sistema em que  $T \gg T_{ref}$ .

Figura 2.2 - Representação gráfica da divisão da exergia física. [Adaptado de (MARMOLEJO-CORREA e GUNDERSEN, 2012)]



### 2.1.2 Balanço e análise exergetica

A exergia como uma propriedade termodinâmica, pode ser determinada em maior ou menor detalhamento conforme visto na seção 2.1.1. Logo é possível a realização de balanços a exemplo do que se realiza com a primeira lei. A equação (2.7) mostra a forma geral para o balanço de exergia para volumes de controle em regime permanente (MORAN e SHAPIRO, 2009).

$$0 = \sum \left( 1 - \frac{T_{ref}}{T_q} \right) \cdot \dot{Q}_q - \dot{W} + \dot{m} \cdot (e_{in} - e_{out}) - \dot{E}_d - \dot{E}_L \quad (2.7)$$

O primeiro termo do lado direito da Equação (2.7), representa a transferência de exergia associada à troca térmica que se dá na fronteira do volume de controle para o meio a uma temperatura  $T_q$ , enquanto  $\dot{W}$ , corresponde ao trabalho e também a transferência de exergia líquida que atravessa a fronteira do volume de controle. No caso do calor, também é possível se imaginar que a transferência de exergia associada a ele é igual ao trabalho possível de ser realizado por um ciclo ideal reversível que opere entre os reservatórios térmicos de temperaturas  $T_{ref}$  e  $T_q$ .

Os termos  $e_{in}$  e  $e_{out}$  representam respectivamente a exergia das correntes que entram e que saem do volume de controle. Já o termo  $\dot{E}_d$ , representa a taxa de exergia destruída no processo, enquanto  $\dot{E}_L$  representa a taxa de exergia perdida no processo.

Os termos  $\dot{E}_d$  e  $\dot{E}_L$  são as taxas temporais de transferência de exergia e podem se referir a correntes de matéria ou não ( $\dot{E}=m.e$ ). A separação entre  $\dot{E}_d$  e  $\dot{E}_L$  utilizada nesse caso serve apenas para identificar as perdas que ocorrem dentro do volume ( $\dot{E}_d$ ), associadas às irreversibilidades e dependente da tecnologia utilizada, das que ocorrem fora do volume de controle ( $\dot{E}_L$ ), sendo transferidas através da fronteira para o ambiente de referência, com potencial de recuperação. Entretanto o somatório entre exergia perdida e destruída deve ser constante, pois reflete a quantidade de exergia que não foi aproveitada pelo sistema em questão para a realização de um resultado.

A realização do balanço exergético permite avaliar e obter resultados interessantes de alguns sistemas e processos. Porém quando uma análise mais profunda é desejada, algumas metodologias mais recentes podem ser aplicadas a fim de conduzir uma análise exergética mais detalhada, além do conceito de balanço de correntes de entrada e saída do volume de controle.

O método SPECO (*Specific Exergy Costing*) discutido em (LAZZARETTO e TSATSARONIS, 2002), é uma dessas metodologias de análise que permite analisar os processos através de uma estrutura produtiva. Nessa estrutura é possível identificar elementos básicos que são os insumos  $F$  (“fuel”), e os resultados da operação dessa estrutura  $P$  (“products”).

Essa metodologia permite além de definir os elementos  $F$  e  $P$  com base na adição e remoção de exergia das correntes do sistema, calcular a eficiência exergética e também realizar a atribuição de custos da exergoeconomia para avaliações termoeconômicas.

Como definição geral adotada por este método, eficiência exergética é a razão entre a exergia dos produtos pela exergia dos insumos ( $\epsilon = \dot{E}_P/\dot{E}_F$ ). A exergia associada aos produtos  $\dot{E}_P$  é definida como sendo o resultado desejado, enquanto  $\dot{E}_F$  representa os recursos investidos para gerar esse resultado. O método SPECO também define uma metodologia para classificação das correntes da estrutura produtiva em insumos e produtos. Os principais pontos dessa metodologia são:

- Os produtos devem ser considerados como a soma de:
  - todos os valores de exergia considerados na saída (incluindo correntes de exergia gerada no componente) mais;
  - todos os acréscimos de exergia entre a entrada e a saída (i.e as adições de exergia à respectiva corrente) que estão em acordo com o propósito do equipamento.
- Similarmente, os insumos são definidos por serem iguais a:

- todos os valores de exergia considerados na entrada (incluindo as correntes de exergia que são supridas ao componente) mais;
- todos os decréscimos de exergia entre a entrada e a saída (i.e as remoções de exergia da respectiva corrente) menos;
- todos os aumentos de exergia (entre a entrada e a saída) que não estão de acordo com o propósito do componente.

Estas definições são muito ricas para a execução de análise exergética de sistemas complexos, já que nem sempre as funções de cada componente podem ser facilmente identificadas sem uma ferramenta adequada.

Em (TSATSARONIS e MOROSUK, 2010), um adendo sobre o método SPECO é realizado para componentes em que uma corrente cruze a temperatura de referência. Em tal situação, não se deve utilizar a diferença entre os valores de exergia na entrada e na saída. Nesse caso a exergia de entrada da corrente que cruze a temperatura de referência deverá ser considerada como insumo ( $\dot{E}_F$ ), enquanto a corrente de saída pertencerá aos produtos ( $\dot{E}_P$ ). Isso é aplicado à parcela ( $e^T$ ) que possui influência da temperatura e assume valores positivos tanto quando abaixo ou acima da temperatura de referência. Maiores detalhes sobre essa premissa também pode ser obtido em (MARMOLEJO-CORREA e GUNDERSEN, 2012).

Mesmo atendendo a essa classificação das correntes de exergia, um sistema e seus componentes devem obedecer ao balanço conforme a equação (2.8). De uma forma mais geral, pode-se considerar que em um processo exergia é investida ( $\dot{E}_F$ ) para a obtenção de um benefício, resultado ou produto ( $\dot{E}_P$ ). O que não se transforma em resultado se tornam perdas ( $\dot{E}_L$ ) e destruições ( $\dot{E}_d$ ).

$$\dot{E}_F = \dot{E}_P + \dot{E}_d + \dot{E}_L \quad (2.8)$$

Uma particularidade considerada pelo método SPECO é sobre componentes considerados dissipativos. Diferentemente dos chamados componentes produtivos, nos quais os propósitos de operação isoladamente são bem definidos, nos dissipativos essa definição não é clara. Nestes componentes, exergia é destruída sem um ganho termodinâmico direto ao componente, não demonstrando uma função produtiva isoladamente. Nesta classificação encontram-se por exemplo válvulas e resfriadores que operam acima da temperatura de referência.

Dessa forma a operação de tais componentes somente é justificável termodinamicamente quando são analisados no contexto do

sistema térmico globalmente. Ou seja, os componentes dissipativos servem aos componentes produtivos ajudando-os a reduzir seu insumo exergético, ou atendendo a um outro propósito específico. Este é o caso de alguns componentes analisados neste trabalho como o resfriador a ar das estações de compressão por exemplo.

Nos equipamentos dissipativos a definição de eficiência exergética só terá algum significado físico quando considerada juntamente com os componentes produtivos ao qual este equipamento serve, como o resfriador que serve ao compressor na estação de compressão.

Em (MARMOLEJO-CORREA e GUNDERSEN, 2012) uma discussão sobre duas classes de definição de eficiência exergética é conduzida, separadas quanto ao método de “entradas e saídas” e “insumos e produtos”. Uma análise de uma planta liquefação de GNL, baseada no processo PRICO é realizada, comparando definições de eficiência exergética de diversos autores, disponíveis em literaturas.

Adicionalmente na análise é feita a decomposição da exergia nas parcelas térmica e mecânica, demonstrando o comportamento especial e diferenciado de componentes que operam abaixo da temperatura de referência e a importância dessa divisão para a definição de valores de eficiência exergética.

O resultado da comparação das eficiências mostrou grandes discrepâncias para os valores dos componentes isoladamente, chegando a valores mais de 13 vezes maiores para o método de entradas e saídas. Quando avaliada a eficiência global da planta, o valor da eficiência pelo método de entradas e saídas chega a 98,3%, contra 50,5% do método de insumos e produtos. A eficiência do método de entradas e saídas somente se aproxima do valor obtido pelo método dos insumos e produtos quando o componente final da planta onde ocorre mudança de composição química da corrente de gás natural é expurgado da análise, atingindo o valor de 51,4%. Isso demonstra a eficácia da segregação da exergia em parcelas térmica e mecânica e do método de insumos e produtos, que considera efetivamente a exergia que é transferida e transformada nos processos.

## 2.2 ANÁLISE EXERGÉTICA DO TRANSPORTE DE GÁS POR GASODUTOS

Em um trabalho realizado por (CHACZYKOWSKI, OSIADACZ e UILHOORN, 2011) é realizada uma análise exergética do gasoduto Yamal – Europa.

O modelo termodinâmico utilizado, baseado nas equações viriais de estado, compreendeu as estações de compressão e as seções de gasodutos entre elas. Foi considerado que as estações de compressão possuíam turbinas a gás para acionamento dos compressores e um resfriador a ar do gás após a compressão.

Foram investigadas as irreversibilidades do processo e a análise exérgica foi utilizada para determinar o trabalho fornecido para cada componente e quantidade de trabalho perdido durante o transporte.

Também foram realizadas análises específicas variando-se o nível de resfriamento do gás natural e verificando o impacto no desempenho do modelo.

Pelos resultados apresentados, pode-se verificar que as turbinas foram responsáveis por maior parte da destruição de exergia, variando entre 70 e 72% da exergia destruída do sistema. Já os resfriadores quando considerados, responderam por até 4% da exergia destruída, enquanto os compressores representaram cerca de 6%. Já o restante, cerca de 20%, ficava a cargo do gasoduto.

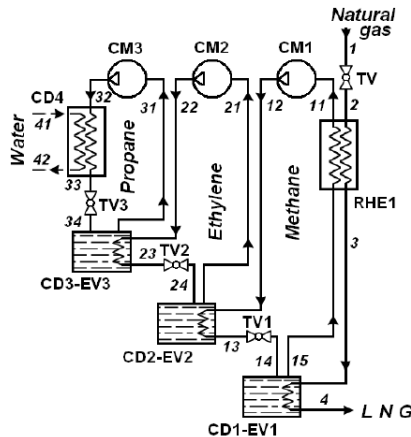
Uma contribuição do trabalho foi na análise da exergia total empregada e no rendimento global do sistema a partir de diferentes condições de operação dos resfriadores. Verificou-se que em muitas situações os equipamentos são superdimensionados para o trabalho e que operações em condições de carga parcial podem trazer ganhos de redução da exergia total investida e de aumento do rendimento.

Os resultados mostraram que com a melhoria do ponto operacional do sistema de resfriamento, quase 2 MW de exergia adentrando o sistema de transporte analisado puderam ser evitados.

### 2.3 ANÁLISE EXERGÉTICA DE PLANTA DE LIQUEFAÇÃO DE GÁS NATURAL

Na publicação de (TSATSARONIS e MOROSUK, 2010) é realizada uma análise exérgica avançada do processo de liquefação de gás natural pelo ciclo em cascata operando com metano, eteno e propano, conforme Figura 2.3. Nesta, *CM* representam os compressores, *CD-EV* são os trocadores de calor evaporativos, *CD* é o condensador, enquanto *RHE* e *TV* representam o trocador recuperativo e a válvula de redução respectivamente. O gás natural foi considerado como metano puro.

Figura 2.3 - Ciclo em cascata considerado por (TSATSARONIS e MOROSUK, 2010).



As correntes de exergia foram separadas nas parcelas térmica e mecânica, principalmente porque a planta possui diversos processos operando abaixo e cruzando a temperatura de referência. A análise de cada elemento levou em consideração a classificação definida pelo método de SPECO, com a particularidade de correntes que cruzam a temperatura de referência, para a definição dos produtos e insumos de cada equipamento e processo.

Considerando-se uma vazão de 1 kg/s de metano, o trabalho total consumido pelos compressores para liquefação do gás foi de 3.050 kW.

O que diferencia a análise exérgica avançada das demais é o detalhamento através da adoção de um novo conceito relativo à exergia destruída. Neste novo enfoque, cada componente  $k$  do sistema possui sua exergia destruída dividida em evitável e inevitável, e, endógena e exógena. A combinação dessas parcelas permite uma análise única e objetiva de melhoria da eficiência do sistema.

A parte inevitável refere-se a toda a destruição de exergia que não pode ser eliminada em função das limitações tecnológicas (disponibilidade, custo), enquanto o restante refere-se à parte evitável, que pode ser mitigada. A exergia destruída inevitável do componente  $k$  pode ser calculada a partir da relação  $(\dot{E}_{d;k}^{inev} = \dot{E}_{P;k}^{real} \cdot (\dot{E}_d / \dot{E}_P)_k^{inev})$ . Para o cálculo de  $(\dot{E}_d / \dot{E}_P)_k^{inev}$ , um ciclo somente com exergia destruída inevitável deve ser simulado.

Já a parcela endógena, está associada somente com as irreversibilidades que ocorrem no componente  $k$ , quando este opera com sua eficiência nominal enquanto todos os outros componentes do

sistema operam em condições ideais. A parte exógena está relacionada com as irreversibilidades causadas no componente  $k$  fruto da influência das irreversibilidades que ocorrem nos outros componentes. Essa divisão permite perceber as interações que ocorrem entre os componentes do sistema.

Para avaliar a parcela endógena de destruição de exergia, um procedimento batizado de ciclo híbrido é proposto. Consiste-se basicamente na idealização de um ciclo em que todos os componentes operam idealmente, enquanto apenas o componente  $k$ , sob análise, opera em condições reais. O número de ciclos necessários nesse caso é igual o número de componentes do sistema.

Com essa divisão, pode-se identificar que a parcela endógena evitável de destruição de exergia pode ser minimizada melhorando-se a eficiência do componente  $k$ , enquanto a exógena evitável minimiza-se com a melhoria dos componentes com o qual o componente  $k$  interage. Estes são os principais resultados desta análise.

Já a parcela inevitável não pode ser reduzida pelas limitações técnicas no próprio equipamento  $k$  (endógena), ou nos demais equipamentos (exógena).

Para a identificação das prioridades para melhoria do sistema, deve ser considerada a soma da parcela evitável endógena do equipamento  $k$  com a parcela exógena dos outros equipamentos dos outros equipamentos que foi causada pela operação do componente  $k$ .

Dentre os principais resultados, a análise exérgica convencional indicou as válvulas TV2 e TV3 da Figura 2.3, como um dos principais equipamentos a serem melhorados. Já a análise exérgica avançada verificou que a exergia destruída endógena evitável destes equipamentos é nula. Isso indica que a redução da exergia destruída nesses equipamentos só se dá com a alteração da forma como eles interagem com o restante do sistema. Outros casos também foram apontados como conclusões inconsistentes em relação à análise exérgica convencional.

## 2.4 MELHORIA DO DESEMPENHO DE SISTEMAS

No trabalho de (CIPOLATO, 2008) é realizada uma simulação e uma análise exérgica de um ciclo de refrigeração em cascata e comparado com os resultados de literatura. Depois de identificada a exergia destruída em cada elemento, foi proposta a aplicação de uma ferramenta estatística variando a pressão do sistema em 6 pontos



distintos e verificando a resposta da função objetivo, que era de minimização da exergia destruída.

Os resultados demonstraram um novo ponto de operação que diminuiu em 48% o valor da exergia destruída para a planta, comparando-se com os dados de literatura. Ainda segundo a análise, a pressão de descarga do compressor do ciclo de metano foi a que apresentou a maior influência na exergia destruída do sistema. O menor valor de exergia destruída obtido para o ciclo em cascata foi de 10.096 kJ/h para uma vazão de 1 kg/h de gás natural.

Uma análise exergética da cadeia do GNL foi realizada por (STRADIOTO, 2011), que também propôs a integração do sistema de regaseificação com ciclos combinados de potência. Foram analisadas três possibilidades de integração: utilizando o frio para pré e inter-resfriamento do ar nos estágios do compressor da turbina a gás; mesmo caso anterior somado a utilização do GNL também para o resfriamento do condensador do ciclo a vapor de água; idem alternativa anterior, porém substituindo-se o fluido do ciclo Rankine de água por nitrogênio.

Pela análise da cadeia verificou-se que 14,81% da energia que entra no processo de liquefação é perdida (na forma de massa) ou consumida na cadeia. Com a integração na regaseificação, e perda pode ser reduzida até 12,65%. Já a eficiência do ciclo de potência analisado aumentou de 49,68% no caso base para até 61,53%.

Diversos trabalhos analisam processos de utilização do frio como fonte para a produção de trabalho, especialmente de energia elétrica. Alguns deles, como no caso anterior, utilizam integração com plantas de geração de potência convencionais ou não, aumentando sua eficiência. Outros propõem ciclos que dependem inteiramente do GNL, podendo operar com rejeitos térmicos de algum processo como fonte quente ou simplesmente com o ambiente.

Este último caso é apresentado por (SZARGUT e SZCZYGIEL, 2009), onde três ciclos de geração de energia elétrica são analisados energeticamente e otimizados economicamente. Duas plantas apresentam ciclos em cascata com dois fluidos, enquanto uma opera somente com etano.

Considerando um terminal de regaseificação com capacidade de 1 bilhão de m<sup>3</sup>/ano de gás natural e uma planta operando 2000 horas por ano, obteve-se uma produção de 31,0E6 kWh, sem empregar a queima de nenhum outro combustível.



### 3 MODAL DE TRANSPORTE DE GÁS POR GASODUTOS

Neste capítulo serão apresentadas e discutidas as principais premissas utilizadas para a modelagem de cada subsistema dentro do modelo de transporte por gasoduto. Também serão apresentados os resultados da análise energética e discutidos os resultados da análise exergética.

Para este trabalho não foi utilizado na modelagem um gasoduto específico, pois se deseja justamente comparar energeticamente e exergeticamente o transporte de gás por gasodutos com o GNL. Evidentemente algumas premissas tiveram que ser consideradas, a fim de possibilitar a simulação e mesmo a validação de alguns resultados, e serão discutidas ao longo das próximas seções.

#### 3.1 O MODELO DE COMPRESSÃO

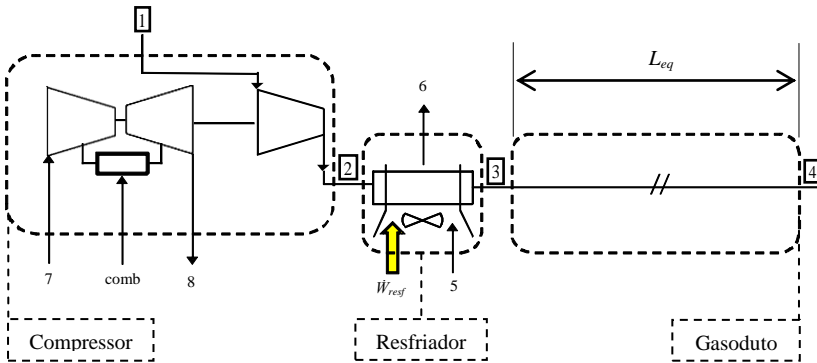
Após a análise dos resultados do APÊNDICE A, verificou-se que o menor valor do fator de compressibilidade calculado do gás natural, foi de  $Z_{GN}=0,874$ . Assim para o cálculo das propriedades do gás natural são adotadas regras para mistura de gases ideais. Premissa à parte, as propriedades utilizadas para cada espécie química que constitui a mistura do gás natural são obtidas a partir dos valores de propriedades de gases reais, o que permite maior exatidão nos resultados obtidos, conforme apresentado .

Para a modelagem e simulação foi considerado um sistema de acordo com a Figura 3.1. Os principais elementos são descritos nas caixas abaixo da figura, bem como as interações com o meio são representadas pelas setas em cada volume de controle sobre os elementos.

As propriedades do gás natural foram avaliadas em cada ponto da figura abaixo sendo:

- Ponto 1: sucção do compressor;
- Ponto 2: descarga do compressor / entrada do resfriador;
- Ponto 3: saída do resfriador / montante do gasoduto;
- Ponto 4: jusante do gasoduto.

Figura 3.1 - Modelo do transporte por gasoduto



Os demais pontos, representados pelos índices 5, 6, 7, 8 e *comb*, referem-se respectivamente as correntes de matéria que cruzam os volumes de controle:

- 5: ar na condição ambiente de referência impelida pelo resfriador a ar para a troca de calor com o gás;
- 6: ar que sai resfriador a ar após troca térmica com o gás natural;
- 7: ar na condição ambiente de referência admitida pela turbina a gás que aciona o compressor;
- 8: vazão dos gases de exaustão da turbina a gás;
- *comb*: vazão de combustível admitido pela turbina a gás.

Já  $\dot{W}_{resf}$ , reflete a transferência de energia e exergia associadas à corrente elétrica que atravessa a fronteira do volume para acionamento dos ventiladores do resfriador.

Como a vazão mássica não traz implicações de efeito de escala no modelo, ela é considerada como 1 kg/s. Dessa forma é possível a obtenção dos resultados tanto em potências como em base específica pela massa de gás natural transportado.

### 3.1.1 Compressor

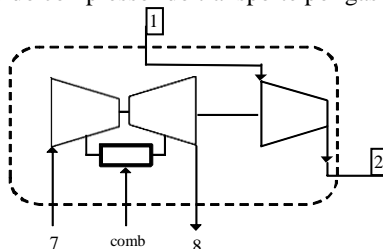
Para obtenção do trabalho de compressão e das propriedades na descarga do compressor, duas alternativas de cálculo foram previamente consideradas para a avaliação do processo de compressão do gás natural.

A primeira considera o processo politrópico, entretanto se faz necessário dispor da eficiência politrópica do compressor, que é obtida a partir da condição real do gás na descarga do compressor.

O processo de compressão politrópico é baseado em relações geométricas que permitem que no cálculo da compressão se atinja o mesmo estado final do processo real. Entretanto isso só é possível com a medição da temperatura e pressão do gás na descarga do compressor ou através de um mapa de rendimento de um compressor real. Conforme (SAEID, POE e SPEIGHT, 2006) o processo politrópico pode ser reproduzido matematicamente através de infinitos processos adiabáticos reversíveis (isentrópicos) associados a processos isobáricos de transferências de calor. Essa sucessão de processos faz que o estado final seja o mesmo estado real.

Neste trabalho o processo de compressão considerado é adiabático, assumindo-se um rendimento isentrópico típico para este tipo de compressores de 85% ( $\eta_{iso} = 0,85$ ). Da mesma forma, seguindo-se a premissa da condição do gás natural em sua origem, têm-se que a pressão  $P_1 = 7093$  kPa e a temperatura  $T_1 = 298,15$  K. A pressão na descarga do compressor foi assumida como  $P_2 = 9930$  kPa. O modelo considerado nesta primeira análise pode ser visto na Figura 3.2

Figura 3.2 - Modelo do compressor do transporte por gasoduto.



As pressões foram escolhidas com base em valores típicos encontrados em gasodutos de transporte de grandes capacidades. Também, a relação de compressão  $P_2/P_1$  apresenta um valor de 1,4, que é um valor típico para um estágio de compressores centrífugos de gás natural, conforme (SAEID, POE e SPEIGHT, 2006). Esse tipo de compressor é mais indicado para grandes vazões, operação em que as condições de trabalho não variam extensamente, além de possuírem uma maior eficiência de trabalho na condição de projeto. Compressores alternativos por sua vez, são mais indicados quando se necessitam grandes razões de compressão ou, quando as condições de operação variem muito.

A partir dessas condições, o trabalho de compressão é obtido pela relação (3.1).

$$\dot{W}_{GN} = \frac{\dot{W}_{GNs}}{\eta_{iso}} \quad (3.1)$$

Onde,

$$\dot{W}_{GNs} = \dot{m} \cdot (h_{GN:2s} - h_{GN:1}) \quad (3.2)$$

Como o gás natural é uma mistura de espécies químicas ( $i$ ), as entalpias –  $h_{GN}$  – são avaliadas através do somatório das parcelas correspondentes de cada uma, conforme a equação (3.3).

$$h_{GN} = \sum_{i=1}^n (fw_i \cdot h_{elem,i}) \quad (3.3)$$

Todas as propriedades intensivas de cada espécie química são avaliadas a partir da condição em que estas se encontram na mistura, conforme a lei de Gibbs-Dalton (BATTIE, 1948). A soma das propriedades elementares intensivas deve ser realizada ponderada pela fração mássica  $fw_i$  de cada espécie na mistura, que para o gás natural considerado vale:

- fração mássica de metano ( $fw_{CH4}$ ): 0,8599 kg<sub>CH4</sub>/kg<sub>GN</sub>;
- fração mássica de etano ( $fw_{C2H6}$ ): 0,1401 kg<sub>C2H6</sub>/kg<sub>GN</sub>;

Em uma mistura, cada espécie comporta-se como se estivesse sozinha, ocupando o volume total e à temperatura da mistura. A pressão parcial de um componente na mistura é a pressão correspondente ao que o número de moles do componente na mistura estabeleceria se ocupasse o volume total da mistura sozinho. Sendo assim, tem-se que a pressão parcial com a qual são avaliadas as demais propriedades da mistura, é dada pela equação (3.4):

$$P_i = fm_i \cdot P \quad (3.4)$$

Onde  $fm_i$  representa a fração molar da substância na mistura e  $P$  é a pressão total da mistura de gases. Dessa forma, as propriedades elementares como a entalpia das espécies químicas na mistura é função da pressão parcial de cada espécie  $h_{elem,i}=f(P_i, \dots)$ , além da segunda propriedade para determinação do estado.

Analogamente para a entropia, temos a Equação (3.5).

$$s_{GN} = \sum_{i=1}^n (f w_i \cdot s_{elem;i}) \quad (3.5)$$

Assim, para o cálculo do trabalho pela equação (3.2), a entalpia  $h_{elem;1}$  é avaliada para cada espécie química da mistura a partir da pressão parcial de cada uma e da temperatura do gás no ponto 1. Já a entalpia do ponto 2 pelo processo isentrópico é avaliada a partir da entropia obtida do ponto 1 e da pressão do ponto 2 ( $h_{GN;2s}=f(P_{2,sGN;1})$ ).

Dessa forma os estados termodinâmicos podem ser determinados na sucção e descarga do compressor, tanto para o trabalho isentrópico ( $\dot{W}_{GN;s}$ ) quanto para o trabalho real ( $\dot{W}_{GN}$ ).

O rendimento mecânico do compressor –  $\eta_{mec}$  – é resultado de suas perdas mecânicas e do acoplamento com a turbina que o aciona. Para tal, foi adotado o valor de  $\eta_{mec}=0,98$ . Com isso, têm-se o trabalho de eixo necessário a ser fornecido pela turbina ao compressor,  $\dot{W}_{comp;GN}$ .

$$\dot{W}_{comp;GN} = \frac{\dot{W}_{GNs}}{(\eta_{iso} \cdot \eta_{mec})} \quad (3.6)$$

Com o trabalho de eixo, pode ser determinado o consumo de combustível da turbina a partir do rendimento desse acionador. Como base, foram selecionados dois tipos de turbinas a gás presentes nas estações de compressão do GASBOL e foram obtidos seus valores médios de eficiência, massa de ar de admissão e temperatura relativos às suas potências, conforme APÊNDICE B.

Os valores médios foram utilizados na Equação (3.7) para se obter a energia consumida pela turbina a gás em forma de gás combustível. A eficiência do acionador obtida vale  $\eta_{acion}=0,3295$ .

$$\dot{E}_{comp} = \frac{\dot{W}_{GNs}}{(\eta_{iso} \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_{acion})} \quad (3.7)$$

A vazão de combustível ( $\dot{m}_{comb}$ ) foi obtida pela relação da Equação (3.8), através do Poder Calorífico Inferior ( $PCI_M$ ) do gás natural.

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{W}_{GNs}}{\eta_{iso} \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_{acion} \cdot PCI_M} \quad (3.8)$$

Na prática, a massa de gás natural que é utilizado como combustível é proveniente do próprio gás transportado. Entretanto como corresponde a cerca de 0,3% da massa transportada a cada estação de compressão, esse decréscimo não foi considerado no presente modelo, sendo considerada a massa de gás transportada inalterada para fins de escoamento e trabalho de compressão. As propriedades da corrente de combustível foram consideradas como as do ponto 1.

O valor de vazão mássica de ar da corrente do ponto 7, conforme Figura 3.2, foi obtido a partir do item (4) da Tabela B.1, e pode ser visto na equação (3.9). O valor da vazão mássica dos gases de exaustão do ponto 8 é obtido do balanço entre as correntes pela equação (3.10), enquanto a temperatura do ponto 8 vale  $T_8=775,7$  K.

$$\dot{m}_7 = \frac{\dot{W}_{GNs}}{(\eta_{iso} \cdot \eta_{mec})} \cdot 3,66 \cdot 10^{-3} \quad (3.9)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{comb} \quad (3.10)$$

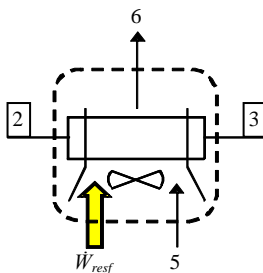
Para efeitos de simplificação, as propriedades dos gases de exaustão no ponto 8 são consideradas iguais as propriedades físicas do ar. Em geral, o teor de oxigênio nos gases de exaustão de turbinas a gás é superior a 18%.

### 3.1.2 Resfriador a Ar

Para o modelo do resfriador a ar, as correntes consideradas são conforme a Figura 3.3.

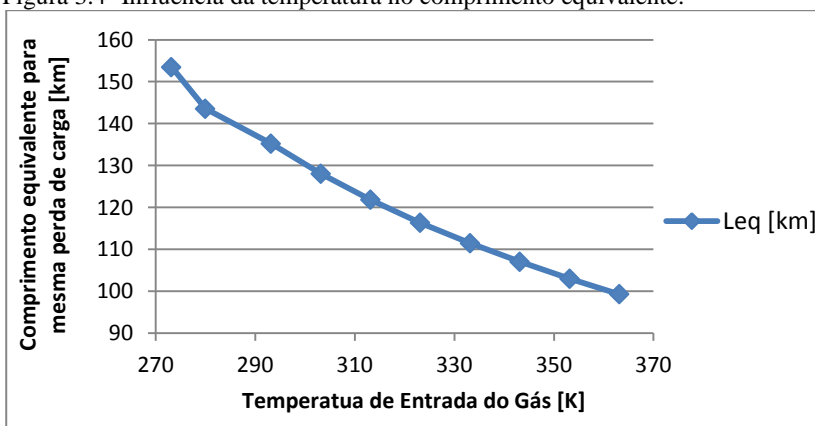


Figura 3.3 - Modelo do resfriador a ar do transporte por gasoduto.



Como já mencionado, a temperatura de entrada do gás em um escoamento exerce forte influência no escoamento, conforme pode ser visto na Figura 3.4. Considerando um gasoduto de 762 mm de diâmetro interno e que opere com uma vazão de 244 kg/s a uma perda de carga fixa sob uma razão de 1,4, temos uma redução substancial do comprimento equivalente (comprimento no qual a perda de carga é equivalente à fixada).

Figura 3.4 - Influência da temperatura no comprimento equivalente.



Diante disso, a existência de um sistema de resfriamento do gás se faz necessário. Na prática, esse módulo de resfriamento está localizado na mesma área do compressor, já que o resfriamento deve ocorrer antes que o gás retorne para o gasoduto.

Existem diversas formas de resfriadores, entretanto o mais utilizado nas estações de compressão são os resfriadores a ar (*air-*

*coolers*) devido principalmente a localização remota dessas estações e na facilidade operacional desses tipos de equipamentos, que utilizam o ar atmosférico como fluido refrigerante. Nesses resfriadores, o escoamento de ar se dá cruzado contra tubos aletados por onde o gás natural escoava.

Como premissas deste processo, foram determinadas a temperatura desejada do gás natural a jusante do resfriador (ponto 3), a perda de carga do gás através do resfriador e a temperatura do ar na saída do trocador (ponto 6).

Sendo assim, adotou-se a temperatura do ponto 3 sendo 16,5 K acima da temperatura do ambiente de referência ( $T_3=314,7$  K). Essa diferença é suficiente para garantir uma temperatura aceitável para não influenciar excessivamente na perda de carga do gás no gasoduto e, não exigir uma grande potência elétrica nos acionadores dos ventiladores que impelem o ar sobre o resfriador.

A pressão no ponto 3 foi considerada sendo a mesma do ponto 2 descontada de uma perda de carga de 1% pela passagem pelo resfriador a ar, ou seja  $P_3 = 0,99 \cdot P_2 = 9.831$  kPa. A pressão da corrente de ar vale 101,3 kPa nos pontos 5 e 6.

Após resfriar o gás natural, o ar eleva sua temperatura no ponto 6 em relação ao ponto 5. Tal temperatura foi admitida como sendo 5 K menor que a temperatura no ponto 3 ( $T_6=309,7$  K), permitindo um *pinch point* (menor diferença de temperatura entre dois fluidos que trocam calor) aceitável para que não seja necessário grandes áreas de troca térmica.

A determinação da taxa de calor rejeitado pelo gás natural para o ar pode ser encontrado através da equação (3.11), ou em base específica (kJ/kg) dividindo-se pela vazão mássica de gás natural de 1kg/s.

$$\dot{q}_{GN:resf} = \dot{m}_{GN} \cdot (h_3 - h_2) \quad (3.11)$$

Como enunciado na seção anterior, as propriedades são calculadas a partir da determinação das propriedades de cada espécie química pelas respectivas pressões parciais, e as propriedades do gás natural são obtidas conforme as equações (3.3) e (3.5).

O passo seguinte é a determinação da massa de ar necessária, que atenda as diferenças de temperaturas consideradas. A equação da troca de calor no resfriado para o lado do ar fica conforme a equação (3.12)

$$\dot{q}_{GN;resf} = \dot{m}_5 \cdot (h_6 - h_5) \quad (3.12)$$

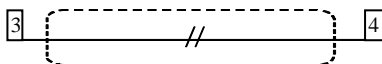
O projeto de trocadores de calor, mais especificamente resfriadores a ar, envolvem várias variáveis e exigem conhecimento específico e bem determinado do processo ao qual está inserido. Como objetivo desta análise está somente em determinar as correntes que atravessam a fronteira do volume de controle, faz-se necessário avaliar a potência elétrica consumida pelos acionadores dos ventiladores do resfriador a partir de uma vazão de ar. Segundo a análise feita por (CHACZYKOWSKI, OSIADACZ e UILHOORN, 2011), o resfriador analisado sob condições atmosféricas semelhantes à desse trabalho é capaz de impelir 167 kg/s de ar investindo 480 kW elétricos nos ventiladores. Diante dessa informação e, sabendo-se a massa de ar necessária para a presente análise, a potência elétrica para o atendimento do processo de resfriamento do gás natural é obtida através da extrapolação representada na relação (3.13).

$$\dot{W}_{el;resf} = \frac{\dot{m}_5}{167} \cdot 480 \quad (3.13)$$

### 3.1.3 Gasoduto

Do ponto de vista termodinâmico, o gasoduto é um elemento puramente dissipativo, já que reduz a energia e a exergia do gás natural durante o escoamento, conforme o modelo da Figura 3.5. Sua existência só é justificada juntamente com os outros elementos, que completam o propósito de uma tarefa como o transporte de gás natural.

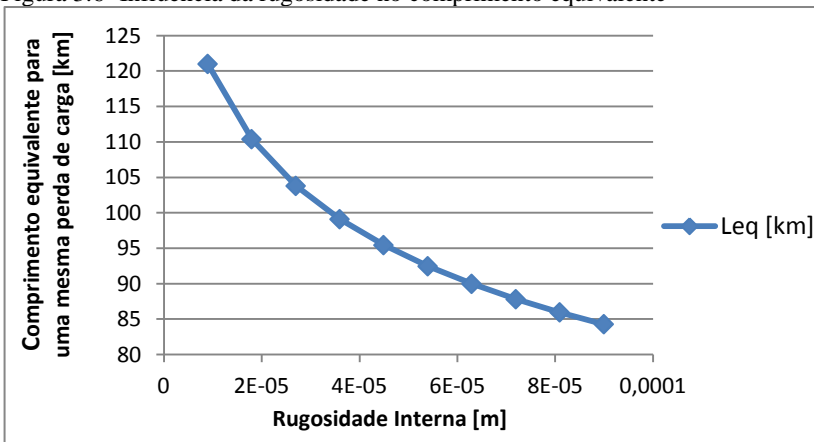
Figura 3.5 –Modelo do gasoduto no transporte por gasoduto.



Como o regime de escoamento é turbulento, a rugosidade interna do gasoduto ( $e_{gas}$ ) é fator importante na perda de carga. Considerando-se novamente um gasoduto de 762 mm de diâmetro interno e uma vazão de 244 kg/s com uma perda de carga constante de 1,4, obtém-se a variação do comprimento equivalente em relação a rugosidade interna conforme

a Figura 3.6. Em gasodutos de grandes proporções, usualmente se aplica tratamento com resinas a fim de diminuir a rugosidade.

Figura 3.6- Influência da rugosidade no comprimento equivalente



Para este trabalho havia a necessidade de se definir variáveis que possibilitassem o cálculo do escoamento no gasoduto. Foram então adotados valores baseados no estudo conduzido por (SANTOS, 2008) sobre o GASBOL.

Neste caso, as dimensões do gasoduto tal como diâmetro e rugosidade interna, foram selecionadas iguais às do GASBOL, e podem ser vistas na Tabela 3.1. A sua capacidade de transporte diária projetada é de 30.000.000 m<sup>3</sup>/dia de gás natural. Na composição e condição de ambiente de referência, isso representa uma vazão mássica de 244 kg/s.

Tabela 3.1 – Dados para o cálculo hidráulico do modelo do gasoduto.

Nome da Variável	Símbolo	Valor [unidade]
Vazão mássica no gasoduto	$\dot{m}_{GN}$	244 [kg/s]
Diâmetro interno do gasoduto	$D_{gas}$	0,7622 [m]
Rugosidade interna do gasoduto	$e_{gas}$	9,00E-06 [ - ]
Perda de carga considerada	$\Delta P$	2738 [kPa]
Aceleração da gravidade	$g$	9,81 [m/s <sup>2</sup> ]

A determinação das condições do gás natural no ponto 4 obedeceu a uma premissa de que a pressão deveria ser a mesma da

condição de sucção do compressor no ponto 1. Esta condição foi necessária para que se obtivesse o mesmo  $\Delta P$  entre as estações de compressão. Com o  $\Delta P$  fixo, é possível se obter o comprimento no qual a pressão do ponto 4 se igualará a pressão no ponto 1, a partir da equação da perda de carga.

A temperatura no ponto 4 foi determinada de acordo com o proposto por (ABDOLAHÍ, MESBAH, *et al.*, 2007) através da equação (3.14) de Schorre modificada por Coulter e Bardon para a diferença de pressão em Pascal. Tal equação é fruto da integral para um volume de controle de um elemento do fluido da equação geral para o balanço de energia em regime permanente em um gasoduto.

$$T_4 = \left( T_3 - \left( T_{ref} + \left( \frac{\eta_{JT}}{\Phi_{GN}} \right) \cdot \left( -\frac{(P_3 - P_4)}{L_{eq}} \right) \right) \right) \cdot \exp(-\Phi_{GN} \cdot L_{eq}) + \left( T_{ref} + \left( \frac{\eta_{JT}}{\Phi_{GN}} \right) \cdot \left( -\frac{(P_3 - P_4)}{L_{eq}} \right) \right) \quad (3.14)$$

O termo  $\eta_{JT}$  representa o coeficiente Joule-Thomson, que foi obtido através o *software* HYSYS para a mistura de gás natural considerada. Utilizando-se a condição de pressão média entre os pontos 3 e 4, o coeficiente Joule-Thomson vale  $\eta_{JT} = 3,983E-6$  K/Pa. O termo  $\Phi_{GN}$  por sua vez é calculado pela equação (3.15).

$$\Phi_{GN} = \frac{\pi \cdot D_{e;gas} \cdot U_{gas}}{\left( \dot{m}_{GN} \cdot c_{p;GN;3} \right)} \quad (3.15)$$

Sendo nesse caso,  $D_{e;gas}$  o diâmetro externo do gasoduto e  $U_{gas}$ , o coeficiente global de troca térmica. Este coeficiente foi escolhido com valor idêntico ao utilizado por (CHACZYKOWSKI, OSIADACZ e UILHOORN, 2011) e vale  $U_{gas} = 1,66$  W/m<sup>2</sup>.K.

Para o cálculo das perdas hidráulicas, há a necessidade de se determinar o número de Reynolds, dado pela Equação (3.16). Devido às variações de pressão, volume específico e velocidade que vão ocorrendo ao longo do escoamento, o número de Reynolds muda a cada ponto. Entretanto neste trabalho adotou-se o número de Reynolds constante ao longo do gasoduto, sendo avaliado nas propriedades do ponto 3.

$$Re = \rho_{GN} \cdot Vel \cdot \frac{Dh}{\mu_{GN}} \quad (3.16)$$

Pela lei de misturas para gases ideais, há duas possibilidades para a avaliação da massa específica do gás natural com os mesmos resultados. A primeira é através da soma ponderada pela fração molar (ou volumétrica) da massa específica de cada espécie química avaliada na pressão total da mistura. A outra maneira é através da soma das massas específicas de cada espécie química avaliada na pressão parcial.

Como neste trabalho são utilizadas as propriedades de gases reais, os métodos apresentaram diferença nos resultados. O segundo caso apresentou resultados muito próximos ao definido pela norma (ISO 12213-2:2006(E), 2006), que estabelece o padrão para cálculo da massa específica e do fator de compressibilidade de acordo com a equação AGA8-92DC. A maior diferença entre os valores calculados e o valor obtido através da norma, que pode ser verificado em (Unitrove, 2014), foi inferior a 5%, valor menor do que comparado à utilização de propriedades ideais.

Pelos bons resultados apresentados, o segundo método é utilizado para a determinação da massa específica do gás natural neste modelo. A massa específica da mistura que compõe o gás natural é avaliada conforme a equação (3.17), sendo a massa de cada espécie química avaliada pela sua pressão parcial  $\rho_{elem;i}=f(P_i, \dots)$ , conforme equação (3.4).

$$\rho_{GN} = \sum_{i=1}^n (\rho_{elem;i}) \quad (3.17)$$

Como é uma propriedade de transporte e não uma propriedade termodinâmica, a viscosidade não pode ser obtida pela soma do produto das frações molares pela viscosidade de cada espécie química, como nos casos anteriores. Para a viscosidade de uma mistura de gases, adotou-se a relação proposta em (BROKAW, 1968):

$$\mu_{GN} = \sum_{i=1}^n \left( \frac{fm_i \cdot \mu_{elem;i}}{fm_i + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n fm_j \cdot \phi_{i;j}} \right) \quad (3.18)$$

Como neste estudo o gás natural apresenta apenas metano e etano, o coeficiente  $\Phi_{i;j}$  para misturas binárias (onde cada índice representa uma espécie química da mistura) é obtido simplificadamente em (WILKE, 1949), sendo dado conforme a Equação (3.19):

$$\phi_{i;j} = \frac{\left( 1 + \sqrt{\frac{\mu_{elem;i}}{\mu_{elem;j}}} \cdot \left( \frac{MW_j}{MW_i} \right)^{1/4} \right)^2}{\sqrt{8 \cdot \left( 1 + \frac{MW_i}{MW_j} \right)}} \quad (3.19)$$

Quando  $i=j$  o coeficiente  $\Phi_{i;j} = 1$ . Admitindo-se que o coeficiente para a interação entre metano e etano seja dado por  $\Phi_{1;2}$ , o coeficiente para etano e metano,  $\Phi_{2;1}$ , pode ser obtido pela correlação (3.20):

$$\phi_{2;1} = \left( \frac{\mu_2}{\mu_1} \right) \cdot \left( \frac{MW_1}{MW_2} \right) \cdot \phi_{1;2} \quad (3.20)$$

Os valores da massa molar do metano e do etano valem respectivamente  $MW_{CH_4} = 16,04$  kg/kmol e  $MW_{C_2H_6} = 30,07$  kg/kmol.

A velocidade  $Vel$ , é obtida através da razão da vazão volumétrica pela área da seção transversal do gasoduto, enquanto o diâmetro hidráulico  $Dh$  é obtido pela Equação (3.21), onde  $A_{gas}$  e  $D_{gas}$  são a área da seção transversal e o diâmetro interno respectivamente do gasoduto que estão em contato com fluido.

$$Dh = 4 \cdot \frac{A_{gas}}{\pi \cdot D_{gas}} \quad (3.21)$$

Para escoamentos turbulentos, o fator de atrito de Darcy ( $f$ ) pode ser determinado através do gráfico de Moody, ou através da equação de Colebrook-White (3.22), utilizando como variáveis além do número de Reynolds ( $Re$ ), o diâmetro hidráulico ( $Dh$ ) e a rugosidade interna ( $e_{gas}$ ).

$$f = \left( -2 \cdot \log \left( \frac{1}{3,7} \cdot \frac{e_{gas}}{Dh} + 2,51 \cdot \frac{f^{-1/2}}{Re} \right) \right)^{-2} \quad (3.22)$$

Segundo (FOX e MCDONALD, 2001), escoamentos de gases com transferência de calor desprezível e com número de Mach inferior à 0,3 a variação da massa específica é inferior à 5%. Assim esses escoamentos podem ser tratados como incompressíveis.

Forçando uma condição de  $U_{gas}$  muito baixo, a temperatura no ponto 4 do gasoduto tende ao valor de 303,15K, ou seja apenas 5K a mais do que quando considerado o coeficiente de transferência de calor ( $U_{gas}=1,66 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ), mostrando sua baixa relevância na mudança de temperatura do gás, que se dá prioritariamente pelo efeito Joule-Thomson.

O número de Mach é definido pela razão da velocidade do escoamento  $Vel$  pela velocidade local do som  $SS$ , conforme a equação (3.23).

$$M = \frac{Vel}{SS} \quad (3.23)$$

Sabendo-se que a velocidade do gás natural no ponto 3 vale  $Vel_3=7,45 \text{ m/s}$ , o número de Mach no ponto 3, considerando-se apenas o metano como constituinte do gás ( $SS_{CH_4}=457,6 \text{ m/s}$ ), vale  $M_{CH_4}=0,01628$ . Se considerado apenas o etano ( $SS_{C_2H_6}=446,6 \text{ m/s}$ ) o valor varia pouco, para  $M_{C_2H_6}=0,01668$ . Mesmo no ponto 4 ( $Vel_4=9,832 \text{ m/s}$ ), o maior valor que corresponde ao metano, é de  $M_{CH_4}=0,02249$ .

Admitindo-se que com a composição da mistura do gás natural de metano e etano o valor do número de Mach se situe entre os valores obtidos, a condição de escoamento incompressível é satisfeita, uma vez que os limites estão bem acima dos resultados obtidos ( $M < 0,3$ ).

Com o fator de atrito calculado, o comprimento equivalente do gasoduto é determinado a partir da perda de carga definida,  $\Delta P = P_3 - P_4$ , através da equação (3.24) para escoamentos turbulentos, plenamente



desenvolvidos e incompressíveis. Ressalta-se, que a perda de carga representa o mesmo valor da razão de compressão do compressor. O comprimento equivalente representa a distância que o gás natural percorrerá no gasoduto até atingir a condição da pressão de sucção (pressão do ponto 1) de uma nova estação de compressão ( $P_4 = P_1$ ).

$$\Delta P = \rho_{GN} \cdot f \cdot (L_{eq}) \cdot \frac{Vel^2}{(Dh \cdot 2)} \quad (3.24)$$

Todas as propriedades para o cálculo do comprimento equivalente consideram o gás natural no ponto 3, após o resfriamento.

### 3.2 RESULTADOS DO MODAL DE TRANSPORTE POR GASODUTOS

Nesta secção são apresentados alguns dos principais resultados obtidos dos balanços de energia dos modelos e do cálculo de escoamento do transporte de gás natural por gasodutos. A vazão de gás natural considerada foi de 1 kg/s.

Para o compressor, os principais resultados são os da Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Principais resultados da modelagem do compressor

Variável	Símbolo	Valor [unidade]
Trabalho de compressão isentrópico	$\dot{W}_{GN,S}$	45,76 [kW]
Trabalho de compressão real	$\dot{W}_{GN}$	53,83 [kW]
Energia consumida no acionador	$\dot{E}_{comp}$	166,74 [kW]
Consumo de combustível	$\dot{m}_{comb}$	3,36E-03 [kg/s]
Vazão mássica de ar admissão	$\dot{m}_7$	2,00E-01 [kg/s]
Vazão mássica dos gases de exaustão	$\dot{m}_8$	2,03E-01 [kg/s]

Pode ser percebido que o compressor consome cerca de 0,33% da energia de um quilograma de gás natural para realizar o trabalho de compressão a cada trecho do comprimento equivalente.

Já para o resfriador, temos os principais resultados conforme a Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Principais resultados da modelagem do resfriador a ar.

Variável	Símbolo	Valor [unidade]
Calor trocado no resfriador a ar	$q_{GN;resf}$	31,50 [kW]
Potência elétrica do resfriador a ar	$\dot{W}_{el;resf}$	7,84 [kW]
Vazão mássica de ar no resfriador	$\dot{m}_5$	2,73 [kg/s]

Devido ao calor específico do gás natural ser mais que o dobro do calor específico do ar, a vazão mássica do ar precisa ser mais que dobrada para uma mesma capacidade térmica no resfriador. Isso reflete na necessidade de se investir grande quantidade de energia elétrica nos resfriadores. Para o caso de um gasoduto de 30.000.000 m<sup>3</sup>/dia, como considerado no cálculo do escoamento, a demanda elétrica estimada para os resfriadores pode chegar a mais de 1.900 kW.

Uma análise de otimização sobre a perda de carga no gasoduto, temperatura do gás e energia investida nos resfriadores a ar, deve ser conduzida nos casos de projeto, verificando o menor consumo energético e custos durante sua vida útil.

Por fim os resultados do modelo do gasoduto trazem os dados da Tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Principais resultados da modelagem do compressor

Variável	Símbolo	Valor [unidade]
Comprimento equivalente do gasoduto	$L_{eq}$	120969 [m]
Número de Reynolds no ponto 3	$Re_3$	2,58E+07 [ - ]
Temperatura no ponto 4	$T_4$	298,2[K]

O número de Reynolds no ponto 3, onde são avaliadas as condições de perda de carga do escoamento, apresenta um valor muito acima da transição laminar – turbulento, que para dutos comumente situa-se entre  $2000 < Re < 2400$ . Isso justifica a utilização da equação de Colebrook-White (3.22)

Comparando-se o valor do comprimento equivalente calculado com a distância média entre as estações de compressão do GASBOL, o valor obtido é praticamente o mesmo. Isso corrobora para a solução apresentada neste modelo.

A temperatura do ponto 4, obtida com a Equação (3.14), apresenta o mesmo valor da temperatura do ponto 1. Logo, pode-se considerar que o modelo da Figura 3.1 se repete a partir do ponto 4,

iniciando com uma nova estação de compressão. A determinação da energia e da exergia investidas para o transporte do gás natural por gasodutos fica assim facilitada, já que os estados a montante e a jusante do processo são idênticos e as estruturas de compressão, resfriamento e de gasoduto se repetem em distâncias determinadas.

Na Tabela 3.5 é possível uma visão geral das principais propriedades do gás natural que foram avaliadas em cada ponto do sistema de compressão. Os valores sombreados representam os dados de entrada do problema.

Os dados do ponto 4 foram suprimidos pois como visto, são os mesmos do ponto 1. Analisando os dados da Tabela 3.5, percebe-se que durante o escoamento, o fator de compressibilidade apresenta o menor valor na condição de sucção e o maior na descarga do compressor. Considerando a influência positiva do aumento da temperatura e negativa do aumento da pressão na idealidade do gás, os efeitos da temperatura se mostraram mais pronunciados na compressão.

Tabela 3.5 - Principais variáveis do gás natural ao longo dos pontos do sistema

<b>Variável</b>	<b>Ponto 1</b>	<b>Ponto 2</b>	<b>Ponto 3</b>
Pressão [kPa]	7093	9930	9831
Temperatura [K]	298,15	326,6	314,7
Fator de Compressibilidade	0,8741	0,8915	0,8742
Entalpia [kJ/kg]	-3,02	50,83	19,32
Entropia [kJ/kg.K]	-1	-0,9753	-1,069
Massa Específica [kg/m <sup>3</sup> ]	54,39	68,69	71,77
Viscosidade [kg/m.s]	-	-	1,58E-05

O consumo total de energia para o transporte do gás ao longo do comprimento equivalente é de 174,6 kJ/kg de gás natural transportado, dos quais 95,5% é de combustível do turbocompressor. Considerando-se o comprimento equivalente, temos 1,44 kJ/km para cada quilograma de gás natural que é transportado no gasoduto.

Essa energia que é investida na estação de compressão é dissipada no gasoduto até a entrada da próxima estação.

### 3.3 ANALISE EXERGÉTICA DO TRANSPORTE POR GASODUTO

A determinação das exergias de cada ponto do modelo foi realizada com base na equação (2.3). No caso do gás considerado como combustível, a exergia química (2.2) também foi utilizada.

Para o gás natural, os valores da entalpia e entropia para cada ponto são os da Tabela 3.5, e os valores com o subíndice *ref* referem-se ao estado morto, que neste problema equivale ao estado de referência, presente na Tabela 1.2. Para os pontos 5, 6, 7 e 8, as propriedades foram calculadas tomando o ar sem umidade como substância, e exceto nos pontos 6 e 8, as temperaturas são as mesmas do estado de referência. As pressões para esses pontos foram consideradas como as do estado de referência.

Os termos referentes a exergia cinética e potencial foram desconsiderados primeiramente por apresentarem parcelas pouco significativas frente os demais termos, e também por não haverem condições determinadas do traçado e locais de escoamento do gás.

A exergia química também não foi considerada na determinação das exergias das correntes onde não ocorreram transformações químicas (1, 2, 3 e 4). No entanto, para a corrente de combustível do turbocompressor *comb*, ela é calculada através da equação (2.2)

Com as exergias determinadas em cada ponto do sistema, a análise exergética dos componentes e do sistema de transporte de gás natural por gasodutos foi baseada nos princípios SPECOS discutidos na seção 2.1.2.

#### 3.3.1 Sistema de compressão do gás – Compressor

O compressor é o elemento responsável por fornecer o trabalho, que pode ser considerado como o acréscimo de exergia ao sistema. Como o processo é adiabático, não há exergia associada à troca de calor. A análise exergética é baseada na equação (2.8), que aplicada ao compressor resulta em:

$$\dot{E}_{F;comp} = \dot{E}_{d;comp} + \dot{E}_{P;comp} \quad (3.25)$$

O termo  $\dot{E}_{P;comp}$  é o resultado do aumento de exergia da corrente de gás natural do estado 1 para o estado 2 e é o produto deste processo. A parcela  $\dot{E}_{F;comp}$  (exergia dos insumos) refere-se à exergia presente na

corrente de combustível e de ar consumidos pela turbina que aciona o compressor, descontados da corrente de exergia dos gases de exaustão que cruza a fronteira do volume de controle. O motivo de se considerar esta corrente como um termo de subtração nos insumos e não uma perda de exergia ( $\dot{E}_{L,comp}$ ) na equação (3.25) é discutido na seção 3.3.4.

$$\dot{E}_{P,comp} = \dot{m}_{GN} \cdot (e_2 - e_1) \quad (3.26)$$

$$E_{F,comp} = \dot{m}_{comb} \cdot e_{comb} + e_{ar,ref} \cdot \dot{m}_7 - \dot{m}_8 \cdot e_8 \quad (3.27)$$

Na equação (3.27) a exergia do combustível  $e_{comb}$  é obtida a partir das mesmas condições do gás natural no ponto 1. Portanto o rebaixamento de pressão para consumo na turbina caso haja, é admitido como destruição do processo. Já a exergia do ar  $e_{ar,ref}$  é avaliada no estado ambiente de referência, e possui valor nulo pela equação (2.3).

### 3.3.2 Sistema de resfriamento do gás – Resfriador a Ar

A transferência de calor e da exergia associada no resfriador ocorre internamente ao volume de controle e não é considerada pela equação geral (2.8) para aplicação do balanço exergético. Entretanto, a corrente de ar aquecido pelo gás natural cruza a fronteira do volume de controle, carregando parte da exergia transferida no processo de troca de calor. Essa exergia que se transfere para a atmosfera acaba sendo destruída distante do resfriador e é considerada como uma perda.

Apesar disto, a perda deve ser imputada ao sistema global, considerando os demais equipamentos e não só ao resfriador, já que o este é considerado um equipamento dissipativo.

Pelos critérios adotados, pode-se calcular a exergia investida ( $\dot{E}_{F,ref}$ ) para o resfriamento pela equação (3.28), que considera a potência elétrica para o acionamento dos ventiladores e a diferença de exergia da corrente de gás natural, que é consumida no processo. Como o propósito de operar o resfriador não é aquecer a corrente de ar, considera-se que a exergia investida é parte destruída e parte perdida. Porém como no caso do compressor, a exergia perdida relativa a corrente de ar aquecida que cruza a fronteira não deve ser considerada localmente no resfriador. Ela é admitida como um termo de subtração na equação (3.28).

Nesse caso não há um produto definido para o equipamento isoladamente. O seu propósito está associado neste caso ao aumento do comprimento equivalente  $L_{eq}$ , que resulta em um menor trabalho de

compressão por quilômetro, contribuindo para o melhor desempenho do sistema global.

$$\dot{E}_{F;resf} = \dot{W}_{el;resf} + \dot{m}_{GN} \cdot (e_2 - e_3) - \dot{m}_5 \cdot (e_6 - e_{ar;ref}) \quad (3.28)$$

### 3.3.3 Sistema de movimentação do gás – Gasoduto

Como evidente no volume de controle do gasoduto na Figura 3.1, a única corrente que cruza sua fronteira é a de gás natural nos pontos 3 e 4. Nesses casos em que a corrente não apresenta mudança da exergia química ao cruzar mais de uma vez o volume de controle, deve-se optar por utilizar a diferença entre o valor das correntes e associá-las aos produtos ou insumos (LAZZARETTO e TSATSARONIS, 2002).

A classificação quanto à exergia destruída ou perdida pode ser modificada a partir de onde se determina a fronteira do volume de controle. Apesar disso, a soma das duas parcelas se mantém constante no processo.

Mesmo havendo troca de calor no processo de escoamento do gás (já que há um coeficiente global de troca térmica na predição da temperatura), a fronteira do volume de controle adotado está colocada suficientemente distante da parede do gasoduto. Com isso considera-se a exergia é destruída dentro do próprio volume de controle.

Como o gasoduto também é considerado um equipamento dissipativo, não há significado do ponto de vista produtivo em definir termos para os insumos e para os produtos. Sua função dentro do sistema global é deslocar o gás de um ponto a outro à custa da exergia investida que é destruída no processo. Assim, a equação (3.29) representa a exergia dos insumos que é igual a exergia destruída.

$$\dot{E}_{F;gas} = \dot{m}_{GN} \cdot (e_3 - e_4) \quad (3.29)$$

### 3.3.4 Eficiência Exergética

Segundo (BEJAN, TSATSARONIS e MORAN, 1996) eficiência exergética provê uma medição verdadeira do desempenho de um

sistema de energia do ponto de vista termodinâmico, e é definida pela equação (3.30).

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_F} \quad (3.30)$$

Outra abordagem da eficiência exergética é que subtraindo-se seu valor em base percentual de 100% tem-se o percentual de exergia que é perdida e destruída no processo.

Entretanto além dos cuidados na definição dos termos de insumos e produtos, vale ressaltar também que a exergia perdida não deve ser considerada no cálculo da eficiência exergética do equipamento isoladamente por onde ela cruza por último a fronteira, conforme (LAZZARETTO e TSATSARONIS, 2002). A perda deve ser considerada apenas no sistema global. No componente ela deve ser classificada como insumo ou produto.

Dessa forma caso houvesse, por exemplo, um sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão, a corrente dos gases de exaustão seria considerada como um insumo do recuperador de calor e isentaria o compressor de qualquer influência sobre o que ocorre com a corrente após atravessar os limites de sua fronteira.

Caso essa consideração não fosse adotada, comparando a eficiência exergética do compressor no caso atual, com um caso de recuperação de calor, se teria valores diferentes, pois os produtos gerados pelo compressor seriam diferentes. Com esta consideração, a eficiência do compressor independe do que ocorre com a corrente que deixa o volume de controle.

Para o gasoduto e para o resfriador, conforme já explanado, não há significado produtivo em se calcular a eficiência exergética, já que não há um propósito termodinâmico claro para definição dos produtos destes equipamentos isoladamente.

Dessa forma todas as perdas associadas ao resfriador e ao compressor somente foram contabilizadas no balanço global.

### 3.4 RESULTADOS DA ANÁLISE EXERGÉTICA

A exergia química calculada para mistura gás natural vale 51506 kJ/kg. Como o transporte não provoca mudanças na exergia química do gás natural transportado, a exergia física é a parcela de

maior interesse, pois é onde são quantificadas as perdas e as possibilidades melhoria da eficiência do projeto. Sendo assim somente ela é considerada na presente análise.

Para as principais correntes de matéria que atravessam os volumes de controle da Figura 3.1, temos os valores de exergia obtidos na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 - Principais valores de exergias das correntes do sistema

Ponto	Exergia Física [kJ/kg]
1	598,7
2	645,1
3	641,6
6	0,2005
8	202,1

A exergia do ponto 4 assim como a exergia do combustível é a mesma do ponto 1. A exergia do ar nos pontos 5 e 7 tem valor nulo, já que se encontra no mesmo estado da referência. Assim todas as correntes associados aos pontos 5 e 7 têm custo exergético nulo.

A Tabela 3.7 permite uma visualização das variáveis definidas segundo o balanço exergético, aplicadas ao transporte de gás a uma distância equivalente ao comprimento equivalente ( $L_{eq}$ ).

Tabela 3.7 - Resultado do balanço exergético por processo no modal de gasoduto

Parcela de Exergia	Processo		
	Compressão	Resfriamento	Movim.
Exergia Insumo ( $E_F$ ) [kW]	134,02	10,81	42,89
Exergia Produtos ( $E_P$ ) [kW]	46,41	-	-
Exergia Destruída ( $E_d$ ) [kW]	87,61	10,81	42,89

O processo de compressão é o maior responsável pela destruição de exergia, fruto principalmente das reações de combustão e suas irreversibilidades. Apesar de não intrínseca ao compressor, a exergia perdida através da corrente 8, de gases de exaustão da turbina que o aciona, vale 41,11 kW.

Isso permite visualizar no sistema onde existem as maiores possibilidades de diminuição das perdas exergéticas. No caso da



corrente 8, a exergia perdida correspondente a 23,5% da exergia do combustível consumido pelo compressor.

A exergia destruída no compressor corresponde a cerca de 65,4% da exergia investida no processo. A única maneira de se minimizar esta destruição é com a adoção de equipamentos mais eficientes.

Apesar de não ser tão significativa em termos percentuais quanto à exergia destruída, a possibilidade de recuperação da exergia perdida se mostra como uma boa possibilidade de amenizar o impacto do consumo exergetico do processo, além da facilidade tecnológica da implementação de recuperadores de calor para os gases de exaustão. A exergia recuperável somente no compressor corresponde a 0,08% da exergia química do gás natural, em cada estação de compressão. Só no GASBOL, por exemplo, são 19 estações de compressão (TBG, 2013).

O resultado da análise da eficiência exergetica para o processo de compressão mostra uma eficiência de  $\epsilon_{\text{comp}} = 34,6\%$ .

A exergia investida no processo de resfriamento é bem menor comparada à compressão. Entretanto, analisando-se isoladamente os processos, toda exergia investida no resfriamento é destruída, o que torna o processo significativo em relação à taxa de perda e destruição de exergia comparadas à compressão. Vale lembrar, entretanto, que o resfriador é um componente dissipativo que emprega exergia do gás para aquecer a corrente de ar. A exergia perdida pela corrente 6, de ar aquecido no resfriador vale 0,55 kW.

Neste caso a abordagem para a melhoria do desempenho do resfriador também passaria pela escolha de um equipamento mais eficiente (outra rota tecnológica), como por exemplo, com maior área de troca térmica que reduza a potência elétrica nos ventiladores de convecção forçada ou que opere através convecção natural, diminuindo a exergia investida e consequentemente a perdida.

Entretanto sua existência é importante para o sistema e influencia diretamente a eficiência global. A exergia empregada no resfriador se reflete no aumento do comprimento equivalente no gasoduto, graças a menor perda de carga (Figura 3.4).

O gasoduto como o resfriador, destrói toda a exergia investida para sua função de deslocamento do gás natural. Como só há exergia destruída no processo, fruto da dissipação viscosa e do atrito do gás com a superfície interna do gasoduto, a única maneira de se melhorar o processo é diminuindo o atrito interior. Para isso, existem redutores de atrito e resinas que são utilizadas com essa finalidade.



## 4 MODAL DE TRANSPORTE DE GÁS POR GNL

O transporte de gás natural via GNL é apresentado nas próximas seções, bem como as considerações adotadas para a modelagem de cada subsistema. Vale lembrar que todos os modelos são feitos considerando-se regime permanente, sendo desconsiderados os processos de armazenamento, ou de situações não convencionais durante a movimentação pelo navio.

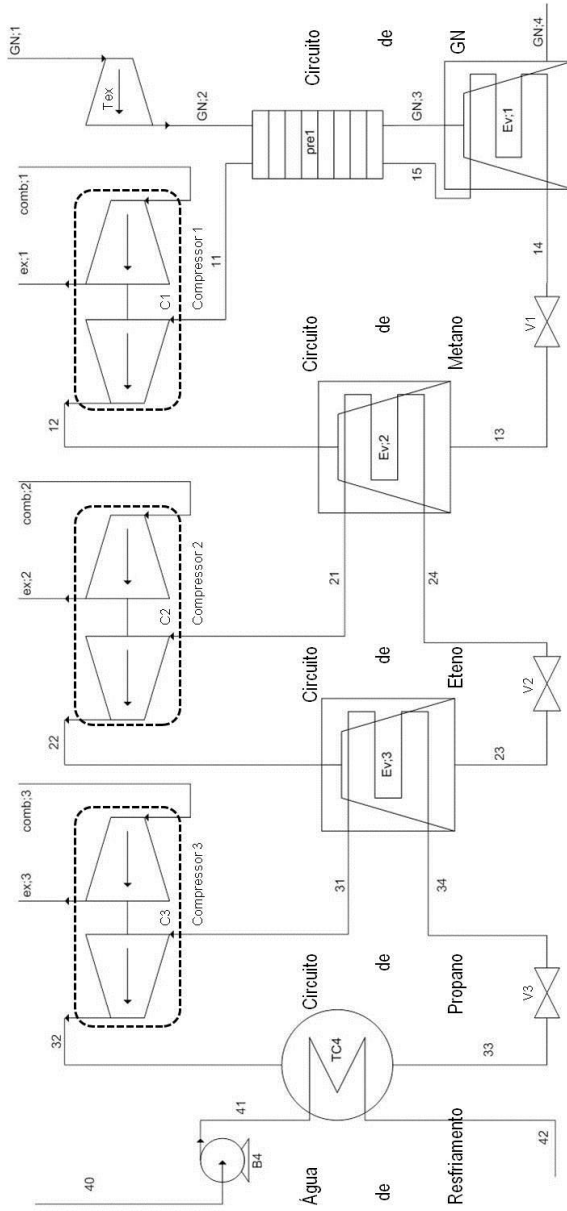
Devido à distinção deste processo, em que o transporte ocorre por batelada e não continuamente como o gasoduto, extrapolações são realizadas a fim de normalizar o processo para as mesmas bases de comparação. Cada uma delas é apresentada e explicada no respectivo tópico. Questões relativas à logística de armazenamento, carregamento e descarregamento não são abordadas neste trabalho, admitindo-se o processo em regime permanente de liquefação, carregamento, movimentação, descarregamento e regaseificação.

### 4.1 PLANTA DE LIQUEFAÇÃO

Apesar de crescente em número existem poucas empresas no mundo que detêm a tecnologia para processos de liquefação de gases, como gás natural. Assim a disponibilidade de informações é prejudicada, sendo a maioria das referências baseadas em literaturas. Este trabalho foi baseado primordialmente no artigo de (TSATSARONIS e MOROSUK, 2010) com algumas adaptações às condições adotadas nesta análise.

A Figura 4.1 mostra um esquema da planta analisada. Tal planta é configurada por ciclos em cascata de refrigeração no qual o calor retirado da corrente de gás natural é transferido de um ciclo para outro até ser rejeitado para água de refrigeração. O primeiro ciclo de compressão e expansão utiliza metano como fluido de trabalho. O segundo circuito utiliza eteno (ou etileno), porém há referências que também consideram o etano. O terceiro e último ciclo utiliza propano que por sua vez possibilita níveis de temperatura para permitir a rejeição do calor acumulado no ciclo para fluidos como água (utilizada nesse caso) ou ar.

Figura 4.1 - Modelo da planta de liquefação



Na Figura 4.1 o ciclo de metano é representado pelos pontos iniciados pelo número 1. O mesmo ocorre para o eteno com o número 2 e para o propano com o número 3 respectivamente. O circuito de água de resfriamento do ciclo é representado pelos pontos iniciados pelo número 4. Os números também fazem referência aos equipamentos presentes em cada ciclo.

Como todo o processo é admitido em regime permanente, não são consideradas perdas de armazenamento do GNL em tanques junto à planta liquefação. Em todos os trocadores de calor, com exceção do trocador com água (TC4), foi adotada uma perda de carga de 3% entre as pressões de entrada e de saída. Também as eficiências mecânicas de cada um dos compressores ( $n$ ) valem  $\eta_{mec;n}=0,98$ , enquanto as eficiências dos acionadores (turbina a gás como no caso do compressor do gasoduto) valem  $\eta_{acion;n}= 0,3265$ . A temperatura dos gases de exaustão dos acionadores vale  $T_{ex;n}=775,2$  K.

Dois indicadores interessantes do rendimento do processo são o COP e a eficiência da planta. Enquanto o COP considera apenas o trabalho líquido utilizado pelos compressores em sua operação a eficiência diferencia-se considerando a energia empregada pelos equipamentos da planta para a obtenção da utilidade pretendida. Essas variáveis podem ser calculadas através das equações (4.1) e (4.2).

$$COP = \frac{h_{GN;1} - h_{GN;4}}{\dot{W}_1 + \dot{W}_2 + \dot{W}_3 - \dot{W}_{Tex}} \quad (4.1)$$

$$\eta_{GNL} = \frac{h_{GN;1} - h_{GN;4}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_2 + \dot{E}_3 + \dot{E}_{B4} - \dot{E}_{Tex}} \quad (4.2)$$

Vale lembrar que os termos  $\dot{W}_1$ ,  $\dot{W}_2$ ,  $\dot{W}_3$ , na equação do COP referem-se ao trabalho dos compressores sobre o gás, e  $\dot{W}_{Tex}$ , representa o trabalho gerado pelo turboexpansor (Tex). Já na equação da eficiência os termos no denominador referem-se ao consumo dos compressores e da bomba de água, subtraídos da energia elétrica gerada pelo turboexpansor.

#### 4.1.1 Corrente de gás natural

Analisando primeiramente a corrente do gás natural, a pressão e a temperatura na entrada da planta foram as mesmas condições do modelo do gasoduto: 7.093 kPa e 298,15 K respectivamente. Como de fato

ocorre em muitos casos, as plantas de liquefação são dispostas próximas a portos para facilitar o carregamento de navios e o gás chega até elas através de gasodutos em alta pressão. Com isso, uma das modificações propostas em relação ao artigo foi a adoção de um turboexpansor no lugar da válvula responsável pela redução da pressão e primeiro resfriamento do gás natural na entrada da planta. O turboexpansor permitiu um sensível decréscimo da temperatura em relação à válvula graças à expansão isentrópica, além de permitir a obtenção de trabalho útil, contribuindo duplamente para a melhoria de eficiência do ciclo. Considerando-se a pressão a jusante do turboexpansor 170 kPa, o trabalho isentrópico do compressor foi obtido pela Equação (4.3)

$$\dot{W}_{Tex;s} = \dot{m}_{GN} \cdot (h_{GN;1} - h_{GN;2s}) \quad (4.3)$$

Como nesse caso a vazão mássica de gás natural ( $\dot{m}_{GN}$ ) não traz implicações no dimensionamento ou escala do modelo (diferentemente do gasoduto que exigiu dimensionamento hidráulico), ela foi adotada como mesmo valor do capítulo anterior, valendo 1 kg/s. Assim, pode-se obter tanto a potência quanto o consumo específico relativo aos processos para a liquefação de 1 quilograma de gás natural.

A eficiência isentrópica do turboexpansor foi considerada como sendo  $\eta_{iso;Tex} = 0,77$  e a eficiência mecânica  $\eta_{mec;Tex} = 0,98$ . Assim o trabalho real foi obtido pela Equação (4.4)

$$\dot{W}_{Tex;s} = \frac{\dot{W}_{Tex}}{\eta_{iso;Tex} \cdot \eta_{mec;Tex}} \quad (4.4)$$

Por fim a entalpia real do gás natural a jusante do turboexpansor ( $h_{GN;2}$ ) é calculada através da Equação (4.5)

$$\dot{W}_{Tex} = \dot{m}_{GN} \cdot (h_{GN;1} - h_{GN;2}) \quad (4.5)$$

Semelhante ao procedimento adotado para o compressor de gás natural no caso do gasoduto, a entalpia e a entropia da mistura de gases que compõem o gás natural ( $h_{GN}$  e  $s_{GN}$ ) são auferidas através das equações (3.3) e (3.5) respectivamente. A energia real obtida deve ser descontada do rendimento do gerador que converte o trabalho do

turboexpansor em energia elétrica, ficando na forma da equação (4.6). Para o rendimento do gerador foi utilizado  $\eta_{ger;Tex} = 0,98$ .

$$\dot{E}_{Tex} = \dot{W}_{Tex} \cdot \eta_{ger;Tex} \quad (4.6)$$

Após a expansão, o gás natural entra em troca térmica pela primeira vez com o circuito de metano no trocador denominado “Pre1”. O gás natural superaquece o metano que entra saturado no trocador e inicia a condensação da fração mais pesada do gás natural, que neste caso corresponde ao etano. As equações que retratam a troca térmica nesse trocador são as equações (4.7) e (4.8).

$$\dot{q}_{Pre1} = \dot{m}_1 \cdot (h_{11} - h_{15}) \quad (4.7)$$

$$\dot{q}_{Pre1} = \dot{m}_{GN} \cdot (h_{GN;2} - h_{GN;3}) \quad (4.8)$$

Depois do trocador Pre1 a corrente de gás natural entra no segundo trocador de calor, do tipo evaporador (Ev1), onde finalmente sairá no estado líquido. O evaporador possibilita que o gás natural ceda energia à corrente de metano que está num estado de saturação, possibilitando altas taxas de trocas térmicas graças à mudança de fase do fluido refrigerante. A troca de calor neste trocador-evaporador é dada pelas seguintes equações:

$$\dot{q}_1 = \dot{m}_1 \cdot (h_{15} - h_{14}) \quad (4.9)$$

$$\dot{q}_1 = \dot{m}_{GN} \cdot (h_{GN;3} - h_{GN;4}) \quad (4.10)$$

Para a determinação do estado de saturação do gás natural, foi adotada a menor temperatura de cada espécie química no estado da mistura. A partir desta temperatura, garantiu-se que todas as espécies estariam no estado de líquido saturado ou levemente sub-resfriado.

Nos estados em que o gás natural atinge a liquefação parcial ou total de suas espécies químicas, a massa específica é avaliada através da fração molar e não mais pela pressão parcial, através da equação (4.11).

$$\rho_{GN} = \sum_{i=1}^n (f m_i \cdot \rho_{elem;i}) \quad (4.11)$$

### 4.1.2 Ciclo de Metano

O circuito de metano opera retirando calor da corrente de gás natural e rejeitando ao ciclo de eteno. A vazão mássica de metano é obtida através do balanço das equações (4.7) a (4.10).

A eficiência isentrópica do compressor de metano (Compressor 1), bem como para os demais compressores, foi obtida de (TSATSARONIS e MOROSUK, 2010) e vale  $\eta_{iso;1}=0,64$ . O trabalho isentrópico exercido sobre o gás entre os estados 11 e 12 é obtido através da Equação (4.12).

$$\dot{W}_{1s} = \dot{m}_1 \cdot (h_{12s} - h_{11}) \quad (4.12)$$

Com a eficiência isentrópica, o trabalho real é calculado pela Equação (4.13), enquanto a entalpia do gás na descarga do compressor (ponto 12) é obtida pela Equação (4.14). Já a energia consumida pela turbina que aciona o compressor é dada por (4.15)

$$\dot{W}_1 = \frac{\dot{W}_{1s}}{\eta_{iso;1}} \quad (4.13)$$

$$\dot{W}_1 = \dot{m}_1 \cdot (h_{12} - h_{11}) \quad (4.14)$$

$$\dot{E}_1 = \frac{\dot{W}_1}{\eta_{mec;1} \cdot \eta_{acion;1}} \quad (4.15)$$

O consumo de gás natural como combustível no acionador do compressor é obtido pela Equação (4.16) e as vazões de exaustão e de ar de admissão são obtidas pelas equações (4.17) e (4.18) respectivamente, conforme metodologia apresentada na seção 3.1.1.

$$\dot{m}_{comb;1} = \frac{\dot{E}_1}{PCI_M} \quad (4.16)$$

$$\dot{m}_{ex;1} = \left( \frac{\dot{W}_1}{\eta_{mec;1}} \right) \cdot 0,003702 \quad (4.17)$$

$$\dot{m}_{ar;1} = \dot{m}_{ex;1} - \dot{m}_{comb;1} \quad (4.18)$$



Devido ao trabalho no compressor 1, o metano é aquecido e precisa rejeitar parte do calor. Para isso a corrente quente (metano) entra no evaporador 2 (Ev2) onde o fluido frio (eteno) encontra-se em estado de saturação evaporando com o calor recebido. O metano por sua vez deixa o trocador no estado de líquido saturado. A troca térmica no evaporador 2 (Ev2) é modelada pelas equações (4.19) e (4.20).

$$\dot{q}_2 = \dot{m}_1 \cdot (h_{12} - h_{13}) \quad (4.19)$$

$$\dot{q}_2 = \dot{m}_2 \cdot (h_{21} - h_{24}) \quad (4.20)$$

O metano que deixa o evaporador 2 é expandido através de uma válvula, resfriando-se e evaporando parte do líquido pela diminuição da pressão. É nesse estado de saturação que o metano resfriará a corrente de gás natural no evaporador 1 (Ev1) até o estado de líquido saturado.

Dentro do Evaporador Ev1, o metano líquido permanece em contato indireto com a corrente de gás natural. Já o metano evaporado e saturado deixa o evaporador, e irá realizar o pré-resfriamento do gás natural no trocador Pre1. Após superaquecer-se o metano reinicia seu ciclo sendo admitido novamente no compressor.

### 4.1.3 Ciclo de Eteno

Como se trata de um ciclo em cascata, as poucas alterações em entre os ciclos além do fluido refrigerante e dos níveis de pressões, são as trocas térmicas. O ciclo de eteno, intermediário da planta, é responsável por transportar o calor do ciclo de metano para o ciclo de propano. Devido à modelagem ser muito semelhante ao ciclo de metano apresentado no item anterior, ela será parcialmente suprimida.

A eficiência isentrópica do compressor de eteno vale  $\eta_{\text{iso},2}=0,70$ , ressaltando-se que os demais eficiências, mecânica e do acionamento possuem os mesmos valores dos casos já apresentados.

A corrente de eteno superaquecida que deixa o compressor é resfriada até a condição de líquido saturado no evaporador 3 (Ev3). Nesse evaporador o fluido frio é o propano que se encontra em saturação bifásica durante o resfriamento e liquefação do eteno (fluido quente). O calor trocado nesse evaporador é obtido pelas equações (4.21) e (4.22).

$$\dot{q}_3 = \dot{m}_2 \cdot (h_{22} - h_{23}) \quad (4.21)$$

$$\dot{q}_3 = \dot{m}_3 \cdot (h_{31} - h_{34}) \quad (4.22)$$

#### 4.1.4 Ciclo de Propano

A diferença básica do ciclo de propano em relação aos demais é que é o responsável por rejeitar todo o calor retirado da corrente de gás natural e também o calor gerado pelo processo para o ambiente. Como já mencionado, neste ciclo considerou-se a troca térmica com água como fluido de refrigeração.

Esta troca ocorre no Trocador TC4 e em geral exige grandes vazões de água para compensar o pequeno diferencial de temperatura imposto ao trocador. Conforme exposto no estudo de (TSATSARONIS e MOROSUK, 2010), para cada quilograma de gás natural liquefeito, necessita-se 75,9 kg de água de resfriamento. A troca térmica no Trocador TC4 pode ser equacionada pelas relações (4.23) e (4.24).

$$\dot{q}_4 = \dot{m}_3 \cdot (h_{32} - h_{33}) \quad (4.23)$$

$$\dot{q}_4 = \dot{m}_4 \cdot (h_{42} - h_{41}) \quad (4.24)$$

A água de resfriamento é impelida por uma bomba elétrica que capta água na condição ambiente de referência (40) e eleva a sua pressão para  $P_{41} = 200$  kPa. Averiguando-se a entalpia da água a montante e a jusante da bomba, verificou-se que não houve alteração significativa, já que a elevação de pressão provocada pela bomba é bem pequena. Assim o trabalho realizado pela Bomba B4 sobre a água e a energia consumida por ela são determinadas através das equações (4.25) e (4.26).

$$\dot{W}_{B4} = \dot{m}_4 \cdot \left( \frac{P_{41} - P_{ref}}{\rho_{41}} \right) \quad (4.25)$$

$$\dot{E}_{B4} = \frac{\dot{W}_{B4}}{\eta_{B4}} \quad (4.26)$$

A eficiência da bomba (considerando-se rendimentos mecânicos e termodinâmicos) foi de  $\eta_{B4} = 0,85$ . Já a pressão da corrente de água que deixa o Trocador TC4 foi considerada como sendo  $P_{42} = 150$  kPa. O compressor de propano possui uma eficiência isentrópica  $\eta_{iso,3} = 0,88$ .

## 4.2 MOVIMENTAÇÃO DO GNL

O transporte marítimo considerado para a movimentação do GNL, diferentemente de todos os processos, ocorre por bateladas e não continuamente. Isso implica na adoção de premissas para a normalização dos resultados da cadeia de transporte de GNL e possibilitar sua análise junto aos demais processos da cadeia, bem como a comparação com o gasoduto.

Considerando-se que não haja tanque de armazenamento na planta, o GNL liquefeito é enviado diretamente ao navio. Não foram consideradas perdas no processo de carregamento e descarregamento do GNL do navio.

O BOG está sempre presente nos tanques do navio, em maior ou menor quantidade, dependendo dos níveis dos tanques, temperatura externa, e agitação provocada por convecção interna ou estímulos externos. Tanques mais novos são capazes de resistir certa sobrepressão durante algum tempo. Essa característica é interessante em alguns momentos onde o BOG disponível é maior do que o que é consumido pelo navio, o que normalmente ocorre nos terminais durante o carregamento ou descarregamento. Assim o navio tem condições de fazer um direcionamento do gás evaporado em excesso sem ter que ventá-lo ou queimá-lo, simplesmente reenviando-o aos terminais para ser comprimido ou reliquefeito. Dessa forma, considerou-se que todo o gás consumido pelos motores do navio são produtos de BOG, e a parcela eventualmente evaporada em excesso não foi considerada na avaliação do balanço de energia e exergia.

Também foi admitido que o navio transporta uma carga útil constante de 155000 m<sup>3</sup> de GNL, ou seja, que esse é o volume que será descarregado no terminal de destino, independente da distância percorrida e do tempo gasto. Outra premissa foi que o gás utilizado como combustível evapora naturalmente sem o emprego de energia extra para sua evaporação, e não é considerado como parte do volume de carga útil do navio.

Como alguns motores de navios são bicomcombustíveis, podendo usar combustível líquido simultaneamente com o gás (de fato, sempre uma pequena quantidade de combustível líquido é utilizada para proporcionar a ignição nos cilindros, que operam em ciclo Diesel), considerou-se que há disponibilidade de combustível para o motor sem a necessidade de evaporação forçada de gás natural. Entretanto para obtenção dos seus dados técnicos, foi considerada a operação do motor majoritariamente com gás natural como combustível.

Para o balanço do processo de movimentação do GNL, considerou-se como base apenas os motores do navio. Essa premissa valeu-se pelo fato de que os motores geram toda a energia elétrica para a propulsão e os sistemas auxiliares da embarcação, transmitindo uma ideia global do que é consumido pela embarcação. Evidentemente que características da embarcação e do ambiente também influenciam os resultados.

Segundo (WENNINGER e TOLGOS, 2008), um navio de 155000 m<sup>3</sup> de capacidade de transporte de GNL, demanda em condições de mar calmo e sem incrustações significativas no casco as seguintes potências, conforme Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Potência demandada pelo navio.

<b>Procedimento da Embarcação</b>	<b>Potência Requerida [kW]</b>
Navegação	27000
Manobra	14000
Carregando GNL	4000
Descarregando GNL	7500
Neutro ( <i>idle</i> )	1500

Para a determinação de um caso de referência, para analisar o processo em regime contínuo e permanente, escolheu-se uma distância média de três rotas marítimas de países dos quais o Brasil eventualmente importa GNL: Trinidad e Tobago, Argélia e Catar, em ordem crescente de distâncias. A partir dos valores médios das distâncias, das velocidades das embarcações e dos tempos de carregamento, navegação e descarregamento, obteve-se um plano de curso de transporte do GNL, como mostrado na Tabela 4.2

Para a análise do transporte, considerou-se neste plano de curso que a viagem do navio inclui o carregamento de GNL no terminal; a manobra para a saída até alto mar; a navegação de ida; a manobra de entrada e atracação ao terminal de regaseificação; o descarregamento; a manobra de saída do terminal; a navegação de volta; a manobra de entrada no terminal de liquefação. Assim fecha-se todo o ciclo de movimentação com a embarcação retornando ao seu ponto de origem.

Tabela 4.2 - Dados do curso de transporte de GNL

<b>Dados do curso da embarcação</b>	<b>Valor</b>
Distância percorrida média [km]	10026
Velocidade média da embarcação [km/h]	35,2
Tempo em navegação [h]	285
Tempo em carregamento [h]	24
Tempo em manobra - saída terminal [h]	12
Tempo em manobra - aproximação terminal [h]	12
Tempo em descarregamento [h]	24
Tempo Total [h]	665,9

Para atendimento das necessidades mostradas na Tabela 4.1, foram considerados dois motores (grupos motogeradores) comerciais com capacidade de 14000 kW elétricos cada. Todas as especificações técnicas dos motores foram obtidas a partir do catálogo dos equipamentos. Não necessariamente esta é a configuração ideal do ponto de vista de confiabilidade e disponibilidade do sistema. Apenas adotou-se uma configuração que atende as necessidades impostas pelo trabalho, sem trazer grande prejuízo a eficiência do processo.

#### 4.2.1 Modelo do Motor

A partir das premissas consideradas, obteve-se a demanda energética para cada etapa do transporte marítimo de GNL, e assim o gasto energético para a cadeia toda do GNL, conforme Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Energia necessária para um navio de 155000 m<sup>3</sup> de capacidade

<b>Etapa do curso de transporte marítimo</b>	<b>Gasto Energético [MJ]</b>
Carregamento do GNL	345,6
Manobra de saída terminal	604,8
Navegação carregado	27695,2
Manobra de aproximação do terminal	604,8
Descarregamento do GNL	648,0
Manobra de saída do terminal	604,8
Navegação descarregado	27695,2
Manobra de aproximação	604,8
Total	58803,2

Verifica-se que o consumo do navio carregado ou descarregado é o mesmo segundo (WENNINGER e TOLGOS, 2008). Esse fato deve-se principalmente ao fato do navio utilizar lastros quando vazio, que além de influenciar no peso, podem prejudicar o ajuste do melhor ângulo para navegação (*trim*). Através do consumo total durante todo o ciclo de transporte, e do tempo total obtido da Tabela 4.2, a demanda média de potência exigida pela embarcação foi de 24531 kW.

Considerando a disponibilidade de 28000 kW dos dois motores e a demanda média, o fator de carga obtido é de 87,6%. Com esse fator de carga, a determinação dos parâmetros operacionais do motor pôde ser obtida com base em interpolação nos dados de catálogo, e são mostrados na Tabela 4.4.

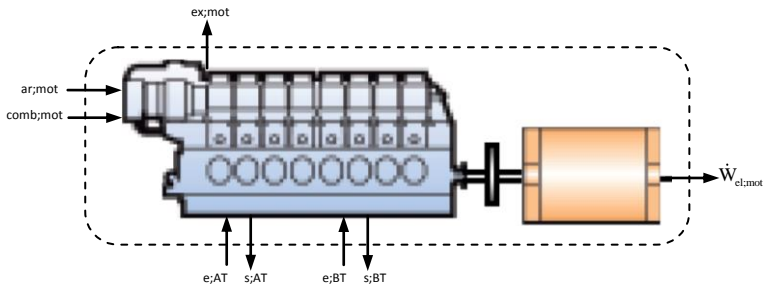
O modelo do motor do navio levou em consideração as correntes representadas na Figura 4.2. Assim os insumos e perdas considerados no processo de movimentação de GNL refletem apenas o processo de geração de energia elétrica pelo motor, e não refletem acréscimos ou perdas da carga de gás natural em si. Independentemente, este balanço é considerado na análise dos dispêndios da cadeia do GNL.

Tabela 4.4 - Dados técnicos do motor com fator de carga de 87,6%.

<b>Dados do Motor</b>	<b>2 x 14000 [kW]</b>
Regime de carga médio [%]	87,6%
Potência Gerada [kW]	24531
<i>Heat-Rate</i> (HR) [kJ/kWh]	7376
Eficiência [%]	48,8%
Vazão de água do circuito AT [kg/s]	88,9
Vazão de água do circuito BT [kg/s]	111,1
Calor rejeitado ao circuito de AT [kW]	5881
Calor rejeitado ao circuito de BT [kW]	5211
Temperatura de retorno da água BT [K]	311,2
Temperatura de saída da água AT [K]	363,2
Temperatura dos gases de exaustão [K]	644,2
Vazão de ar de admissão [kg/s]	42,5

Os circuitos AT e BT referem-se respectivamente à alta temperatura e baixa temperatura, que são utilizados para arrefecimento dos subsistemas do motor. A pressão de entrada e saída foi considerada a mesma em ambos os circuitos e vale 400 kPa.

Figura 4.2 - Modelo da Movimentação de GNL



Fonte: MAN Diesel

As correntes representadas pelas setas são denominadas pelo subscrito de cada processo, onde:

- $ex;mot$ : corrente associada aos gases de exaustão do motor.
- $ar;mot$ : corrente de ar de admissão do motor;
- $comb;mot$ : corrente de combustível do motor;
- $e;AT$  e  $s;AT$ : correntes associadas à entrada e saída do circuito de alta temperatura respectivamente;
- $e;BT$  e  $s;BT$ : correntes associadas à entrada e saída do circuito de baixa temperatura respectivamente;
- $\dot{W}_{el;mot}$ : energia elétrica produzida pelo motogerador.

Para a determinação da vazão mássica de combustível consumido pelo motor através da equação (4.27), foi utilizado o  $HR$  (*Heat Rate*) e uma potência  $\dot{W}_{el;mot}$  para um fator de carga de 87,6%, conforme apresentado na Tabela 4.4:

$$\dot{m}_{comb;mot} = HR \cdot \frac{\dot{W}_{el;mot}}{PCI_M \cdot 3600} \quad (4.27)$$

Junto com o valor do ar de admissão, o valor da vazão mássica dos gases de exaustão pode ser determinado, conforme a equação (4.28).

$$\dot{m}_{ex;mot} = \dot{m}_{ar;mot} + \dot{m}_{comb;mot} \quad (4.28)$$

Já os balanços de energia nos circuitos de alta e baixa temperatura são dados pelas equações (4.29) e (4.30), e nos permitem

obter os valores da temperatura de entrada do circuito de alta temperatura e de saída do circuito de baixa temperatura.

$$\dot{q}_{AT} = \dot{m}_{AT} \cdot (h_{AT;s} - h_{AT;e}) \quad (4.29)$$

$$\dot{q}_{BT} = \dot{m}_{BT} \cdot (h_{BT;s} - h_{BT;e}) \quad (4.30)$$

A energia dissipada nos gases de exaustão do motor foi calculada considerando a composição dos gases como ar, e como referência a temperatura na folha de dados do equipamento para fins de recuperação de calor. Tal temperatura vale  $T_{ex.ref} = 463,2$  K.

$$\dot{q}_{ex;mot} = \dot{m}_{ex;mot} \cdot (h_{ex;mot} - h_{ex;ref}) \quad (4.31)$$

Já a energia consumida pelo motor foi calculada pela equação (4.32).

$$\dot{E}_{comb;mot} = \dot{m}_{comb;mot} \cdot PCI_M \quad (4.32)$$

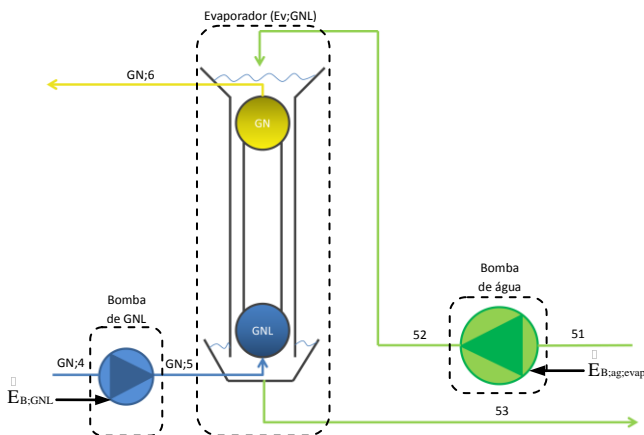
### 4.3 MODELO DE REGASEIFICAÇÃO

Um terminal de recebimento e regaseificação de GNL usualmente possui sistemas para descarregamento do navio, tanques de armazenamento (que podem acumular o gás para suprir somente em caso de demanda do mercado), compressores para exportação do BOG formado, e finalmente, a planta de regaseificação.

Esta análise ficou restrita ao sistema de regaseificação, devido a sua importância do ponto de vista energético e exerético. O sistema considerado foi baseado na tecnologia conhecida como ORV (*Open Rack Vaporizers*). O esquema do modelo pode ser visto na Figura 4.3.



Figura 4.3- Modelo do sistema de regaseificação



As propriedades do GNL consideradas na entrada da planta de regaseificação foram exatamente as mesmas da saída da planta de liquefação, obedecendo a mesma numeração sequencial (GN;4).

O primeiro componente analisado é a bomba de GNL que eleva a pressão até o nível de exportação do gás natural, consumindo menos energia que um compressor devido ao estado físico do fluido.

A bomba de água é responsável por circular a água que cede energia ao gás natural provocando sua mudança de fase.

Por fim o evaporador, ou vaporizador, permite a transferência de calor da água para o GNL, permitindo a exportação do gás através dos gasodutos para distribuição.

Na prática a temperatura do gás na saída do evaporador situa-se próxima a 278 K, dependendo das condições ambientais do local. Como já analisado no Capítulo 3, quanto menor a temperatura do gás, menor serão as perdas hidráulicas no gasoduto. Entretanto outros fatores impedem que essa temperatura seja muito baixa, tendo que ser levados em conta, aspectos de segurança, formação de condensados nos gasodutos, integridade dos equipamentos à jusante, entre outros.

Como o objetivo desta análise é avaliar o transporte do gás natural, as condições na entrada e saída da cadeia de transporte devem ser as mesmas. Mesmo representando um aquecimento desnecessário para o gás natural, este acréscimo de temperatura representa um impacto de menos de 7% na vazão de água e na potência da bomba, não alterando significativamente os resultados.

Essa condição também obriga a consideração de uma temperatura da água de aquecimento ligeiramente superior aos 298,2 K considerados como a temperatura de referência dos fluidos em estado ambiente. Nesse caso a água de aquecimento é considerada a 301,2 K.

Essa consideração é importante para uma melhor avaliação do impacto que o processo de regaseificação de GNL representa na cadeia de transporte, eliminando as particularidades de cada processo de transporte na análise comparativa.

Como premissa geral, os rendimentos combinados das bombas de GNL e de água foram considerados como 85% ( $\eta_{B;ag;evap} = \eta_{B;GNL} = 0,85$ ). A vazão mássica de gás natural é a mesma da planta de liquefação, valendo 1 kg/s.

O modelo das bombas de GNL e de água obedece às equações (4.25) e (4.26), apresentadas na seção 4.1.4. As pressões de sucção e descarga da bomba de GNL valem respectivamente  $P_{GN;4} = 160$  kPa e  $P_{GN;5} = 7312$  kPa. Já na bomba de água, os valores correspondentes valem  $P_{51} = 101,3$  kPa e  $P_{52} = 202,7$  kPa.

No evaporador foi considerada uma perda de carga de 3% para a corrente de GNL que ascende em seu interior. Já a água flui em corrente livre descendente, e sua pressão de saída tem o mesmo valor da pressão atmosférica (101,3 kPa). As trocas térmicas no evaporador são avaliadas segundo as seguintes equações:

$$\dot{q}_{evap} = \dot{m}_{GN} \cdot (h_{GN;6} - h_{GN;5}) \quad (4.33)$$

$$\dot{q}_{evap} = \dot{m}_{ag;evap} \cdot (h_{52} - h_{53}) \quad (4.34)$$

## 4.4 RESULTADOS DO MODELO DE TRANSPORTE POR GNL

Devido a inerente descontinuidade do processo de transporte de gás natural através do modal de GNL, os resultados são apresentados de forma discreta e uma análise global dos resultados é apresentada na seção 5.2.

### 4.4.1 Planta de Liquefação

Seguindo as premissas definidas nas seções correspondentes, os resultados das principais propriedades da planta de liquefação, conforme a Figura 4.1, são apresentados na Tabela 4.5. Os dados de entrada do modelo são identificados na tabela pelo sombreado em cada célula.

Tabela 4.5 - Propriedades da planta de liquefação

Ponto	ṁ [kg/s]	P [kPa]	T [K]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]
GN;1	1	7093	298,2	-3,02	-0,999
GN;2		170	154,1	-257,3	-0,402
GN;3		164,9	136,5	-353,7	-1,131
GN;4		160	116,4	-829,6	-5,178
11	1,304	140	150	-318,9	-1,64
12		1200	311	17,87	-1,64
13		1164	152,5	-757,9	-5,534
14		144,3	116,1	-757,9	-5,358
15		144,3	116,1	-392,8	-2,214
21	3,135	30	151,2	-197,4	-0,539
22		1150	398,4	160	-0,539
23		1116	224,7	-520	-2,914
24		30	151,1	-520	-2,673
31	11,09	70	223	516,1	2,473
32		1600	348,6	685,5	2,473
33		1552	318,7	324	1,411
34		70	223	324	1,612
40	61,85	101,3	298,2	104,8	0,367
41		200	298,2	104,9	0,367
42		150	313,7	169,8	0,579

Os resultados dos ciclos da planta estão na Tabela 4.6:

Tabela 4.6 - Balanço de energia dos principais ciclos da planta de liquefação.

	Ciclo de Metano	Ciclo de Eteno	Ciclo de Propano	Ciclo de Água <sup>1</sup>
Potência de compressão [kW]	439	1120	1878	6,1
Potência consumida pelo compressor [kW]	1360	3469	5817	7,2
Troca de Calor no Evaporador [kW]	476	1011	2132	4010

<sup>1</sup> Os valores de potência de compressão e potência consumida referem-se à bomba de água (B4) e a troca de calor ao trocador (TC4).

A vazão de exaustão do compressor C1 vale  $\dot{m}_{ex,1}=1,66$  kg/s, do compressor C2  $\dot{m}_{ex,2}=4,23$  kg/s enquanto do compressor C3  $\dot{m}_{ex,3}=7,10$  kg/s. Já as respectivas vazões de combustível, que se encontram no mesmo estado físico da corrente GN;1, valem  $\dot{m}_{comb,1}=2,74 \times 10^{-2}$  kg/s,  $\dot{m}_{comb,2}=6,99 \times 10^{-2}$  kg/s e  $\dot{m}_{comb,3}=11,73 \times 10^{-2}$  kg/s.

O calor trocado no pré-resfriador do gás natural (pre1) vale 96,4 kW. Já o turboexpansor do gás natural gera trabalho equivalente a 254,4 kW ou 244,4 kW em energia elétrica.

Assim para a liquefação de 1 kg/s de gás natural a energia cedida corresponde à 826,6 kW, enquanto o trabalho total necessário é de 3443 kW, correspondendo a uma taxa de consumo de energia de 10653 kW.

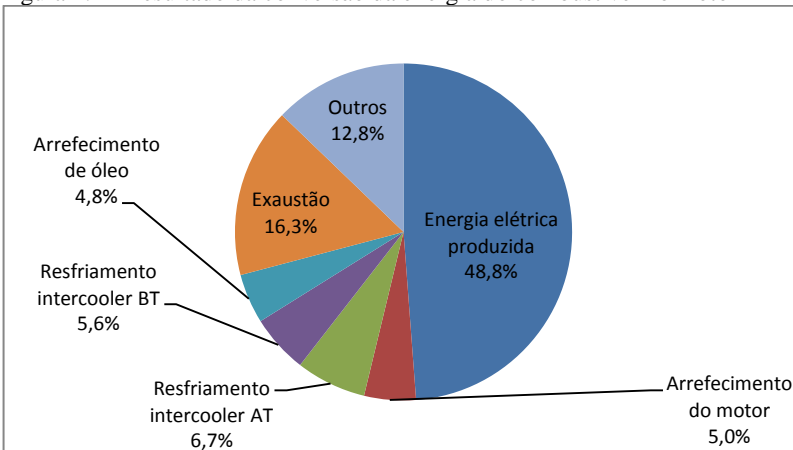
O COP da planta vale 0,26 e a eficiência 7,9%. O valor do COP é próximo ao valor de 0,24 obtido no artigo de (TSATSARONIS e MOROSUK, 2010), mesmo considerando-se condições menos severas de resfriamento deste artigo, porém sem a utilização de turboexpansor.

#### 4.4.2 Movimentação do GNL

Grande parte das informações do balanço energético do motor do navio, único equipamento considerado no sistema de movimentação, já foi previamente discutida na seção 4.2.1, pois os dados do catálogo do equipamento já trazem informações a respeito.

Faz-se na Figura 4.4 um demonstrativo do resultado da conversão de energia do combustível.

Figura 4.4 - Resultado da conversão da energia do combustível no motor



Somente como elucidação, o circuito de alta temperatura mencionado retira calor das correntes “*intercooler* AT” e do “arrefecimento do motor”, correspondendo a 11,7% da energia do combustível enquanto o circuito de baixa temperatura é responsável pela refrigeração do “*intercooler* BT” e do “arrefecimento do óleo”, respondendo por 10,4% da dissipação da energia do combustível.

As principais propriedades dos circuitos do motor são mostradas na Tabela 4.7, onde os dados de entrada são representados pelos valores sombreados.

Tabela 4.7 - Principais variáveis do sistema de movimentação do GNL.

Ponto	m [kg/s]	P [kPa]	T [K]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]
AT;e	88,9	400,0	347,4	311,0	1,01
AT;s		400,0	363,2	377,2	1,19
BT;e	111,1	400,0	311,2	159,5	0,55
BT;s		400,0	323,8	212,4	0,71
comb;mot	1,0	160,0	298,2	54,03	0,98
ex;mot	43,5	101,3	644,0	653,8	6,48

O resultado da energia utilizada considerando-se o curso da embarcação apresentado na Tabela 4.2 da seção 4.2, é mostrado na Tabela 4.8.

Tabela 4.8 - Resultado do balanço energético do curso da embarcação

Variável	Valor
Massa Transportada [kg]	6,696E+ 7
Energia consumida [kJ]	1,20469E+11
Combustível consumido [kg]	2,42817E+6
Consumo específico [kJ/kg]	1799
Consumo específico [kg/kg]	3,63E-02

#### 4.4.3 Planta de Regaseificação

A planta de regaseificação possui apenas duas correntes, que trocam calor entre si. A Tabela 4.9 apresenta as principais propriedades dessas correntes, sendo as células sombreadas, os dados de entrada.

Tabela 4.9 - Principais propriedades da planta de regaseificação

Ponto	$\dot{m}$ [kg/s]	P [kPa]	T [K]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]
GN;4		160	116,4	-829,6	-5,177
GN;5	1	7312	119,0	-813,0	-5,150
GN;6		7093	298,2	-3,02	-0,999
51		101,3	301,2	117,4	0,409
52	9,2	202,7	301,2	117,5	0,409
53		101,3	280,2	29,51	0,106

Quanto aos equipamentos da planta, a bomba de GNL consome 19,5 kW para gerar 16,6 kW de potência útil, enquanto a bomba de água consome 1,1 kW e impele 0,9 kW de potência sobre a água.

A taxa de calor recebido da água por uma vazão de 1 kg/s de gás natural no evaporador vale 810 kW.

#### 4.5 ANÁLISE EXERGÉTICA DO MODAL DE GNL

No processo do transporte de GNL vários processos operam abaixo ou a temperatura de referência é cruzada por correntes de matéria em processos, seja na planta de liquefação ou na regaseificação. No caso do motor, a vaporização natural do BOG (que seria o único processo onde esse fenômeno ocorreria) não foi considerada como parte do processo, já que se considera um efeito indesejado e ocorre sem emprego de energia útil (combustível, por exemplo).

Dessa forma a divisão da exergia física nas parcelas térmica e mecânica foi utilizada para tais processos, conforme discutido na seção 2.1.1.

Na análise dos componentes não foram consideradas perdas ( $\dot{E}_L$ ), já que todas as perdas foram classificadas como produto ou insumo do componente. No caso dos turbocompressores do ciclo de liquefação foi adotada abordagem semelhante ao do compressor do gasoduto, seção 3.3.1, considerando a exergia perdida nos gases de exaustão somente no cálculo da eficiência exergética da planta toda. Para o componente local, foi considerada como uma redução da exergia dos insumos. Já nos balanços globais envolvendo a planta em geral, todas as perdas são definidas e quantificadas.

A classificação das correntes obedeceu ao critério previsto pela metodologia SPECO e o balanço exergético em cada equipamento foi

determinado pela equação (4.35), enquanto a sua eficiência exergetica é obtida por (4.36).

$$\dot{E}_d = \dot{E}_F - \dot{E}_P \quad (4.35)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_F} \quad (4.36)$$

#### 4.5.1 Planta de Liquefação

Os resultados da exergias térmica, mecânica e física de cada ponto do ciclo da planta de liquefação podem ser vistos na Tabela 4.10. A exergia do combustível dos compressores vale  $e_{GN:comb} = 52105$  kJ/kg.

Tabela 4.10 - Exergias física, térmica e mecânica da planta de liquefação

Ponto	$e^T$ [kJ/kg]	$e^M$ [kJ/kg]	$e_{fis}$ [kJ/kg]
GN;1	0,0	598,7	598,7
GN;2	91,4	74,6	166,0
GN;3	216,8	70,2	287,0
GN;4	951,8	65,8	1018,0
11	120,4	49,9	170,3
12	128,0	379,0	507,0
13	518,0	374,4	892,4
14	785,2	54,6	839,7
15	213,1	54,6	267,6
21	71,0	-107,2	-36,2
22	111,9	209,3	321,1
23	142,6	206,8	349,4
24	384,8	-107,2	277,6
31	17,0	-20,5	-3,5
32	46,8	119,1	165,9
33	2,0	119,0	120,9
34	81,8	-20,5	61,3
40	0,0	0,0	0,0
41	0,0	0,1	0,1
42	1,6	0,0	1,7

Já as equações dos insumos e produtos exergeticos de cada equipamento são apresentadas na Quadro 2, possibilitando a realização do balanço a partir da equação (4.35).

Quadro 2 - Exergia dos produtos e insumos da planta de liquefação

Equip.	Exergia Insumo $\dot{E}_F$ [kW]	Exergia Produto $\dot{E}_P$ [kW]
Tex	$\dot{m}_{GN} \cdot (e_{GN;1}^M - e_{GN;2}^M) + \dot{m}_{GN} \cdot e_{GN;1}^T$	$\dot{E}_{Tex} + \dot{m}_{GN} \cdot e_{GN;2}^T$
Pre1	$\dot{m}_1 \cdot (e_{15}^T - e_{11}^T) + \dot{m}_1 \cdot (e_{15}^M - e_{11}^M)$ $+ \dot{m}_{GN} \cdot (e_{GN;2}^M - e_{GN;3}^M)$	$\dot{m}_{GN} \cdot e_{GN;3}^T - \dot{m}_{GN} \cdot e_{GN;2}^T$
C1	$\dot{m}_{comb;1} \cdot e_{GN;comb} + \dot{m}_{ar;1} \cdot e_{ar;ref}$ $+ \dot{m}_1 \cdot e_{11}^T - \dot{m}_{ex;1} \cdot e_{ex}$	$\dot{m}_1 \cdot (e_{12}^M - e_{11}^M) + \dot{m}_1 \cdot e_{12}^T$
Ev1	$\dot{m}_1 \cdot (e_{14}^T - e_{15}^T) + \dot{m}_1 \cdot (e_{14}^M - e_{15}^M)$ $+ \dot{m}_{GN} \cdot (e_{GN;3}^M - e_{GN;4}^M)$	$\dot{m}_{GN} \cdot (e_{GN;4}^T - e_{GN;3}^T)$
V1	$\dot{m}_1 \cdot (e_{13}^M - e_{14}^M)$	$\dot{m}_1 \cdot (e_{14}^T - e_{13}^T)$
C2	$\dot{m}_{comb;2} \cdot e_{GN;comb} + \dot{m}_{ar;2} \cdot e_{ar;ref}$ $+ \dot{m}_2 \cdot e_{21}^T - \dot{m}_{ex;2} \cdot e_{ex}$	$\dot{m}_2 \cdot (e_{22}^M - e_{21}^M) + \dot{m}_2 \cdot e_{22}^T$
Ev2	$\dot{m}_2 \cdot (e_{24}^T - e_{21}^T) + \dot{m}_2 \cdot (e_{24}^M - e_{21}^M)$ $+ \dot{m}_1 \cdot (e_{12}^M - e_{13}^M) + \dot{m}_1 \cdot e_{12}^T$	$\dot{m}_1 \cdot e_{13}^T$
V2	$\dot{m}_2 \cdot (e_{23}^M - e_{24}^M)$	$\dot{m}_2 \cdot (e_{24}^T - e_{23}^T)$
C3	$\dot{m}_{comb;3} \cdot e_{GN;comb} + \dot{m}_{ar;3} \cdot e_{ar;ref}$ $+ \dot{m}_3 \cdot e_{31}^T - \dot{m}_{ex;3} \cdot e_{ex}$	$\dot{m}_3 \cdot (e_{32}^M - e_{31}^M) + \dot{m}_3 \cdot e_{32}^T$
Ev3	$\dot{m}_3 \cdot (e_{34}^T - e_{31}^T) + \dot{m}_3 \cdot (e_{34}^M - e_{31}^M)$ $+ \dot{m}_2 \cdot (e_{22}^M - e_{23}^M) + \dot{m}_2 \cdot e_{22}^T$	$\dot{m}_2 \cdot e_{23}^T$
V3	$\dot{m}_3 \cdot (e_{33}^M - e_{34}^M) + \dot{m}_3 \cdot e_{33}^T$	$\dot{m}_3 \cdot e_{34}^T$
TC4	$\dot{m}_3 \cdot (e_{32}^T - e_{33}^T) + \dot{m}_3 \cdot (e_{32}^M - e_{33}^M)$ $+ \dot{m}_4 \cdot (e_{41}^M - e_{42}^M)$	$\dot{m}_4 \cdot (e_{42}^T - e_{41}^T)$
B4	$\dot{E}_{B4}$	$\dot{m}_4 \cdot (e_{41} - e_{40})$



Apesar de não cruzar e operar acima da temperatura de referência, o trocador TC4 teve a exergia dividida seguindo a lógica dos demais equipamentos, uma vez que a corrente do propano participa de outros processos em outros equipamentos nas quais é necessária a separação em  $e^M$  e  $e^T$ . Já a bomba B4 não há alteração da exergia térmica, somente da mecânica, sendo representada pela própria exergia física, não necessitando a divisão para este equipamento.

Para a planta de liquefação, as equações do balanço exergético são dadas pelas equações (4.37) à (4.39), onde o subíndice “total” refere-se à soma das vazões mássicas dos compressores.

$$\begin{aligned} \dot{E}_{F;Liq} &= \dot{m}_{comb;total} \cdot e_{GN;comb} + \dot{m}_{ar;total} \cdot e_{ar;ref} \\ + \dot{E}_{B4} + \dot{m}_{GN} \cdot (e_{1}^M - e_{4}^M) + \dot{m}_{GN} \cdot e_{1}^T \end{aligned} \quad (4.37)$$

$$\dot{E}_{L;Liq} = \dot{m}_{ex;total} \cdot e_{ex} + \dot{m}_4 \cdot (e_{42} - e_{40}) \quad (4.38)$$

$$\dot{E}_{P;Liq} = \dot{m}_{GN} \cdot e_{4}^T + \dot{E}_{Tex} \quad (4.39)$$

#### 4.5.2 Movimentação do GNL

Igualmente ao balanço de energia, a análise exergética do sistema de transporte de GNL foi realizada sobre o motor do navio, já que esse é o responsável por transportar o GNL sem provocar qualquer mudança de ordem física ou química na carga transportada.

Isso implica que o cálculo da eficiência ou mesmo dos produtos referem-se exclusivamente à análise do motor do navio e não refletem o processo de deslocamento do gás, pois em última análise o motor é o responsável pela movimentação. O deslocamento em si é um processo puramente dissipativo que consome exergia durante a movimentação.

Neste sistema, todos os processos operam acima da temperatura ambiente, não sendo necessária a divisão da exergia em parcelas térmica e mecânica. A partir da equação (4.35), o balanço do sistema de movimentação de GNL é determinado pelas equações (4.40) à (4.42) abaixo.

$$\dot{E}_{F;mot} = \dot{m}_{comb;mot} \cdot e_{GN;comb} + \dot{m}_{ar;mot} \cdot e_{ar;ref} \quad (4.40)$$

$$\dot{E}_{L;mot} = \dot{m}_{ex;mot} \cdot e_{ex} + \dot{m}_{AT} \cdot (e_{AT;s} - e_{AT;e}) + \dot{m}_{BT} \cdot (e_{BT;s} - e_{BT;e}) \quad (4.41)$$

$$\dot{E}_{P;mot} = \dot{W}_{el;mot} \quad (4.42)$$

Como neste caso o processo que ocorre no motor é o único na movimentação, a exergia perdida foi considerada e é dada pela equação (4.41). As exergias das correntes estão na Tabela 4.11.

Tabela 4.11 - Valores de exergia das correntes do motor do navio.

Ponto	e [kJ/kg]
AT;e	15,6
AT;s	26,3
BT;e	1,5
BT;s	4,7
comb;mot	51572
ex;mot	120,4

### 4.5.3 Planta de Regaseificação

Como a planta de liquefação, a planta de regaseificação possui processos que cruzam ou operam abaixo da temperatura de referência. Assim, as parcelas da exergia física podem ser vistas na Tabela 4.12.

Tabela 4.12 - Exergias térmica e mecânica da planta de regaseificação.

Ponto	$e^T$ [kJ/kg]	$e^M$ [kJ/kg]	$e_{fis}$ [kJ/kg]
GN;4	951,7	65,9	1018
GN;5	423,4	602,7	1026
GN;6	0,0	598,7	598,7
51	6,3E-02	0,0	6,3E-02
52	6,3E-02	1,0E-01	1,6E-01
53	2,4	0,0	2,4

No Quadro 3 estão as equações dos insumos e produtos para os componentes do sistema de regaseificação. A variação da exergia da corrente de água da bomba de água de evaporação foi representada somente como a exergia física total, já que não há mudança da parcela térmica, somente a mecânica. Já no evaporador a parcela térmica da exergia da corrente de água foi separada entre insumos e produto devido ao fato de cruzar a temperatura de referência, como já explicado na seção 2.1.2.

Quadro 3 - Exergia dos produtos e insumos da planta de regaseificação

Equip.	Exergia Insumo $\dot{E}_F$ [kW]	Exergia Produto $\dot{E}_P$ [kW]
B;GNL	$\dot{E}_{B;GNL} + \dot{m}_{GN} \cdot (e_{GN;4}^T - e_{GN;5}^T)$	$\dot{m}_{GN} \cdot (e_{GN;5}^M - e_{GN;4}^M)$
B;ag;evap	$\dot{E}_{B;ag;evap}$	$\dot{m}_{ag;evap} \cdot (e_{52} - e_{51})$
Ev;GNL	$\dot{m}_{GN} \cdot e_{GN;5}^T + \dot{m}_{GN} \cdot (e_{GN;5}^M - e_{GN;6}^M)$ $+ \dot{m}_{ag;evap} \cdot (e_{52}^M - e_{53}^M) + \dot{m}_{ag;evap} \cdot e_{52}^T$	$\dot{m}_{ag;evap} \cdot e_{53}^T + \dot{m}_{GN} \cdot e_{GN;6}^T$

Analogia semelhante foi estendida ao balanço global da planta nos pontos 51 e 53 para a divisão da exergia dos insumos, produtos e perdida, uma vez que apesar de cruzar a temperatura de referência, há somente a parcela térmica, representada pela exergia total. Ao contrário dos outros sistemas, a exergia perdida não foi considerada como a diferença da exergia da corrente, pois a mesma cruza a temperatura de referência.

$$\dot{E}_{F;regas} = \dot{E}_{B;GNL} + \dot{E}_{B;ag;evap} + \dot{m}_{GN} \cdot e_{GN;4}^T + \dot{m}_{ag;53} \cdot e_{51} \quad (4.43)$$

$$\dot{E}_{L;regas} = \dot{m}_{ag;53} \cdot e_{53} \quad (4.44)$$

$$\dot{E}_{P;regas} = \dot{m}_{GN} \cdot (e_{GN;6}^M - e_{GN;4}^M) + \dot{m}_{GN} \cdot e_{GN;6}^T \quad (4.45)$$

#### 4.5.4 Resultados da Análise Exergética

A análise conduzida na planta de liquefação mostra os resultados da Tabela 4.13 para os insumos, produtos e destruição de exergia, além da eficiência exergética em cada equipamento.

Através da divisão da exergia nas parcelas térmica e mecânica é possível avaliar inclusive a eficiência das válvulas, já que a finalidade deste equipamento é produzir o resfriamento da corrente à custa da sua queda de pressão.

Dentre os equipamentos, os compressores são os que apresentam as menores eficiências. Esse fato já foi discutido na seção 3.4, e se deve principalmente as reações de combustão ocorridas na turbina, o que proporciona também grande possibilidade de recuperação da exergia perdidas.

Tabela 4.13 - Resultados da análise exergética dos equipamentos da planta de liquefação

Equip.	$\dot{E}_F$ [kW]	$\dot{E}_P$ [kW]	$\dot{E}_d$ [kW]	$\epsilon$
Tex	524,1	335,7	188,4	0,641
Pre1	131,3	125,4	5,9	0,955
Ev1	750,2	735,0	15,2	0,980
C1	1250,0	596,0	653,7	0,477
V1	417,0	348,2	68,7	0,835
Ev2	1156,4	675,3	481,1	0,584
C2	3011,0	1343,0	1668,0	0,446
V2	984,3	759,0	225,2	0,771
Ev3	1076,7	447,2	629,5	0,415
C3	4864,0	2067,0	2797,0	0,425
V3	1568,4	906,8	661,6	0,578
B4	7,2	6,1	1,1	0,850
TC4	501,9	100,9	401,0	0,201

O trocador TC4 também possui baixa eficiência, pois possui uma finalidade “menos nobre” no ciclo, sendo o responsável por rejeitar o calor proveniente do processo e de suas irreversibilidades. Além disso, pela sua função produtiva o seu produto é o aquecimento da água e seu insumo primordialmente é o resfriamento da corrente de propano, percebe-se claramente que o TC4 transforma uma fonte de calor de maior disponibilidade de realização de trabalho (maior temperatura) em uma fonte de baixa disponibilidade (água levemente aquecida). Isso é necessário para permitir a rejeição do calor do propano à água dentro das limitações de temperatura da água de resfriamento.

O resultado da análise global na Tabela 4.14 permite a avaliação do processo de liquefação, que conforme pode ser visto, exige grandes investimentos de exergia. Também é explicitado o percentual da exergia investida que é transformada em produtos, destruída e perdida, sendo esta última a que poderia ser recuperada termodinamicamente.

Tabela 4.14 - Resultado da análise exergética global da planta de liquefação

<b>Parcela</b>	<b>Valor</b>	<b>% de <math>\dot{E}_{F;Liq}</math></b>
$\dot{E}_{F;Liq}$ [kW]	11721	-
$\dot{E}_{P;Liq}$ [kW]	1196	10,2%
$\dot{E}_{L;Liq}$ [kW]	2728	23,3%
$\dot{E}_{d;Liq}$ [kW]	7796	66,5%
$\varepsilon_{Liq}$	0,102	

Percebe-se que a exergia investida é maior que a energia total gasta, conforme seção 4.4.1. Isso se deve em prioritariamente pela análise exergética considerar a disponibilidade energética presente na corrente de gás natural que entra na planta como parte dos insumos para o processo de liquefação, especialmente a parcela mecânica da exergia (pressão), que possui grande capacidade de realização de trabalho, como se mostra na parcela recuperada no turboexpansor.

Diferentemente do que ocorreria com o uso de uma válvula de expansão na entrada da planta, grande parte dessa exergia consumida pela redução de pressão não seria convertida em frio pelo processo isentrópico, ou trabalho, diminuindo a eficiência do processo e da planta.

A planta converte 10,2% do seu insumo exergético em produtos (liquefação do gás natural), representados pela eficiência da planta. Porém, 66,5% da exergia empregada é destruída no processo, contra 23,3% de perdas que ocorrem através dos compressores e da água de resfriamento. A soma da exergia destruída em cada componente deve equivaler à destruição de exergia da planta, conforme se verifica nos resultados.

Comparando com a exergia química do gás natural, que vale 51506 kJ/kg, temos o dispêndio de cerca de 22,8 % de sua exergia por cada quilograma de gás natural no processo de liquefação.

Já a movimentação do gás natural, transportando 66960 toneladas de GNL no curso completo (ida e volta) de 20052 km traz os seguintes resultados da análise exergética considerada para o motor do navio, conforme a Tabela 4.15.

Tabela 4.15 - Análise exergetica da movimentação do GNL

<b>Parcela</b>	<b>[kW]</b>	<b>[kJ]</b>	<b>[kJ/kg]</b>	<b>[kJ/kg.km]</b>
Exergia insumos ( $E_F$ )	52246	1,25E+11	1870,3	0,187
Exergia produtos <sup>1</sup> ( $E_P$ )	24531	5,88E+10	878,2	0,088
Exergia perdida <sup>1</sup> ( $E_L$ )	6543	1,57E+10	234,2	0,023
Exergia destruída <sup>1</sup> ( $E_d$ )	21172	5,08E+10	757,9	0,076

<sup>1</sup>Refere-se ao motor do navio e não ao processo global de transporte de GNL

Percebe-se que 12,5% da exergia investida é perdida através dos gases de exaustão e dos circuitos de água de resfriamento. Outros 40,5% são destruídos pelo motor, especialmente pela combustão. Porém a eficiência exergetica de 46,9% mostra um bom resultado do motor em converter combustível em energia elétrica para a embarcação, quando comparado às turbinas acionadoras dos compressores que também possuem reações de combustão em seu interior.

A análise exergetica do processo de regaseificação apresenta os resultados, conforme a Tabela 4.16.

Tabela 4.16 - Resultado da análise exergetica dos equipamentos da planta de regaseificação

<b>Equip.</b>	<b><math>\dot{E}_F</math> [kW]</b>	<b><math>\dot{E}_P</math> [kW]</b>	<b><math>\dot{E}_d</math> [kW]</b>	<b><math>\epsilon</math></b>
B;ag	1,1	0,9	0,2	0,850
B;GNL	547,8	536,8	11,0	0,980
Ev;GNL	428,8	21,8	407,0	0,051

O evaporador é o equipamento que apresenta a menor eficiência da planta. Neste caso especificamente em que promove troca de calor entre correntes com temperatura superior e inferior a temperatura de referência, mesmo sendo definida sua eficiência e seus produtos, o evaporador é um equipamento que representa um acidente do ponto de vista termodinâmico. Isso ocorre por conta da destruição de exergia de ambas as correntes até o ponto de cruzamento com a temperatura de referência. Além disso, separando-se a exergia física em suas componentes térmica e mecânica, verifica-se que há uma grande destruição da parcela térmica da corrente de GNL, destruindo um elevado potencial, que reflete na sua baixa eficiência. Porém, possui uma razão técnica e econômica para sua existência, apesar de haver opções melhores do ponto de vista termodinâmico.

Considerando-se uma vazão de 1 kg/s de gás natural, a planta de regaseificação reflete os resultados da Tabela 4.17.

Tabela 4.17 - Resultado da análise exergética global da planta de regaseificação

<b>Parcela</b>	<b>Valor</b>	<b>% de <math>\dot{E}_{F,regas}</math></b>
$\dot{E}_{F,regas}$ [kW]	973	-
$\dot{E}_{P,regas}$ [kW]	533	54,8%
$\dot{E}_{L,regas}$ [kW]	22	2,2%
$\dot{E}_{d,regas}$ [kW]	418	43,0%
$\varepsilon_{regas}$		0,548

O processo de regaseificação do gás, que permite seu retorno às mesmas condições iniciais do início do processo de transporte, implica em um emprego de 973 kJ/kg ou o correspondente a 1,89% de sua exergia química.





## 5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A escolha do tema deste trabalho recai sobre algumas motivações, conforme apresentadas na introdução. Além de ser um energético que apresenta perspectivas de aumento de participação na matriz energética brasileira e mundial, o gás natural apresenta uma dificuldade intrínseca no seu transporte.

Diferentemente de outros combustíveis líquidos ou sólidos, por seu estado físico o transporte de gás requer grandes investimentos de energia e exergia, que podem determinar a viabilidade de disponibilização deste combustível ao mercado.

Diante disso, é apresentada neste capítulo uma análise mais profunda, comparando os dois processos de transporte do gás natural considerados neste trabalho.

### 5.1 TRANSPORTE POR GASODUTOS

Nesta seção são apresentados os fundamentos da análise do sistema de transporte de gás natural por gasodutos, conforme demonstrado na Figura 3.1, além dos seus resultados.

#### 5.1.1 Análise global do modal de transporte por gasoduto

Para o sistema compreendendo o compressor, o resfriador e o gasoduto, podemos realizar a seguinte interpretação dos termos da equação (2.8).

$$\dot{E}_{P;Tgas} = \dot{m}_{GN} \cdot (e_3 - e_1) \quad (5.1)$$

$$\dot{E}_{F;Tgas} = \dot{m}_{comb} \cdot e_{comb} + \dot{m}_7 \cdot e_{ar;ref} + \dot{W}_{el;TC} \quad (5.2)$$

$$\dot{E}_{L;Tgas} = \dot{m}_8 \cdot e_8 + \dot{m}_5 \cdot (e_6 - e_{ar;ref}) \quad (5.3)$$

Analisando o processo para o transporte por gasodutos, entende-se que todos os sistemas e equipamentos trabalham com a finalidade de deslocar o gás natural de sua origem até o seu destino.

Assim, o produto deste processo deve ser a reposição das perdas ocorridas no gasoduto durante o deslocamento do gás. Isso é refletido na equação (5.1).

Para a reposição e minimização dessas perdas, é investida exergia como combustível no compressor e exergia da corrente elétrica no resfriador (além do ar que tem custo exergético nulo). Essas correntes são vistas na equação (5.2).

Por fim, as perdas associadas à reposição da exergia da corrente de gás natural são representadas pela corrente de gases de exaustão da turbina que aciona o compressor e pela diferença de exergia da corrente do ar aquecido no resfriador, que é destruída além de suas fronteiras conforme identificado na equação (5.3).

## 5.1.2 Resultados

Aplicando o balanço para o sistema global de transporte de gás natural por gasodutos, para uma vazão mássica de 1 kg/s, têm-se os resultados conforme a Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Balanço exergético para o sistema de transporte por gasodutos

Parcela	Valor [kW]
Exergia Insumo ( $\dot{E}_F$ )	183,0
Exergia Produtos ( $\dot{E}_P$ )	42,9
Exergia Perdida ( $\dot{E}_L$ )	41,7
Exergia Destruída ( $\dot{E}_d$ )	98,4

Pelos resultados, verifica-se que a eficiência exergética do processo vale 23,4% ( $\epsilon_{T_{\text{gas}}} = 0,234$ ).

Considerando a vazão mássica e o comprimento equivalente ( $L_{eq}$ ) de 121 km, juntamente com os resultados da Tabela 5.1, temos que o sistema de movimentação de gás natural por gasodutos, exige um investimento exergético de 1,51 kJ/km para cada quilograma de gás natural transportado. Nas mesmas bases a exergia perdida vale 0,34 kJ/km enquanto a destruída é 0,81 kJ/km por cada quilograma de gás natural.

Os produtos, como se tratam de reposição das perdas do sistema, não são contabilizados para o modal de transporte, pois apesar de serem contabilizados no processo global da estação de compressão, não agregam exergia entre a origem e o destino do gás natural, como pode ser visto nas propriedades dos pontos 1 e 4 que são idênticas. Dessa forma a exergia do produto considerada na Tabela 5.1 é do processo (entre os pontos 1 e 3) e reflete o meio de transporte.

Somente como exercício, se considerarmos a soma da exergia perdida no processo de transporte com a soma da exergia destruída em cada componente conforme Tabela 3.7, temos o valor equivalente a exergia investida no processo, conforme a Tabela 5.1. Assim temos o balanço exergetico no volume de controle do transporte por gasodutos realizado entre os pontos 1 e 3.

Igualmente, a eficiência exergetica não exprime sentido termodinâmico para o sistema incluindo o gasoduto, já que não há exergia agregada à corrente de gás natural. Apenas consideram-se os equipamentos que constituem a estação de compressão (compressor e resfriador), já que estes são os responsáveis pela mudança de estado do gás natural.

## 5.2 TRANSPORTE POR GNL

### 5.2.1 Análise global do modal de transporte por GNL

Como se trata de um processo completamente discreto, não há como elaborar uma formulação específica como foi realizado na seção sobre o gasoduto. Assim, a análise é conduzida através de uma interpretação a partir dos resultados individuais de cada sistema do transporte por GNL, já se considerando os valores em base específica para cada quilograma de gás natural.

### 5.2.2 Resultados

Os resultados dos sistemas que compõem a cadeia de transporte por GNL, e da análise global da cadeia podem ser vistos na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Balanço exergetico para o modal de GNL

Parcela [kJ/kg]	Liq.	Mov.	Regas.	Global
Exergia Insumo ( $\dot{E}_F$ )	11720,8	1870,3	972,8	14564,0
Exergia Produtos ( $\dot{E}_P$ )	1196,1	878,2	532,9	-
Exergia Perdida ( $\dot{E}_L$ )	2728,4	234,2	21,8	2984,5
Exergia Destruída ( $\dot{E}_d$ )	7796,3	757,9	418,1	8972,4

Novamente, faz-se a distinção entre o processo e a cadeia de transporte. Cada sistema da Tabela 5.2 possui um produto como resultado, conforme apresentado na seção 4.5. Porém da mesma forma

que o gasoduto, nenhuma exergia é agregada à corrente de gás natural comparando sua origem e destino, tanto que esta é uma das premissas utilizadas neste trabalho. Assim a contabilização dos produtos e da eficiência exergetica global do transporte não é utilizada.

Para a quantificação do modal de transporte, considerando-se a premissa de distância pela qual o gás natural foi transportado (10.026 km) obtemos em base específica de distância um investimento exergetico de 1,45 kJ/km para cada quilograma de gás natural transportado. De forma semelhante, a exergia perdida vale 0,30 kJ/km enquanto a exergia destruída contabiliza 0,89 kJ/km para cada quilograma de gás natural.

### 5.3 COMPARAÇÃO ENTRE O TRANSPORTE POR GASODUTOS E POR GNL

Com base nos resultados das seções anteriores, pode-se elaborar uma comparação entre os sistemas de transporte de gás natural avaliados neste trabalho.

A comparação considerando apenas as razões das exergias pela distância para cada quilograma de gás natural, apesar úteis, podem levar a conclusões precipitadas sobre o insumo, perda e destruição de exergia.

Isso se deve principalmente às características bastante distintas entre os processos que compõem os dois modais de transporte. Nos gasodutos, o processo é contínuo, ao menos dentro da unidade base que foi considerada neste trabalho (compressor, resfriador e gasoduto).

Já no modal do GNL, os processos são discretos e independentes. O gás natural primeiramente é liquefeito e pode ser transportado de várias formas, por variadas distâncias, até ser finalmente regaseificado para o consumo.

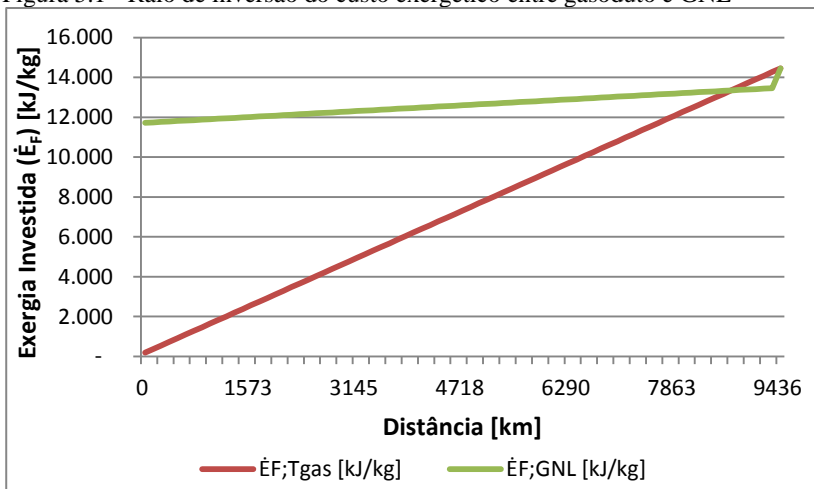
Assim, tentando-se eliminar essas discordâncias, a Figura 5.1 traz uma normalização dessas duas alternativas ao longo de vários raios de distância. A partir de uma unidade de distância baseada no comprimento equivalente do gasoduto ( $L_{eq}$ ), foi avaliada a exergia investida para os dois modais.

Para o gasoduto, considerou-se simplesmente um processo escalonado, com o investimento de 183,0 kJ/kg, já a partir da origem, a cada 121 km.

Para o GNL, considerou-se primeiramente a exergia investida para a liquefação na origem ( $\dot{E}_{F;liq} = 11721$  kJ/kg) e posteriormente a razão do insumo exergetico utilizado para o transporte marítimo pela distância que o gás natural é transportado (10026 km), resultando em

0,187 kJ/kg a cada quilômetro. Por fim, a exergia consumida no destino pelo processo de regaseificação que vale 973 kJ/kg.

Figura 5.1 - Raio de inversão do custo exergético entre gasoduto e GNL

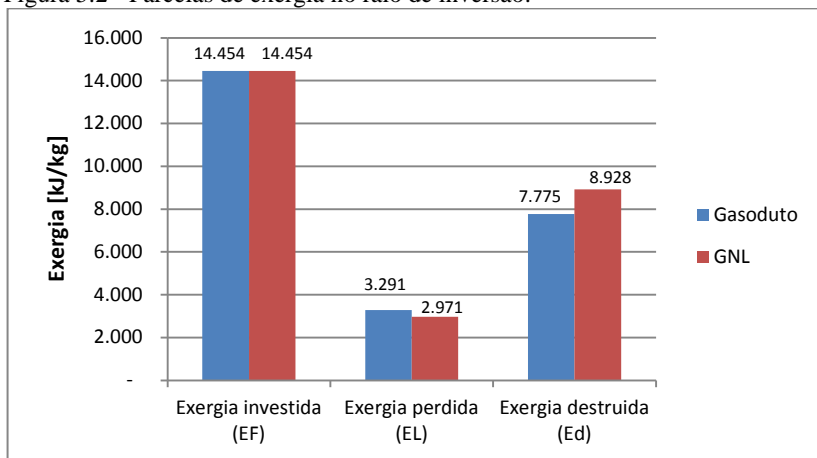


A Figura 5.1 nos permite visualizar de maneira mais clara a exergia investida em cada um dos modais de transporte de gás natural. Percebe-se claramente o efeito que a liquefação impõe à cadeia do GNL, requerendo um grande insumo exergético logo na origem do transporte. Após isso, a exergia investida para a movimentação se dá a uma taxa menor do que a do gasoduto a cada trecho de 121 km considerado. Por fim há o derradeiro investimento de exergia de regaseificação do transporte do GNL, a fim de especificá-lo nas mesmas condições de origem.

O raio de inversão representa a distância onde o investimento exergético do gasoduto passa a ser maior que o do GNL, o que ocorre em 9436 km. A partir desta distância, o GNL passa a ser uma opção mais interessante do ponto de vista de exergia investida total. Isso é representado no segundo ponto onde as curvas se coincidem. Na primeira interseção, temos a mesma exergia investida, porém estados físicos diferentes (gás e GNL).

No raio de inversão, conforme a Figura 5.2, temos um panorama referente a cada modal de transporte que nos mostra quanta exergia é investida, perdida e destruída acumuladamente da origem até o destino.

Figura 5.2 - Parcelas de exergia no raio de inversão.



Percebe-se que ambos os processos possuem quantidade significativa de exergia perdida, e que caso fosse recuperada, poderia melhorar substancialmente os resultados. Nos dois casos a exergia perdida está majoritariamente associada aos gases de exaustão dos turbocompressores, presentes nos dois processos.

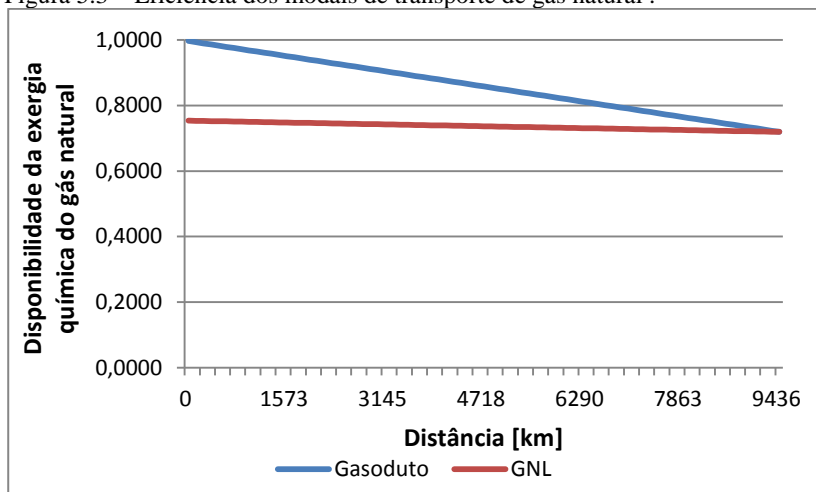
Para o modal do GNL, os turbocompressores ficam todos localizados em um único local, o que facilitaria a recuperação dos gases de exaustão, como para produção de energia elétrica através de um ciclo Rankine por exemplo. Na embarcação também pode ser viável a recuperação da energia constante nos gases de exaustão para outros processos ou mesmo para produzir energia elétrica. Tal facilidade não ocorre para o gasoduto já que a perda se dá ao longo de toda a linha de transporte nas estações de compressão. Como alternativa, poderiam ser utilizados *chillers* de absorção, recuperando o calor dos gases de exaustão e diminuindo a temperatura do ar de admissão das turbinas que acionam os compressores, melhorando seu desempenho, ou resfriando o gás natural e reduzindo o trabalho de compressão.

A exergia destruída também poderia ser reduzida, caso rotas tecnológicas diferentes fossem utilizadas. O caso mais prático é a planta de regaseificação onde parte da exergia presente no GNL é destruída nos evaporadores. Apesar de ser o sistema mais utilizado atualmente no mundo, novas tecnologias vêm demonstrando possibilidades de recuperação da exergia presente no frio, como discutido na seção 2.4.

Considerando o insumo exerético, desde a origem até o destino, como uma parcela dedutível da disponibilidade exerética do

gás natural no estado de referência (exergia química), pode-se avaliar uma “eficiência” de cada modal pela distância de transporte, considerando que para a obtenção do gás a certa distância, se destrói parte da sua disponibilidade. A Figura 5.3 mostra o quanto da exergia química equivalente é consumida para cada um dos modais de transporte ao longo da distância até o raio de inversão.

Figura 5.3 – Eficiência dos modais de transporte de gás natural .



Pode-se perceber que uma exergia equivalente a 28% da exergia química do gás natural é investida para os processos de transporte na distância do raio de inversão, equivalendo a uma eficiência em torno de 72% para o transporte nessa distância. Assim fica claro que para distâncias menores de 9436 km, o gasoduto exige menor exergia investida, representando uma melhor eficiência do processo.

#### 5.4 NOVAS SOLUÇÕES PARA O TRANSPORTE DE GÁS

Apesar de ser o sistema com o melhor resultado, o transporte por gasoduto pode ser melhorado.

Conforme já apresentado na seção 2.2, o trabalho de (CHACZYKOWSKI, OSIADACZ e UILHOORN, 2011) apresenta entre outras análises estudos de diferentes estágios de resfriamento do gás natural na saída do resfriador, após o compressor.

Uma análise de otimização da temperatura de saída do resfriador versus o comprimento equivalente e a energia utilizada no

resfriamento, pode indicar uma temperatura ótima, que maximize a distância entre as estações de compressão pela energia consumida no resfriador.

Novas tecnologias de revestimento polimérico permitem reduzir consideravelmente o atrito nas tubulações de gás e o trabalho consumido nos compressores. Turbinas acionadoras dos turbocompressores com melhores eficiências também propiciam ganhos ao sistema.

Aplicado a todos esses componentes, sistemas de controle avançado e variação de capacidade permitem aos sistemas operarem dentro de limites mais estreitos, evitando oscilações de processo e mantendo a operação próxima ao ponto de melhor eficiência dos equipamentos.

Para o GNL, novas tecnologias, algumas já em uso, permitem minimizar as perdas e destruições de exergia na cadeia de transporte, em especial dos sistemas de regaseificação, permitindo ao modal ser mais competitivo.

Outras tecnologias de plantas de liquefação vêm ganhando maior expressão, especialmente a de mistura de refrigerantes, que demonstram melhores resultados de desempenho que os tradicionais, porém mais abundantes, ciclos em cascata.

Embarcações de grande porte utilizando a tecnologia de tanques membrana são capazes de transportar mais de 260.000 m<sup>3</sup> de GNL em uma única viagem, sem aumentar proporcionalmente o consumo de energia no seu deslocamento. Além disso, novas tecnologias de embarcações com o uso de motores *dual-fuel* podem consumir o BOG quando disponível e outro combustível quando necessário. Há também a possibilidade de se reliquefazer o BOG a bordo evitando perdas com queima ou liberação para a atmosfera.

Para a regaseificação, uma das opções comercialmente disponíveis é o Ciclo Rankine Orgânico (CRO) que utiliza fluidos orgânicos com baixas temperaturas de evaporação e permitem gerar energia elétrica, utilizando como fonte fria o GNL e como fonte quente o ambiente (água ou ar) ou outros rejeitos de processos a temperatura superior a ambiente.

Outra possibilidade interessante é a integração da planta de regaseificação a usinas termelétricas em ciclo combinado. A baixa temperatura do GNL pode ser usada de algumas maneiras favorecendo a eficiência do ciclo. Uma das possibilidades é como resfriamento do ar antes ou entre os estágios do compressor da turbina a gás, diminuindo seu volume específico e aumentando o trabalho produzido pela turbina. O GNL pode também ser utilizado como resfriamento para o



condensador do ciclo a vapor, permitindo uma redução significativa da pressão de condensação do ciclo além de reduzir o consumo de água de resfriamento.

Outras utilizações em uso no mundo, além da produção de potência, são demonstradas em (KAR-WAI, 2006) tais como:

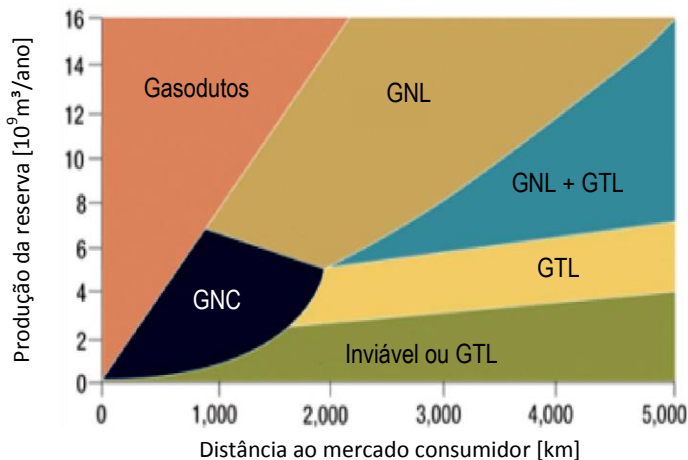
- Unidade de separação de ar: produção de Nitrogênio, Oxigênio e Argônio líquidos;
- Refrigeração e frigorífico: utilização do frio para condicionamento de ambientes (*district cooling*) ou de câmaras frigoríficas para congelamento.
- Produção de “gelo seco”: o processo de sublimação do CO<sub>2</sub> pode se utilizar das baixas temperaturas do GNL;
- Dessalinização de água do mar: pode ser utilizado como resfriamento nos processos de destilação, por exemplo;
- Reliquefação do BOG formado nos tanques de armazenamento das plantas de regaseificação;
- Pulverização criogênica de plásticos e resíduos (decomposição de pneus, por exemplo).

Outros processos de transporte de gás natural também podem se apresentar como tecnologias disruptivas. É o caso do GNC (Gás Natural Comprimido) em cilindros para navios, e do GNA (Gás Natural Adsorvido).

Segundo (MARONGIU-PORCU, WANG e J. ECONOMIDES, 2008) o transporte utilizando GNC por navios é competitivo em pequenas distâncias (até 500 km), ou em distâncias maiores (até 2.000 km) com volumes menores, como uma estratégia de tornar econômico projetos de pequenas reservas isoladas de gás natural.

Na Figura 5.4 é mostrado um gráfico com as opções com melhor viabilidade econômica, segundo os autores, de viabilizar reservas de gás natural a partir do volume de produção da reserva e distância de transporte até o mercado consumidor. No entanto, esta análise contempla não só o transporte de gás natural, mas também transformações químicas como o GTL, discutida na sequência.

Figura 5.4 - Opções de viabilização de reservas de gás natural – Adaptado (MARONGIU-PORCU, WANG e J. ECONOMIDES, 2008)



Paralelamente podem ser mencionadas outras tecnologias que podem concorrer em parte com o transporte de gás, transformando o gás natural em outros energéticos.

O GTW (*Gas To Wire*) é uma solução que utiliza o gás natural na sua origem como combustível para a geração termoelétrica e transporta a energia elétrica gerada, atendendo os consumidores no destino. Evidentemente não é uma tecnologia que substitua completamente o transporte do gás natural, porém pode ser uma tecnologia competitiva em alguns cenários.

O GTL (*Gas To Liquid*), por conseguinte, utiliza o gás natural como matéria-prima transformando-o em outros combustíveis líquidos, como o metanol, através de reações químicas. Tal processo, apesar de intenso energeticamente, diminui consideravelmente os custos com transporte, já que o volume específico do novo energético é sensivelmente menor.

Mesmo sabendo-se não serem as melhores rotas tecnológicas disponíveis, os modelos deste trabalho foram baseados nas tecnologias mais comumente utilizadas atualmente. Tal abordagem visa justamente atentar para as perdas de cada cadeia, incitando maior racionalidade aos projetos do ponto de vista do dispêndio exérgico.

## 6 CONCLUSÃO

Os resultados obtidos e as conclusões expressas a seguir, refletem os resultados dos modelos e das premissas utilizadas nos capítulos anteriores e não necessariamente refletem o melhor ponto de operação dos sistemas.

Considerando o consumo energético específico somente do compressor na estação de compressão no gasoduto, temos 1,38 kJ/kg.km, enquanto o resfriador consome 0,06 kJ/kg.km. Caso o resfriador fosse eliminado do sistema, o comprimento equivalente se reduziria para pouco mais de 114 km para a mesma diferença de pressão, e a temperatura do gás no gasoduto não atingiria a temperatura do meio, sendo admitido o gás a uma temperatura maior no compressor da estação seguinte. Todos esses efeitos sobrepostos resultam num consumo específico de 1,54 kJ/kg.km contra 1,44 kJ/kg.km com o resfriador.

Da mesma forma a exergia específica investida no transporte por gasoduto aumentou 6,6% de 1,51 kJ/kg.km para 1,61 kJ/kg.km. Essa comparação ilustra a importância da existência do resfriador, que apesar de ser um equipamento dissipativo, age melhorando a eficiência global do sistema.

Analisando globalmente o transporte por gasoduto, verifica-se um grande percentual de exergia perdida. Caso essa exergia pudesse ser totalmente recuperada, a eficiência global do processo aumentaria para 46,23%, quase o dobro dos 23,4% obtidos. Isso demonstra uma grande possibilidade de melhoria da eficiência do transporte por gasoduto. Tecnicamente, porém, a recuperação da exergia perdida não mudaria diretamente a exergia investida ou destruída. Para tanto, seria necessária a utilização de outros equipamentos e processos, como por exemplo, um chiller de absorção para a melhoria do desempenho do turbocompressor ou um ciclo para geração de potência mecânica ou elétrica à partir da energia dos gases de exaustão. Em ambos os casos, esse processos melhorariam a eficiência global, porém inseririam novas ineficiências e perdas ao sistema, que se transformariam em exergia destruída e perdida respectivamente. Nesse caso uma análise específica deve ser realizada caso a caso, verificando a viabilidade de recuperação dessa exergia perdida.

Já para o transporte por GNL, temos o processo ocorrendo de forma discreta, diferentemente do gasoduto. Assim, na planta de liquefação temos o processo de maior intensidade energética de todo o ciclo, com uma eficiência de 7,9%. Este processo é responsável por

consumir 21,5% da energia equivalente do PCI do gás natural. Comparando esse processo com o gasoduto, é possível transportarmos o gás por mais de 7380 km no gasoduto com o mesmo consumo energético da liquefação. Evidentemente a escolha da tecnologia envolve diversos fatores. No entanto fica evidente a necessidade de criteriosos requisitos na definição da tecnologia de uma planta como essa, para minimizar o impacto sobre o projeto, mesmo que a maioria dessas plantas esteja situada em locais com grande oferta de gás frente à demanda local. Porém, a operação em longo prazo pode justificar o investimento em tecnologias de menor consumo energético.

Para a movimentação, os motores do navio com quase 48 % de eficiência apresentam desempenho melhor quando comparados a turbinas em ciclo simples ou ciclos Rankine a vapor típicos. No entanto a eficiência do processo pode ser melhorada com embarcações de maior porte, por exemplo. Conforme (MAN DIESEL & TURBO), um aumento de 71% na capacidade de transporte na embarcação proposta neste trabalho, exige um aumento de potência instalada dos motores de apenas 25%. Extrapolando-se essa relação para o consumo específico, ter-se-ia uma redução de aproximadamente 27% no consumo em kJ/km para cada quilograma de gás natural transportado na embarcação maior.

Na regaseificação a análise não deve centrar-se nos equipamentos em si, já que estes são os itens de menor relevância para o consumo energético. Este processo deve ser investigado com foco no aproveitamento da energia do frio presente no GNL. Além dos impactos ao ambiente muitas vezes causado pela alta transferência de calor do meio, ou até da queima de gás para a vaporização do GNL, este processo é pouco racional do ponto de vista termodinâmico, absorvendo 810 kJ por cada quilograma de gás natural regaseificado.

Além do mais se trata de uma energia de elevada disponibilidade, como pode ser percebido pelo investimento necessário na sua obtenção na planta de liquefação. A baixa eficiência exergética do evaporador, 5,1%, reflete o fraco desempenho termodinâmico deste processo. Somente como reflexão, calculando-se a eficiência de uma máquina térmica de Carnot para o diferencial de temperatura do GNL e a água do mar (considerada 28°C neste trabalho), tem-se uma eficiência de cerca de 60%. Isso corresponde a um ciclo Rankine para geração de potência com uma temperatura de vapor de água de 520 °C aproximadamente, o que é considerado uma elevada temperatura para ciclos de alta eficiência atualmente.

Em linhas gerais comparando os dois modais, o gasoduto se mostrou um processo mais eficiente. Além de demandar menor

investimento de exergia, teve a menor destruição e a maior parcela de exergia perdida, que é recuperável, para distâncias de até 9436 km, onde se dá o raio de inversão. Por representar quase um quarto da circunferência da Terra, um gasoduto linear dessas dimensões seria inviável, obrigando a escolha por outras formas de transporte. As fronteiras de distâncias navegadas pelos navios de GNL, usualmente são maiores que o raio de inversão, onde este modal se mostra como a melhor opção. No entanto, GNL para distribuição regional, ou para transporte a curtas distâncias, como de reservas off-shore para a costa por exemplo, não são as melhores opções pelo critério de exergia investida. Considerando-se a exergia investida nos processos de transporte como uma parcela dedutível da exergia química do gás natural, uma vez que diminui a disponibilidade do gás no destino, haveria uma redução de 28% na exergia química do gás natural. Isso seria equivalente a uma eficiência de 72%.

Em linhas gerais percebe-se que as ineficiências do transporte por gasoduto estão mais atreladas aos equipamentos, enquanto no GNL aos processos, como demonstra sua maior exergia destruída. Dessa forma, além de se considerar a seleção do modal de transporte, a seleção dos equipamentos eficientes no gasoduto e processos (rotas tecnológicas) eficientes no GNL é fundamental para a melhoria da eficiência dos modais. No gasoduto, turbocompressores e resfriadores mais eficientes e gasodutos com diâmetros maiores favoreceriam a eficiência. Enquanto no GNL, processos de liquefação mais modernos e eficientes, embarcações de maior porte e processos integrados para utilização da baixa temperatura na regaseificação, trariam grandes ganhos ao processo global.

Assim coloca-se como sugestão para trabalhos futuros:

- Análise exérgica comparando novas tecnologias de liquefação, movimentação e principalmente de regaseificação que diminuam a exergia investida, e destruída nos processos deste modal de transporte.
- Análise exérgica comparando novas alternativas de transporte de gás natural como o GNC (Gás Natural Comprimido) e o GNA (Gás Natural Adsorvido).
- Comparar exergeticamente tecnologias tradicionais de transporte de gás natural com geração de energia elétrica no destino, com a geração termoeétrica na origem para o posterior transporte da energia elétrica, verificando a viabilidade de tecnologias como o GTW (Gas To Wire).
- Análise exergoeconômica dos modelos apresentados neste trabalho, inserindo a lógica da termoeconomia na avaliação e comparação dos modais de transporte de gás natural.



## REFERÊNCIAS

ABDOLAH, F. et al. The effect of major parameters on simulation results of gas pipelines. **International Journal of Mechanical Science**, 2007. 989 - 1000.

ADEWUMI, M. PNG 520: Phase Relations in Reservoir engineering. **Penn State's College of Earth and Mineral Sciences**. Disponível em: <<https://www.e-education.psu.edu/png520/resources/11.html>>. Acesso em: 09 outubro 2012.

BATTIE, J. A. The Computation of the Thermodynamic Properties of Real Gases and Mixture of Real Gases. **114th Meeting of the American Chemical Society**, Oregon, 25 October 1948. 52.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal Design & Optimization**. [S.l.]: John Wiley & Sons, Inc., 1996.

BLACK & VEATCH. **Power Plant Engineering**. New York: Springer Science+Business Media, 1996.

BROKAW, R. S. Viscosity of Gas Mixtures. **NASA Technical Note**, Cleveland, 04 April 1968.

CHACZYKOWSKI, M.; OSIADACZ, A. J.; UILHOORN, F. E. Exergy-based analysis of gas transmission system with application to Yamal-Europe pipeline. **Applied Energy**, Warszawa, 13 Janeiro 2011. 2219-2230.

CIPOLATO, L. **Análise Exergética de um Ciclo em Cascata para Liquefação de Gás Natural**. UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS. Campinas. 2008.

COLTON, T. **Shipbuilding History**, 2012. Disponível em: <<http://shipbuildinghistory.com/>>. Acesso em: 24 jan. 2013.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 5a. Edição. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2001.

GAO, G. et al. A simple correlation to evaluate binary interaction parameters of the Peng-Robinson equation of state: binary light hydrocarbon systems. **Fluid Phase Equilibria**, Amsterdam, 1992. 85-93.

HATCHER, P.; KHALILPOUR, R.; ABBAS, A. Optimisation of LNG mixed-refrigerant processes considering operation and design objectives. **Computers and Chemical Engineering**, Sydney, 22 March 2012. 123-133.

ISO 12213-2:2006(E). **Natural gas — Calculation of compression factor — Part 2: Calculation using molar-composition analysis**. Geneva: ISO - International Standard Organization, 2006. 38 p.

KAR-WAI, G. **Recovery and Utilization of Cold Energy of Liquefied Natural Gas**. Young Person's Paper Competition 2006. Honk Kong: Institution of Gas Engineers and Managers (IGEM). 2006.

LAZZARETTO, A.; TSATSARONIS, G. SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. **Energy**, 22 Março 2002. 1257-1289.

MAN DIESEL & TURBO. **Danish Maritime Authority**, Maio 2009. Disponivel em:  
<[http://www.dma.dk/themes/LNGinfrastructureproject/Documents/Bunkering%20operations%20and%20ship%20propulsion/51-60DF%20IMO%20TierII%20%E2%80%93%20Marine\\_partI.pdf](http://www.dma.dk/themes/LNGinfrastructureproject/Documents/Bunkering%20operations%20and%20ship%20propulsion/51-60DF%20IMO%20TierII%20%E2%80%93%20Marine_partI.pdf)>.  
Acesso em: 29 Janeiro 2013.

MAN DIESEL & TURBO. **LNG Carriers Advantages of the 51/60DF electric propulsion system**. MAN Diesel & Turbo. Augsburg, p. 20. [http://mandiesel.ca/files/news/files/7203/LNG\\_Carriers.pdf](http://mandiesel.ca/files/news/files/7203/LNG_Carriers.pdf).

MARMOLEJO-CORREA, D.; GUNDERSEN, T. A comparison of exergy efficiency definitions with focus on low temperature. **Energy**, Trondheim, 12 Junho 2012. 477-489.



MARONGIU-PORCU, M.; WANG, X.; J. ECONOMIDES, M. **The Economics of Compressed Natural Gas Sea Transport**. 2008 SPE Russian Oil & Gas Technical Conference and Exhibition. Moscou: [s.n.]. 2008.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

PETROLEUM ECONOMIST. **Petroleum Economist - The Authority on Energy**, 2012. Disponível em: <<http://www.petroleum-economist.com/>>. Acesso em: 25 jan. 2013.

POLING, B. E.; PRAUSNITZ, J. M.; O'CONNELL, J. P. **The Properties of Gases and Liquids**. 5th. ed. New York: McGraw-Hill, 2001.

SAEID, M.; POE, W. A.; SPEIGHT, J. G. **Handbook of Natural Gas Transmission and Processing**. Oxford: Gulf Professional Publishing, 2006.

SANTOS, S. P. D. Sistema de Gestão de Logística de Transporte de Gás Natural por Gasodutos, Rio de Janeiro, 27 Março 2008. 101 f.

STRADIOTO, D. A. **Análise energética e exergética da cadeia do gás natural líquido e a integração do processo de regaseificação com ciclos combinados de potência**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre. 2011.

SZARGUT, J.; SZCZYGIEL, I. Utilization of the cryogenic exergy of liquid natural gas (LNG) for the production of electricity. **Energy**, 26 Fevereiro 2009. 827-837.

TBG. **Transportadora Brasileira Gasoduto Bolívia-Brasil S.A. - TBG**, 2013. Disponível em: <<http://www.tbg.com.br/>>. Acesso em: 25 jan. 2013.

TSATSARONIS, G.; MOROSUK, T. Advanced exergetic analysis of a refrigeration system for liquefaction of natural gas. **International Journal of Energy and Environmental Engineering**, 26 August 2010. 1-18.

UNITROVE. **Gas Calculation Tools**, 2014. Disponível em: <<http://www.unitrove.com/engineering/tools/gas/>>. Acesso em: 04 jun. 2014.

WENNINGER, M.; TOLGOS, S. **LNG Carrier Power**. MAN Diesel SE. Augsburg, p. 23. 2008.

WILKE, C. R. A Viscosity Equation for Gas Mixtures. **The Journal of Chemical Physics**, 24 Abril 1949. 3.

## A. APÊNDICE A - O MODELO DE GÁS NATURAL

Para a utilização de uma modelagem de gás ideal, baseada nas propriedades de gases reais que compõe a mistura, foi feita uma pré-análise visando identificar uma equação que governasse de maneira satisfatória a mistura de gás natural proposto. Segundo (POLING, PRAUSNITZ e O'CONNELL, 2001) equações de estado devem ser ao menos cúbicas em  $V$  (volume) a fim de retratar melhor o comportamento dos gases reais. Ainda, refere-se às regiões crítica e de elevadas pressões como os maiores desafios para as representações das equações de estado cúbicas em volume. Como exposto por (ADEWUMI), a equação de Peng-Robinson é um dos modelos de equações de estado analíticas que apresenta bons resultados tanto na região crítica quanto na região próxima a saturação de líquidos, além de ser mais apropriada para moléculas apolares, como é o caso de metano e etano.

Diante disso, ela foi escolhida para obter-se o valor do fator de compressibilidade ( $Z$ ) do gás natural, a fim de verificar o seu distanciamento da condição de gás ideal, e a aplicabilidade das propriedades de mistura para tal. Para o cálculo do fator de compressibilidade utilizou-se a Equação (A.1)

$$\begin{aligned} & Z_{GN}^3 - (1 - B_{GN}) \cdot Z_{GN}^2 \\ & + (A_{GN} - 2 \cdot B_{GN} - 3 \cdot B_{GN}^2) \cdot Z_{GN} \\ & - (A_{GN} \cdot B_{GN} - B_{GN}^2 - B_{GN}^3) = 0 \end{aligned} \quad (A.1)$$

Onde,

$$A_{GN} = a_{GN} \cdot \frac{P_{GN}}{(R^2 \cdot T_{GN}^2)} \quad (A.2)$$

$$B_{GN} = b_{GN} \cdot \frac{P_{GN}}{(R \cdot T_{GN})} \quad (A.3)$$

Admitindo  $P_{GN}$  como sendo a pressão,  $T_{GN}$  a temperatura e  $R$  a constantes universal dos gases, que vale 8,314 kJ/kmol.K.

Entretanto, como para o gás escolhido temos uma mistura de dois gases (metano e etano), correlações específicas para misturas têm que ser aplicadas para a determinação dos coeficientes  $a_{GN}$  e  $b_{GN}$ . Conforme (GAO, DARIDON, *et al.*, 1992) o coeficiente  $a_{GN}$  é avaliado a partir de um somatório das interações binárias dos coeficientes de cada uma das espécies químicas presentes na mistura. Nesse caso específico de dois constituintes na mistura, temos:

$$\begin{aligned} a_{GN} = & fm_{met} \cdot fm_{met} \cdot a_{met,met} \\ & + fm_{met} \cdot fm_{et} \cdot a_{met,et} \\ & + fm_{et} \cdot fm_{et} \cdot a_{et,et} \end{aligned} \quad (A.4)$$

O coeficiente  $b_{GN}$  é obtido através do somatório dos coeficientes  $b_{met}$  e  $b_{et}$  para o metano e para o etano, ponderados por suas respectivas frações molares na mistura  $fm_{met}$  e  $fm_{et}$ .

$$b_{GN} = fm_{met} \cdot b_{met} + fm_{et} \cdot b_{et} \quad (A.5)$$

Os parâmetros  $a_{met,met}$ ,  $a_{et,et}$  e  $a_{met,et}$  são obtidos a partir das equações (A.6), (A.7) e (A.8) respectivamente.

$$a_{met,met} = a_{met} \quad (A.6)$$

$$a_{et,et} = a_{et} \quad (A.7)$$

$$a_{met,et} = \sqrt{(a_{met} \cdot a_{et})} \cdot (1 - k_{met,et}) \quad (A.8)$$

$$k_{met,et} = 1 - \left( \frac{2 \cdot (T_{c,met} \cdot T_{c,et})^{1/2}}{T_{c,met} + T_{c,et}} \right)^{Z_{met,et}} \quad (A.9)$$

$$Z_{met,et} = \frac{Z_{c,met} + Z_{c,et}}{2} \quad (A.10)$$

Admitindo-se  $a_{met}$  e  $a_{et}$  e,  $b_{met}$  e  $b_{et}$  e como sendo a funções específicas de cada espécie química (metano e etano), tem-se de forma generalizada uma função  $a_{elem}$  e  $b_{elem}$  para cada componente presente na mistura, determinada pelas equações (A.11) e (A.12).

$$a_{elem} = 0,45724 \cdot \left( R^2 \cdot \frac{T_{c;elem}^2}{P_{c;elem}} \right) \cdot \alpha_{elem} \quad (A.11)$$

$$b_{elem} = 0,07780 \cdot R \cdot \frac{T_{c;elem}}{P_{c;elem}} \quad (A.12)$$

Constituindo-se  $T_{c;elem}$ ,  $P_{c;elem}$ , a temperatura e pressão críticas das espécies químicas, respectivamente. A função  $\alpha_{elem}$  é descrita pela relação da equação (A.13) respectivamente.

$$\alpha_{elem} = \left( 1 + (0,37464 + 1,54226 \cdot \omega_{elem} - 0,26992 \cdot \omega_{elem}^2) \cdot (1 - T_{r;elem}) \right)^2 \quad (A.13)$$

Finalmente, têm-se  $\omega_{elem}$  que representa a propriedade relativa ao fator acêntrico de cada espécie química. Esta propriedade é específica de cada constituinte e pode ser encontrada tabelada, representando a esfericidade dos campos de forças das moléculas. Para gases ideais, esse valor é nulo, e positivo e inferior a um para outras substâncias. Os valores obtidos para metano e etano são:

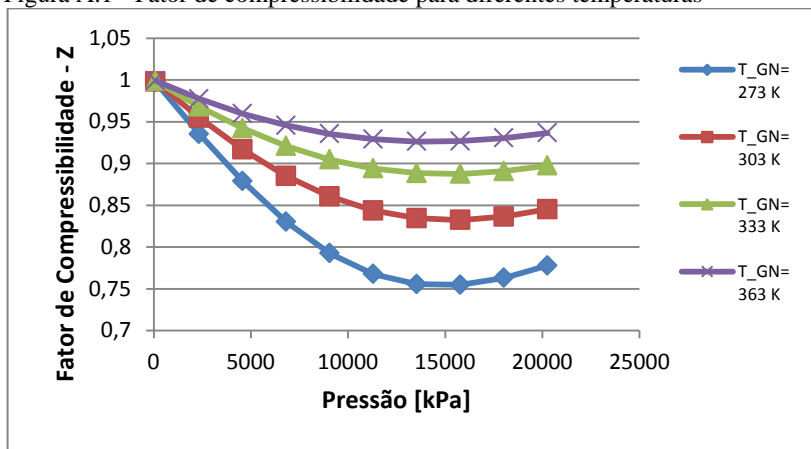
$$\begin{aligned} \omega_{met} &= 0,01141 \\ \omega_{et} &= 0,09917 \end{aligned}$$

Já a temperatura reduzida,  $T_r$ , é obtida pela razão da temperatura da substância por sua temperatura crítica, da seguinte forma:

$$T_r = \frac{T}{T_c} \quad (A.14)$$

Avaliando-se o fator de compressibilidade para a mistura em questão a partir da formulação proposta, temos uma variação de Z conforme a Figura A.1

Figura A.1 - Fator de compressibilidade para diferentes temperaturas



Como exemplo, o gás natural a uma temperatura de 298,15 K e uma pressão de 7.093 kPa (admitida como a condição na sucção do compressor) o fator de compressibilidade é  $Z_{GN} = 0,8741$ . Este valor é o menor obtido para  $Z_{GN}$  no modelo de compressão.

## B. APENDICE B – INFORMAÇÕES DOS EQUIPAMENTOS

Na Tabela B.1, estão os principais dados de catálogo de duas turbinas a gás utilizadas para acionamento de compressores. Tais turbinas fazem parte de pacotes de turbocompressores utilizados no GASBOL. Neste trabalho foi utilizada uma média dos valores, não significando valores de uma máquina real, porém abrangendo uma faixa maior de valores esperados.

Tabela B.1 - Principais dados utilizados das turbinas

Item	Nominal*		Corrigido**		Média
	Solar	Solar	Solar	Solar	
	Taurus 60	Mars 100	Taurus 60	Mars 100	
(1) Potência de eixo [kW]	5.670	11.860	5.480	11.630	-
(2) Temperatura Exaustão [°C]	510	485	515,1	489,85	502,5
(3) Massa ar admissão [kg/s]	21,6	41,6	-	-	-
(4) Relação (3)/(1) [kg/kJ]	3,8095E-3	3,5076E-3	-	-	3,6586E-3
(5) Eficiência $\eta_{acion}$ [%]	34,40	31,49	33,64	30,64	32,95

\* Condição ISO: 288,15 K e 101,325 kPa

\*\* Condição do estado de referência: 298,15 K e 101,325 kPa

Os valores corrigidos da potência de eixo e eficiência foram corrigidos segundo informações do fabricante e os valores da temperatura foram obtidos através de ábacos presentes em (BLACK & VEATCH, 1996) para a variação da temperatura de exaustão pela temperatura do ar de admissão.

Como base para as informações do motor que gera a energia para o navio, foi considerado o MAN V51/60DF. Maires informações sobre este motor pode ser encontrado em (MAN DIESEL & TURBO, 2009).