

Departamento de Engenharia Mecânica

Pós-Graduação em Engenharia de Dutos

Estudo de Modelagem Detalhada de Compressores Centrífugos / Acionador

Thiago da Silveira Bilhim

Luis Fernando A. Azevedo

Luis Fernando Pires

THIAGO DA SILVEIRA BILHIM

ESTUDO DE MODELAGEM DETALHADA DE COMPRESSORES
CENTRÍFUGOS / ACIONADOR

MONOGRAFIA APRESENTADA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA DA PUC-RIO COMO REQUISITO PARCIAL PARA
OBTENÇÃO DO TÍTULO DE ESPECIALISTA EM ENGENHARIA DE DUTOS.
APROVADA PELA COMISSÃO EXAMINADORA ABAIXO ASSINADA.

LUIS FERNANDO A. AZEVEDO

LUIS FERNANDO G. PIRES

RIO DE JANEIRO

01 DE JUNHO DE 2010

Dedicatória

Dedico esta monografia a toda comunidade que trabalha com simulação de escoamento de gás natural em dutos, com o objetivo de orientar e ajudar na modelagem de compressores centrífugos e turbinas para uma melhor aproximação do modelo com a realidade.

Agradecimentos

Aos meus familiares pelo apoio constante;

Ao IBP (Instituto Brasileiro de Petróleo) pela bolsa concedida;

Aos professores orientadores Luis Fernando A. Azevedo e Luis Fernando G. Pires pela orientação dada ao longo do curso;

Ao Professor Reinaldo De Falco por ministrar excelentes aulas durante o curso de engenharia de dutos;

Ao Engenheiro Stewart Midwinter da Energy Solutions – Empresa responsável pelo software Pipeline Studio.

Ao Engenheiro Marcos Bruno Bianchi Carnevale da TRANSPETRO/PETROBRAS.

A TRANSPETRO/PETROBRAS por motivar e compartilhar informações para a realização deste estudo;

Sumário

O Brasil é um país que possui cerca de 5.500 quilômetros de gasodutos operados pela Transpetro. Ao longo dessa malha estão presentes 14 estações de compressão de gás natural, sendo que 13 delas são consideradas como serviço de compressão (operadas por terceiros). A partir do ano de 2010 novas estações de compressão (próprias da Petrobrás) entrarão em operação na malha de gasodutos operadas pela Transpetro.

O presente trabalho abordou os principais pontos que devem ser analisados para realizar a modelagem de compressores centrífugos e seus acionadores (turbinas) para uma melhor aproximação do modelo com a realidade. Este estudo teve como principal objetivo abordar dois aspectos: estimar o gás utilizado pelo sistema de compressão de gás natural e otimizar a operação dos compressores aproximando o ponto de operação ao ponto de máxima eficiência de cada conjunto compressor-turbina. Para analisar esses dois aspectos foram realizadas simulações de escoamento de gás natural para avaliar os resultados obtidos. Será demonstrado ainda que a modelagem genérica de uma turbina pode divergir muito quanto ao consumo de combustível.

Por fim, quando a modelagem do conjunto compressor-turbina é realizada, além de uma melhor estimativa de consumo de combustível, é possível otimizar a operação das estações de compressão reduzindo o consumo de gás natural.

Índice

1	Introdução.....	9
2	Características básicas dos compressores e turbinas.....	12
2.1.	Compressores.....	12
2.2.	Turbinas a gás.....	16
3	Modelagem detalhada do conjunto compressor-turbina.....	18
3.1.	Modelagem dos compressores centrífugos.....	20
3.2.	Modelagem das turbinas.....	24
4	Comparativo entre modelagem genérica do conjunto compressor-turbina e modelagem detalhada.....	27
4.1.	Simulações – Estimativa de consumo de gás das turbinas.....	28
4.2.	Simulações – Capacidade de compressão associada com a pressão máxima de descarga.....	30
4.3.	Simulações – Melhor utilização e operação dos compressores centrífugos modelados.....	33
5	Conclusões.....	47
6	Referências Bibliográficas.....	48

Índice de Figuras

Figura 1 – Movimentação Média Anual.....	9
Figura 2 – Malha atual de gasodutos e novos empreendimentos.....	10
Figura 3 – Previsão de movimentação de gás natural ano de 2012. [9] ...	10
Figura 4 – Compressor Alternativo do tipo pistão.	13
Figura 5 – Compressor Rotativo do tipo parafuso.....	14
Figura 6 – Compressor Axial.	15
Figura 7 – Compressor Centrífugo.	16
Figura 8 – Turbina à gás.	17
Figura 9 – Características básicas dos compressores centrífugos. [5]	18
Figura 10 – Características básicas das turbinas. [6].....	19
Figura 11 – Dados para a modelagem do compressor.	22
Figura 12 – Curva de desempenho do compressor Centaur 40.....	23
Figura 13 – Curva de desempenho da turbina Taurus 70.	24
Figura 14 – Dados para a modelagem da turbina.....	26
Figura 15 – Compressores genéricos e turbinas genéricas	29
Figura 16 – Compressores centrífugos modelados e turbinas modeladas.	30
Figura 17 – Compressores genéricos e turbinas genéricas	31
Figura 18 – Compressores centrífugos modelados e turbinas modeladas.	32
Figura 19 – Uma Máquina Ligada.....	34
Figura 20 – Duas Máquinas Ligadas.....	34
Figura 21 – Três Máquinas Ligadas	35
Figura 22 – Uma Máquina Ligada – Ponto de Operação (PO) em cada compressor	36

Figura 23 – Duas Máquinas Ligadas – Ponto de Operação (PO) em cada compressor	36
Figura 24 – Três Máquinas Ligadas – Ponto de Operação (PO) em cada compressor	36
Figura 25 – Uma Máquina Ligada.....	38
Figura 26 – Duas Máquinas Ligadas.....	39
Figura 27 – Três Máquinas Ligadas	39
Figura 28 – Uma Máquina Ligada – Ponto de Operação (PO) em cada compressor	40
Figura 29 – Duas Máquinas Ligadas – Ponto de Operação (PO) em cada compressor	40
Figura 30 – Três Máquinas Ligadas – Ponto de Operação (PO) em cada compressor	41
Figura 31 – Uma Máquina Ligada.....	43
Figura 32 – Duas Máquinas Ligadas.....	43
Figura 33 – Três Máquinas Ligadas	44
Figura 34 – Uma Máquina Ligada – Ponto de Operação (PO) em cada compressor	45
Figura 35 – Duas Máquinas Ligadas – Ponto de Operação (PO) em cada compressor	45
Figura 36 – Três Máquinas Ligadas – Ponto de Operação (PO) em cada compressor	45

Índice de Tabelas

Tabela 1 – Valores de processo. [8].....	19
Tabela 2 – Composição do gás natural de Cabiúnas.....	28
Tabela 3 – Resumo Simulações 4.3.A.....	37
Tabela 4 – Resumo Simulações 4.3.B.....	42
Tabela 5 – Resumo Simulações 4.3.C.....	46

1

Introdução

O melhor meio de transporte para escoar grandes vazões de gás natural são os gasodutos. Nos últimos nove anos verificou-se um aumento da movimentação de gás natural no Brasil, com exceção do ano de 2009 que sofreu uma redução na movimentação em virtude da crise econômica mundial (Figura 1).

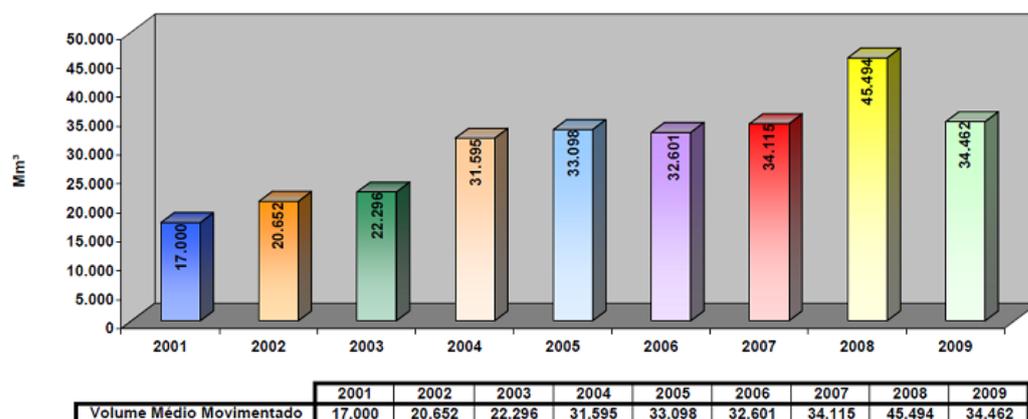


Figura 1 – Movimentação Média Anual.

A malha atual de gasodutos operados atualmente pela TRANSPETRO/PETROBRAS possui cerca de 5.509,9 km. Esta malha está dividida em 32 gasodutos (Figura 32), sendo 20 gasodutos na malha sudeste e 12 gasodutos na malha nordeste. Para o ano de 2012 (Figura 3) está prevista a movimentação de 134 milhões de metros cúbicos de gás natural por dia (Malha TRANSPETRO/PETROBRAS e malha TBG), o que representa uma elevação de 290% em relação ao ano de 2006. Para esse novo cenário e previsões futuras de movimentação de gás natural estão previstas 12 novas estações de compressão próprias da PETROBRAS. [7, 10]



Figura 2 – Malha atual de gasodutos e novos empreendimentos.

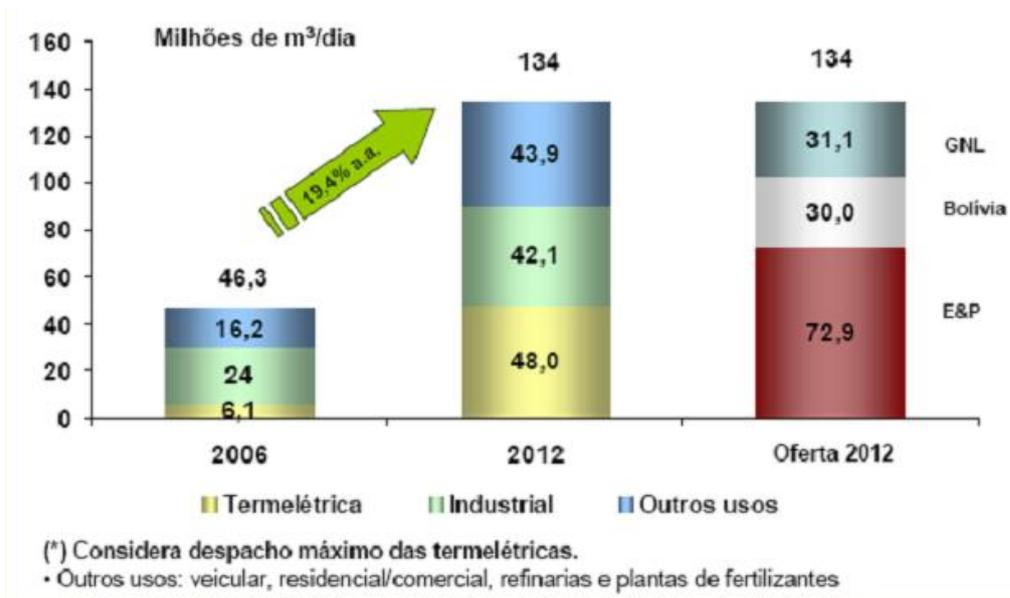


Figura 3 – Previsão de movimentação de gás natural ano de 2012. [9]

Até o presente momento, a TRANSPETRO/PETROBRAS operava com compressores alternativos (serviço de compressão) em sua maioria em virtude da faixa de vazão transportada em cada gasoduto. Com esse novo cenário de transporte de gás natural, a TRANSPETRO/PETROBRAS realizará a inclusão de novas estações de compressão, utilizando compressores centrífugos acionados por turbinas a gás. Sendo assim, com vazões maiores operadas em cada estação de compressão, o consumo de combustível passou a ser de grande significância para a contabilização de gás natural utilizado pelo sistema. Além disso, com a entrada em operação dessas novas estações de compressão a modelagem detalhada do conjunto compressor-turbina funcionará como base para a operação do sistema de uma maneira mais eficiente.

2

Características básicas dos compressores e turbinas

Antes de realizar a modelagem do conjunto compressor-turbina das novas estações de compressão abordadas anteriormente, será realizada uma breve apresentação de cada componente abordado neste estudo.

2.1.

Compressores

Os tipos mais comuns de compressores podem ser classificados como segue abaixo:

- Volumétricos;

- Alternativos;

- Rotativos (palhetas, parafuso ou lóbulos);

- Dinâmicos;

- Centrífugos;

- Axiais;

Nos **compressores volumétricos** ou de deslocamento positivo, a elevação de pressão é conseguida através da redução do volume ocupado pelo gás. Operam em um ciclo de funcionamento, onde se tem diversas fases para atingir a elevação de pressão e manter o escoamento. Trata-se, de um processo intermitente, no qual a compressão propriamente dita é efetuada em um sistema fechado, isto é, sem qualquer contato com a sucção e a descarga. Os compressores volumétricos podem ser de dois tipos como serão brevemente caracterizados.

Compressores Alternativos: O aumento da pressão de certa massa de gás é obtido pela redução do volume que esta ocupava. Caracteriza-se pelo uso de pistões (êmbolos) que trabalham com movimento alternado dentro de cilindros. Quando o pistão, no movimento ascendente, comprime gás a um valor determinado, uma válvula se abre deixando gás escapar, praticamente com pressão constante. Ao final do movimento de ascensão, a válvula de exaustão se fecha, e a de admissão se abre, preenchendo a câmara a medida que o pistão se move na descendente. Para as relações típicas de serviço de transporte de gás, atinge vazões da ordem de 2,5 milhões de metros cúbicos de gás natural por dia.

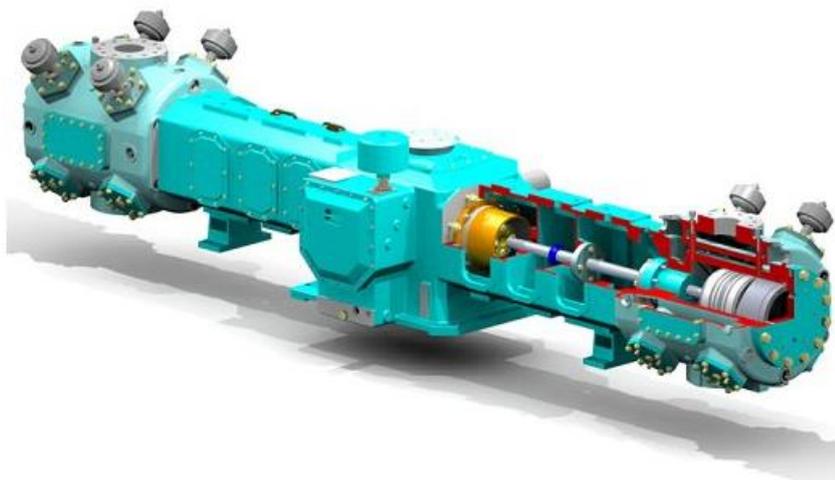


Figura 4 – Compressor Alternativo do tipo pistão.

Compressores Rotativos: Possuem um rotor que é montado dentro de uma carcaça com uma excentricidade (desnívelamento entre o centro do eixo do rotor e da carcaça). No rotor são montadas palhetas móveis, de modo que a rotação faz as palhetas se moverem para dentro e para fora das suas ranhuras. O gás contido entre duas palhetas sucessivas é comprimido à medida que o volume entre elas diminui devido à rotação e à excentricidade do rotor. Outro tipo de rotativo é o compressor de parafusos, onde dois rotores em forma de parafuso giram em sentido contrário, mantendo em si uma condição de engrenamento. O gás penetra pela abertura de sucção e ocupa os intervalos entre os filetes dos rotores. A partir do momento em que há o engrenamento de um determinado filete, o gás nele

contido fica aprisionado entre o rotor e as paredes da carcaça. A rotação faz então com que o ponto de engrenamento se desloque para frente, reduzindo o espaço disponível para o gás e provocando a sua compressão. Em comparação com os compressores centrífugos, permitem uma maior pressão de descarga, porém com menor vazão.

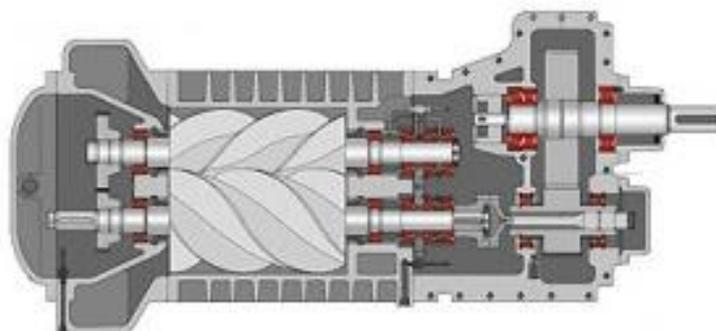


Figura 5 – Compressor Rotativo do tipo parafuso.

Nos **compressores dinâmicos**, cinéticos ou turbo-compressores o gás é comprimido pela ação dinâmica de palhetas ou impulsores rotativos (impelidores), que imprimem velocidade e pressão ao gás. Nesses compressores a elevação de pressão é obtida pela variação da velocidade de um fluxo contínuo de gás. São indicados para a movimentação de grandes volumes, a baixa ou média razão de compressão (relação entre a pressão de descarga e a pressão de sucção). Operam em alta rotação e são geralmente acionados por motores elétricos ou turbinas a gás. Existem somente dois tipos de compressores dinâmicos: compressores centrífugos ou compressores axiais, ambos rotativos

Compressores Axiais: São caracterizados pela presença de palhetas rotoras e de difusores estacionários, montados alternadamente em estágios. Os discos das palhetas rotoras, solidários ao eixo em rotação, transferem ao gás a energia recebida de um acionador. Essa transferência de energia se faz na forma cinética. Posteriormente, o escoamento estabelecido é recebido por um difusor cuja função é promover a transformação da energia cinética do gás em entalpia, com conseqüente ganho de pressão. Este ciclo se repete continuamente por todos os

estágios de compressão, correspondendo exatamente ao que se denomina, em termodinâmica, um volume de controle. Em comparação com os compressores centrífugos, permitem uma maior vazão, porém com menor pressão de descarga. Não tem aplicação como compressor para transporte de gás, porém é utilizado como compressor de ar para o estágio de compressão do ciclo Brayton (turbinas à gás) tendo em vista as altas vazões de ar que proporcionam. Outra utilização desses compressores é no insuflamento de ar nos alto-fornos das usinas siderúrgicas.



Figura 6 – Compressor Axial.

Compressores Centrífugos: Funcionam de forma semelhante aos compressores axiais com a diferença da trajetória do gás que se dá de forma radial. É caracterizado pelo emprego de impelidores rotativos e de difusores estacionários, montados alternadamente em estágios. Os impelidores, solidários ao eixo de rotação, transferem ao gás a energia recebida de um acionador. Essa transferência de energia se faz na forma cinética. Posteriormente, o escoamento estabelecido é recebido por um difusor cuja função é promover a transformação da energia cinética do gás em entalpia, com conseqüente ganho de pressão. Este ciclo se repete continuamente por todos os estágios de compressão, correspondendo exatamente ao que se domina um volume de controle. Para as

relações de compressão típicas de serviço de transporte de gás, atinge vazões da ordem de até 15 milhões de metros cúbicos de gás natural por dia. [1,3]



Figura 7 – Compressor Centrífugo.

2.2.

Turbinas a gás

A turbina à gás é essencialmente uma máquina térmica que utiliza o ar como fluido motriz para promover energia. Para conseguir isso o ar que passa através da turbina deve ser acelerado, isto significa que a velocidade ou energia cinética do ar é aumentada. Para obter esse acréscimo primeiramente aumenta-se a pressão e em seguida é adicionado calor. Finalmente a energia gerada (aumento de entalpia) é transformada em potência no eixo da turbina de expansão.

Recentemente, as turbinas à gás foram introduzidas em aplicações industriais. Neste meio, essas turbinas são comumente denominadas geradoras de gás. Seu propósito é a geração de um grande volume de gases de alta energia que escoam através de uma ou mais rodas de turbina transformando essa energia em potência no eixo.

As turbinas à gás são atualmente empregadas em sistemas de compressão de gás (como acionadores de compressores – parte do estudo deste trabalho), geração

de energia elétrica, bombeio de óleo e etc. As turbinas industriais modernas se dividem basicamente em três categorias: Industriais de porte pesado; Industriais de porte leve; Aeroderivadas; [2]

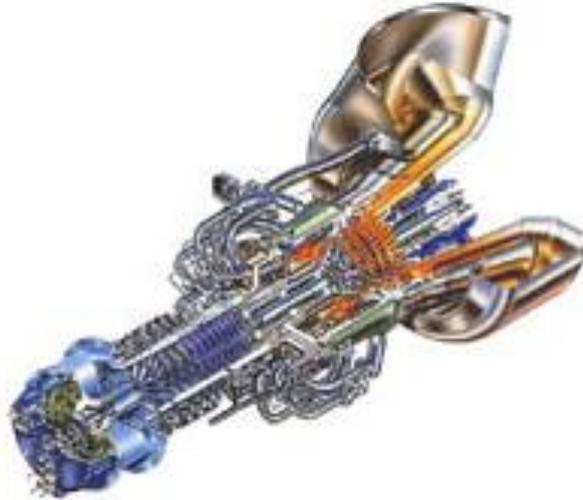


Figura 8 – Turbina à gás.

3

Modelagem detalhada do conjunto compressor-turbina

Para a realização e desenvolvimento desse estudo de modelagem detalhada do conjunto compressor-turbina, foi executado um estudo de caso da estação de compressão de gás de Campos Elíseos da PETROBRAS. Esta estação foi escolhida para o desenvolvimento deste trabalho em virtude da data de entrada em operação fevereiro de 2010. Sendo assim, foi possível a obtenção de dados básicos para a modelagem detalhada da estação de compressão.

O empreendimento consiste na implantação da Estação de Compressão de Campos Elíseos, que tem a finalidade de comprimir e transferir o gás natural entre os gasodutos Japeri – REDUC, GASDUC III e Sistema de GNL da Baía de Guanabara e do Ramal para o Anel de Gás Residual. A estação consiste, também, na instalação de um sistema de gás combustível que tem a finalidade de suprir gás combustível para as turbinas.

A Estação de Compressão de Campos Elíseos possui quatro compressores centrífugos do fabricante Solar modelo Centaur 40 (Figura 9) ligados em paralelo. Para o acionamento dos compressores foram utilizadas quatro turbinas à gás do fabricante Solar modelo Taurus 70 (Figura 10). Para a operação são utilizados três conjuntos compressor-turbina. O quarto conjunto é reserva em caso de falha.

C40 GAS COMPRESSORS

ISO Performance/Specifications

		C40M
Efficiency	%	>85% isentropic
Maximum Speed	rpm	14,300
Maximum Flow	m ³ /min	269
Maximum Head	kJ/kg	239
Maximum Casing Pressure	kPag	17 235
Maximum Torque	Nm	14 690



Figura 9 – Características básicas dos compressores centrífugos. [5]

Solar Turbines

A Caterpillar Company

TAURUS 70

Gas Turbine Compressor Set

Oil & Gas Applications

Performance

Output Power	7690 kW (10,310 hp)
Heat Rate	10 340 kJ/kW-hr (7310 Btu/hp-hr)
Exhaust Flow	95 630 kg/hr (210,830 lb/hr)
Exhaust Temp.	495°C (920°F)

Nominal Rating – ISO
 At 15°C (59°F), sea level
 No inlet/exhaust losses
 Relative humidity 60%
 Natural gas fuel with
 LHV = 35 MJ/m³ (940 Btu/scf)
 Optimum power turbine speed
 AC-driven accessories
 Engine efficiency: 34.8%

Available Power

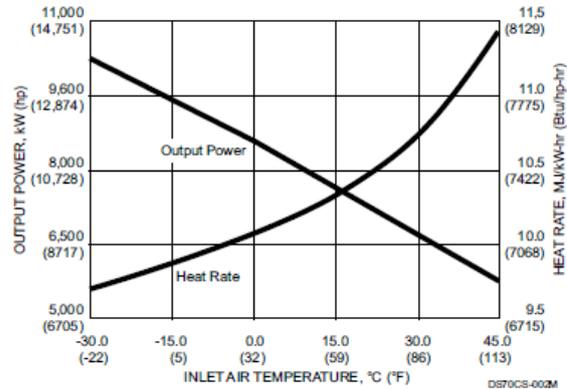


Figura 10 – Características básicas das turbinas. [6]

Esta estação de compressão foi projetada para operar nas condições de processo descritas na Tabela 1 abaixo.

		Condições de entrada	Condições de saída
GERAL	FLUIDO	GÁS RESIDUAL	GÁS RESIDUAL
	ESTADO FÍSICO	GÁS	GÁS
VAZÃO m ³ /d *	NORMAL	2.500.000 a 25.300.000	2.500.000 a 25.300.000
	MÁXIMO	25.300.000	25.300.000
	MÍNIMO	2.500.000	2.500.000
PRESSÃO kgf/cm ² manométrica	NORMAL	65 a 80	80 a 100
	MÁXIMO	100	100
	PROJETO	100	100
TEMP (°C)	OPERAÇÃO	4,3 a 30	45
	PROJETO	0/55	0/55

*Vazão referenciada a 1 atm e 20°C

Tabela 1 – Valores de processo. [8]

Para o cálculo numérico de comportamentos termo-hidráulicos do escoamento monofásico de gás, foi utilizado o software comercial adotado no mercado Pipeline Studio 3.2.0.6 da Energy Solutions

3.1.

Modelagem dos compressores centrífugos

Para ser realizada a modelagem detalhada do compressor centrífugo Centaur 40 foi necessário obter a curva de desempenho do compressor. Como o empreendimento ainda não foi entregue para a operação, não foi possível obter a curva de desempenho real do equipamento. Sendo assim, foi adotada a curva de desempenho de projeto (Figura 11) fornecida pelo fabricante. Nesta curva estão presentes os dados necessários para modelar a estação de compressão no software utilizado.

Os dados necessários (Figura 12) para a modelagem do compressor centrífugo foram:

- Head (Isoentrópico) Curve;

$$H/w^2 = Ah + Bh\left(Q/w\right) + Ch\left(Q/w\right)^2 + Dh\left(Q/w\right)^3$$

Onde:

H – Head;

Ah, Bh, Ch e Dh – Coeficientes de head;

w – Rotação;

- Efficiency Curve;

$$\eta = Ae + Be \left(\frac{Q}{w} \right) + Ce \left(\frac{Q}{w} \right)^2 + De \left(\frac{Q}{w} \right)^3$$

Onde:

η – Eficiência;

Ae, Be, Ce e De – Coeficientes de eficiência;

w – Rotação;

- Surge e Stonewall;

O limite de surge é a capacidade mínima para cada compressor, a cada rotação, abaixo da qual a operação do compressor se torna instável, geralmente causando sérios danos ao equipamento.

O limite de stonewall é a capacidade máxima para cada compressor, onde a partir desse limite a velocidade do gás se aproxima da velocidade do som no gás.

No software utilizado Pipeline Studio, os limites de surge e stonewall são definidos por apenas dois pontos como descrito na figura 12

Details for Centrifugal Performance Curve Compressor_CE

Head Curve | Efficiency Curve | Surge/Stonewall

Name: Compressor_CE

Number of points: 85

	Head	Head Speed	Head Flow
	<i>N.m/kg</i>	<i>RPM</i>	<i>m³/h</i>
1	116013	12000	4089.87
2	114629	12000	4441.68
3	112092	12000	4854.68
4	109094	12000	5237.09
5	105404	12000	5604.21
6	101021	12000	5956.02
7	96177.9	12000	6261.95
8	90411.9	12000	6583.17
9	85568.4	12000	6843.21
10	80032.9	12000	7072.66
11	76112	12000	7225.62
12	72421.7	12000	7347.99

Details for Centrifugal Performance Curve Compressor_CE

Head Curve | Efficiency Curve | Surge/Stonewall

Number of points: 51

	Adiabatic Efficiency	Effad Speed	Effad Flow
	<i>percent</i>	<i>RPM</i>	<i>m³/h</i>
1	80	5000	1443.59
2	80	7000	1963.67
3	80	8000	2300.19
4	80	9000	2682.6
5	80	10000	3095.6
6	80	11000	3569.79
7	80	12000	4105.16
8	83	5000	1500.59
9	83	7000	2147.23
10	83	8000	2544.93
11	83	9000	3065.01
12	83	10000	3600.38

Details for Centrifugal Performance Curve Compressor_CE

Head Curve | Efficiency Curve | Surge/Stonewall

Surge Point

Speed RPM Flow m³/h

Stonewall Point

Speed RPM Flow m³/h

Figura 11 – Dados para a modelagem do compressor.

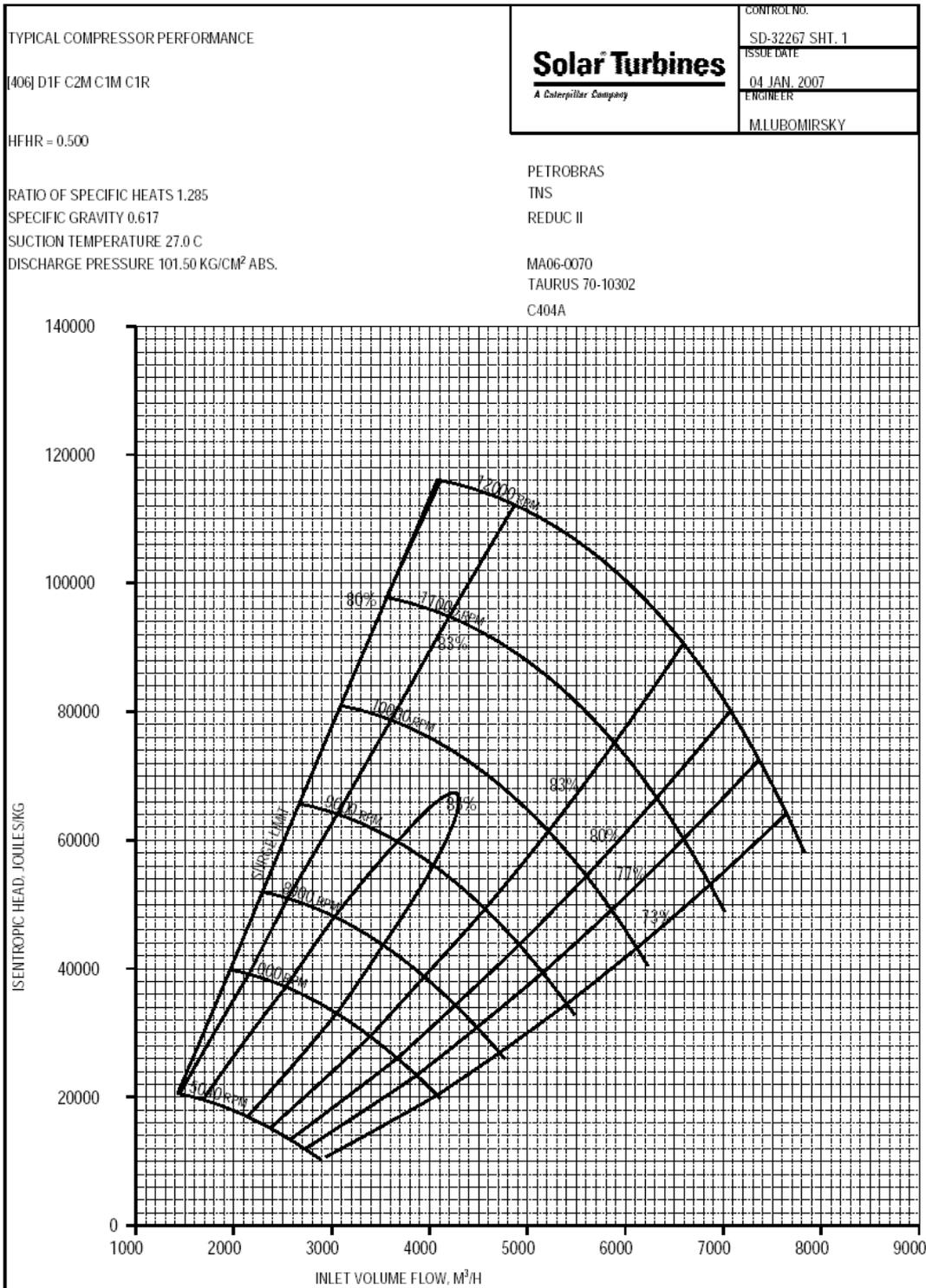


Figura 12 – Curva de desempenho do compressor Centaur 40.

3.2.

Modelagem das turbinas

Para a modelagem da turbina Solar Taurus 70 foi necessário obter a curva de desempenho da turbina. Pelo mesmo motivo exposto anteriormente foi utilizada a curva de projeto (Figura 13) da turbina para carga máxima (única curva disponibilizada pela Solar).

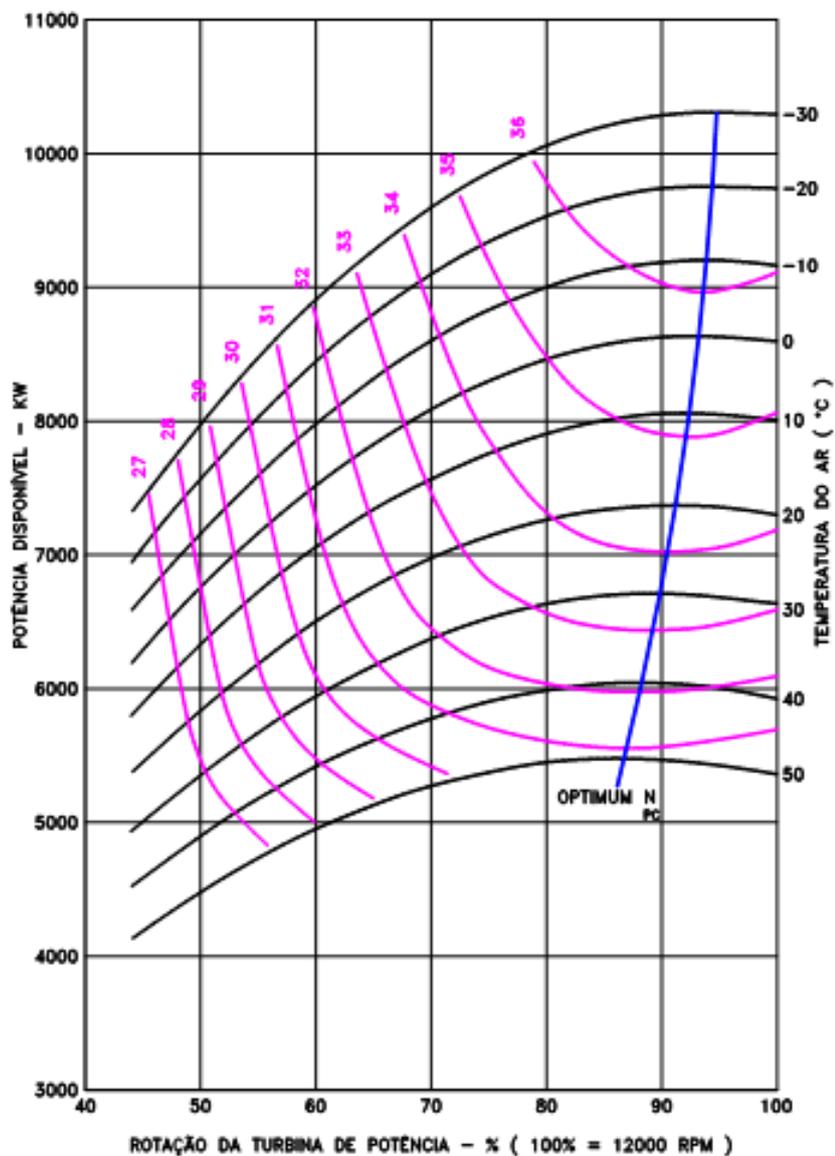


Figura 13 – Curva de desempenho da turbina Taurus 70.

Os dados necessários (Figura 14) para a modelagem da turbina à gás foram:

- Rated Heat Rate;
- Rated Temperature;
- Rated Power;
- Rated Speed;
- Max Power Curve;

$$HP = HPr (D1 + D2Nf + D3Nf^2 + D4Nf^3)$$

Onde:

HP – Potência;

HPr – Potência Nominal;

D1, D2, D3 e D4 – Coeficientes de performance da curva da turbina;

Nf – Rotação de acordo com a temperatura da injeção;

- Heat Rate Curve;

$$HR = HRr [(C1 + C2Nf) + (C3Nf^2 + C4Nf^3) + (C5HPf) + (C6HPf^2) + (C7HPf^2) + (C8NfHPf) + (C9Nf^2HPf) + (C10NfHPf^2)]$$

Onde:

HR – Heat rate;

HRf – Heat rate nominal;

Nf – Rotação de acordo com a temperatura da injeção;

C1-C10 – Coeficientes de performance da curva da turbina;

HPf – Potência de referência;

Para os dados nominais de entrada foi adotada a temperatura de admissão do acionador (turbina) de 30° Celsius. Os dados nominais necessários foram obtidos através dos gráficos das figuras 10 e 13.

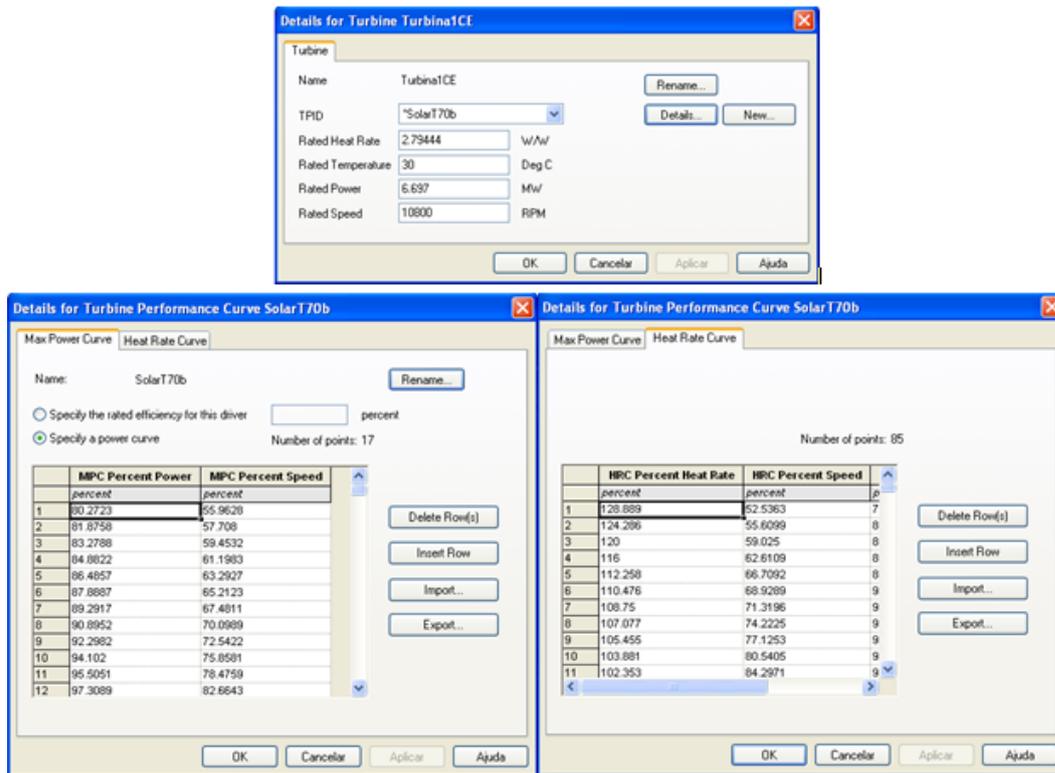


Figura 14 – Dados para a modelagem da turbina.

4

Comparativo entre modelagem genérica do conjunto compressor-turbina e modelagem detalhada

Para realizar o comparativo foi utilizada a modelagem genérica de compressor e a modelagem detalhada. Na modelagem genérica o software apenas comanda algumas funções do compressor como: máxima pressão de descarga, mínima pressão de sucção, máxima potência e máxima vazão. Já a modelagem detalhada comanda todas as funções mencionadas anteriormente, acrescida de várias outras funções onde podemos destacar principalmente o ponto de operação do compressor associado às curvas características do compressor.

Foi utilizado nos modelos o gasoduto GASDUC III. Este gasoduto possui aproximadamente 180 quilômetros, diâmetro nominal de 38 polegadas e três valores de espessura 0.625, 0.750 e 0.875 polegadas. No modelo foi representado o Terminal de Cabiúnas como um ponto de oferta de gás (início do gasoduto) e a REDUC como um ponto de entrega de gás natural (fim do gasoduto), além desses pontos existem os pontos de entrega das térmicas (Norte Fluminense e Macaé Merchant) e o de Guapimirim. O fluido utilizado foi o gás natural conforme especificação apresentada na tabela 2, já a equação de estado utilizada foi a BWRS que leva em consideração a composição do gás utilizado.

Componentes	% Molar
C1	88.39
C2	7.39
C3	2.55
IC4	0.2
NC4	0.32
IC5	0.03
NC5	0.03
C6	0.02

CO2	0.33
N2	0.74

Tabela 2 – Composição do gás natural de Cabiúnas.

As condições de referência adotadas nos modelos foram as condições padrões da PETROBRAS (Pressão de 1 atm e 20° Celsius).

A seguir serão apresentadas as simulações comparando o conjunto compressor-turbina genérico com o detalhado.

4.1.

Simulações – Estimativa de consumo de gás das turbinas

Após a modelagem dos compressores e turbinas abordadas anteriormente foram realizadas simulações comparando o consumo de gás das turbinas. Foram realizadas simulações com dois tipos de modelo, um com compressor genérico e turbina genérica e o outro com compressor e turbina detalhados.

Premissas adotadas:

- Temperatura inicial de fluido de 30° Celsius;
- Pressão de no Terminal de Cabiúnas de 85.0 kgf/cm²;
- UTE Norte Fluminense e UTE Macaé Merchant fora de operação (sem consumo);
- Ponto de entrega de Guapimirim consumindo 450000.0 m³/d (450.0 kSm³/d);
- Estação de Compressão (ECOMP) de Campos Elíseos ligada com pressão máxima de descarga de 100.0 kgf/cm²;

- Entrega na REDUC de 21000000.0 m³/d (21000.0 kSm³/d);

A Figura 15 apresenta o modelo de simulação desenvolvido no Pipeline Studio com o compressor e turbina genéricos. Observa-se na caixa “Consumo ECOMP” a vazão de gás utilizada pela turbina genérica.

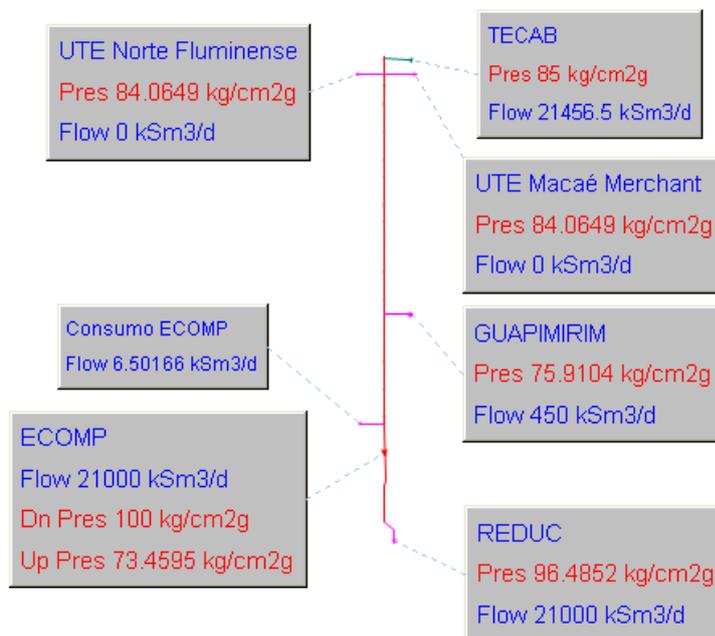


Figura 15 – Compressores genéricos e turbinas genéricas

A Figura 16 apresenta o modelo de simulação desenvolvido no Pipeline Studio com o compressor centrífugo detalhado e turbina detalhada. Observa-se na caixa “Consumo ECOMP” a vazão de gás utilizada pela turbina detalhada.

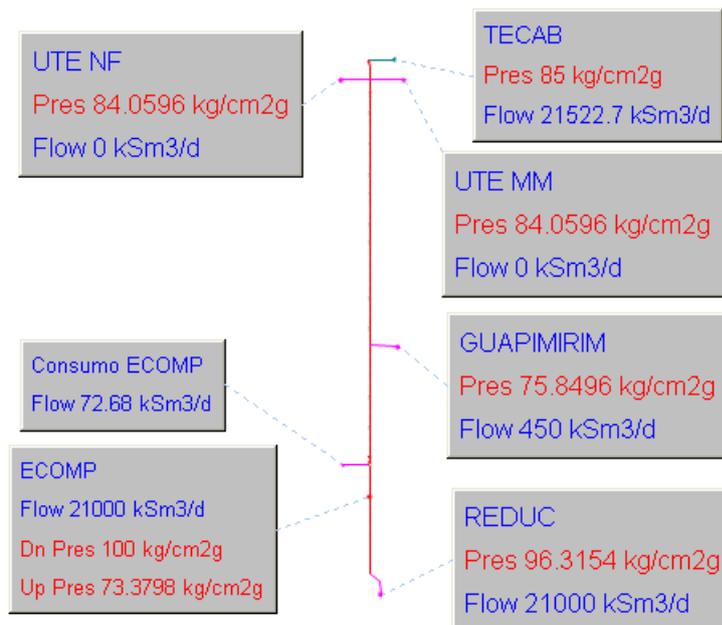


Figura 16 – Compressores centrífugos modelados e turbinas modeladas.

Nota-se que o campo “Consumo ECOMP” foi o resultado que apresentou a diferença mais significante, o que já era esperado tendo em vista que a turbina genérica não apresenta a mesma característica da turbina Taurus 70 modelada.

4.2.

Simulações – Capacidade de compressão associada com a pressão máxima de descarga

Após a modelagem dos compressores e turbinas abordadas anteriormente foram realizadas simulações comparando a capacidade de compressão dos compressores. Foram realizadas simulações com dois tipos de modelo, um com compressor genérico e turbina genérica e o outro com compressor e turbina detalhados. O objetivo dessas simulações é analisar a capacidade máxima de compressão utilizando apenas 2 máquinas.

Premissas adotadas:

- Temperatura inicial de fluido de 30° Celsius;
- Pressão de no Terminal de Cabiúnas de 76.0 kgf/cm²;
- UTE Norte Fluminense e UTE Macaé Merchant fora de operação (sem consumo);
- Ponto de entrega de Guapimirim consumindo 450000.0 m³/d (450.0 kSm³/d);
- Estação de Compressão (ECOMP) ligada com pressão máxima de descarga de 100.0 kgf/cm² (utilizando apenas 2 máquinas);
- Entrega na REDUC de 22000000.0 m³/d (21000.0 kSm³/d);

A Figura 17 apresenta o modelo de simulação desenvolvido no Pipeline Studio com o compressor e turbina genéricos. Observa-se na caixa “Consumo ECOMP” a vazão de gás utilizada pela turbina genérica e também a caixa “ECOMP” a pressão máxima de descarga do compressor genérico.

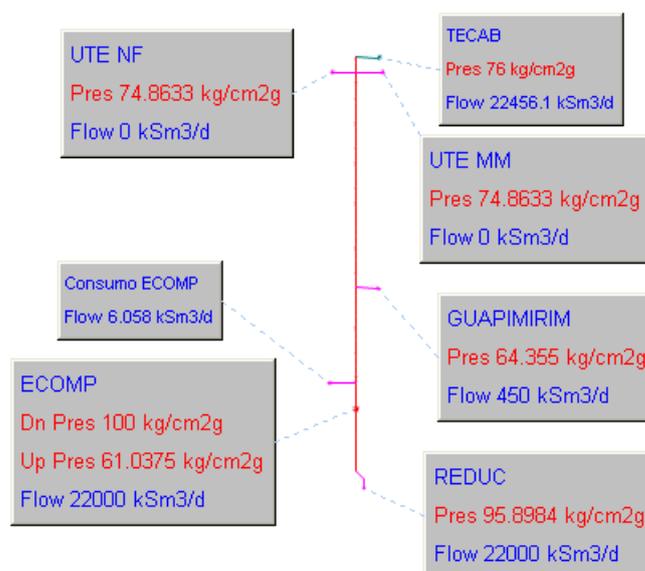


Figura 17 – Compressores genéricos e turbinas genéricas

A Figura 18 apresenta o modelo de simulação desenvolvido no Pipeline Studio com o compressor centrífugo detalhado e turbina detalhada. Observa-se na caixa “Consumo ECOMP” a vazão de gás utilizada pela turbina detalhada e também a caixa “ECOMP” a pressão máxima de descarga do compressor genérico.

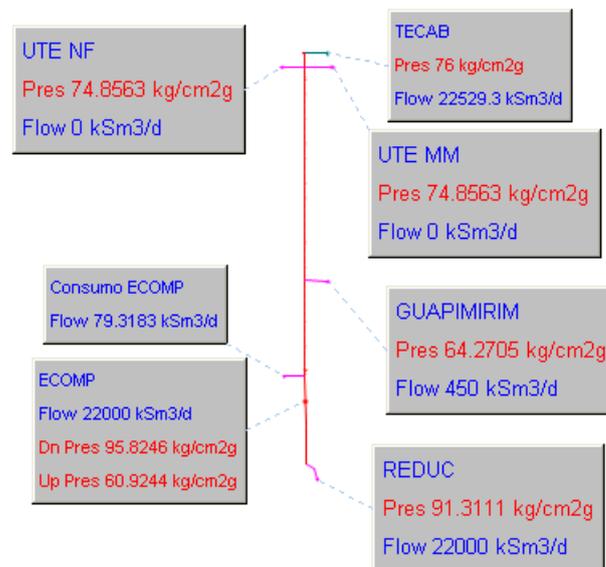


Figura 18 – Compressores centrífugos modelados e turbinas modeladas.

Nota-se que o campo “Consumo ECOMP” foi o resultado que apresentou a diferença mais significativa, o que já era esperado como mostrado anteriormente. Além disso, as duas simulações apresentaram outra grande diferença no que diz respeito à pressão máxima de descarga (100.0 kgf/cm²). As duas simulações tiveram seus compressores controlados com máxima pressão de descarga, porém nota-se que utilizando compressores e turbinas genéricas à pressão máxima de descarga não foi respeitada tendo em vista o resultado da simulação. Vale ressaltar que foi fixado o número de máquinas utilizadas (2 máquinas) no modelo dos compressores detalhados para transportar o volume adotado na premissa (22000000 m³/d).

4.3.

Simulações – Melhor utilização e operação dos compressores centrífugos modelados

Para as simulações deste item foram utilizados modelos com o conjunto compressor-turbina detalhados. O objetivo das simulações foi melhorar a utilização dos compressores em operação, utilizando diferentes associações de compressores o que não era possível na utilização de compressores genéricos.

Simulações 4.3.A

Premissas adotadas:

- Temperatura inicial de fluido de 30° Celsius;
- Pressão de no Terminal de Cabiúnas de 79.0 kgf/cm²;
- UTE Norte Fluminense e UTE Macaé Merchant fora de operação (sem consumo);
- Ponto de entrega de Guapimirim consumindo 450000.0 m³/d (450.0 kSm³/d);
- Estação de Compressão (ECOMP) ligada com pressão máxima de descarga de 100.0 kgf/cm²;
- Entrega na REDUC de **22000000.0 m³/d** (22000.0 kSm³/d);

A Figura 19 apresenta o modelo de simulação desenvolvido no Pipeline Studio com o compressor centrífugo detalhado e turbina detalhada. Para este modelo foi ligada apenas uma máquina.

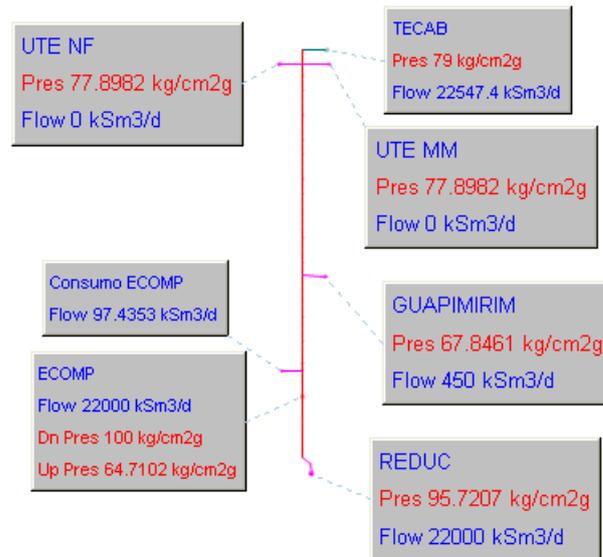


Figura 19 – Uma Máquina Ligada

A Figura 20 apresenta o modelo de simulação desenvolvido no Pipeline Studio com o compressor centrífugo detalhado e turbina detalhada. Para este modelo foram ligadas duas máquinas.

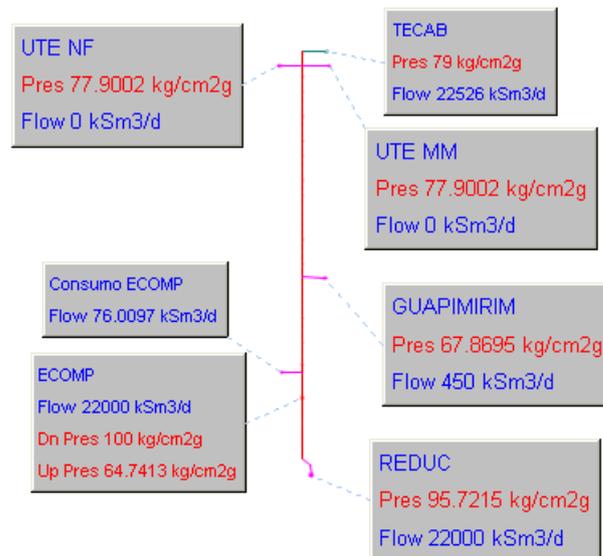


Figura 20 – Duas Máquinas Ligadas

A Figura 21 apresenta o modelo de simulação desenvolvido no Pipeline Studio com o compressor centrífugo detalhado e turbina detalhada. Para este modelo foram ligadas três máquinas.

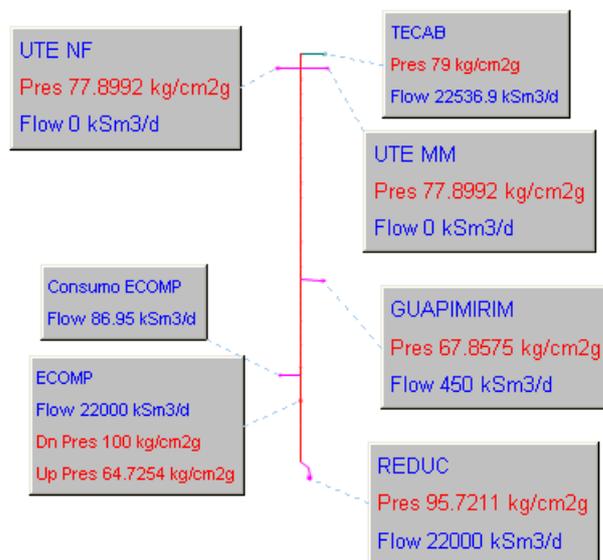


Figura 21 – Três Máquinas Ligadas

A seguir serão apresentados os pontos de operação de cada modelo. O ponto de operação de cada modelo é representado por um pequeno triângulo preto. Vale ressaltar que nessas curvas o eixo Y equivale ao head de cada compressor, já o eixo X representa a vazão na injeção de cada compressor.

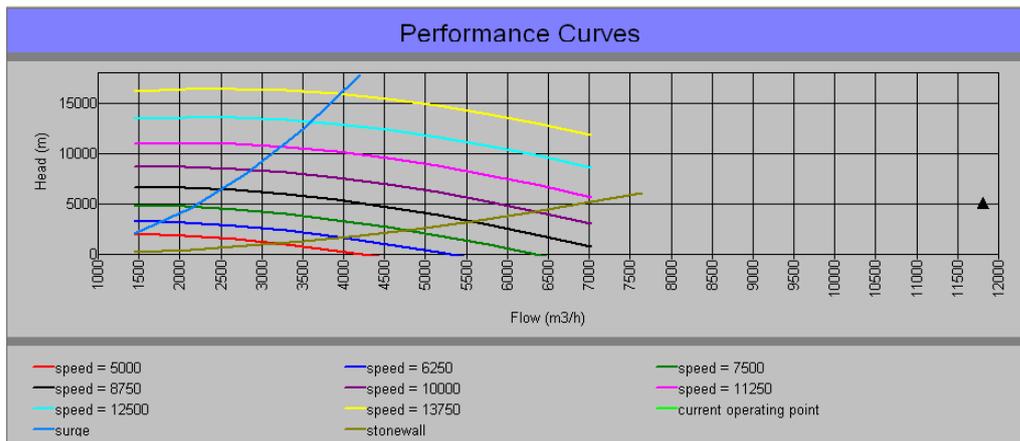


Figura 22 – Uma Máquina Ligada – Ponto de Operação (PO) em cada compressor

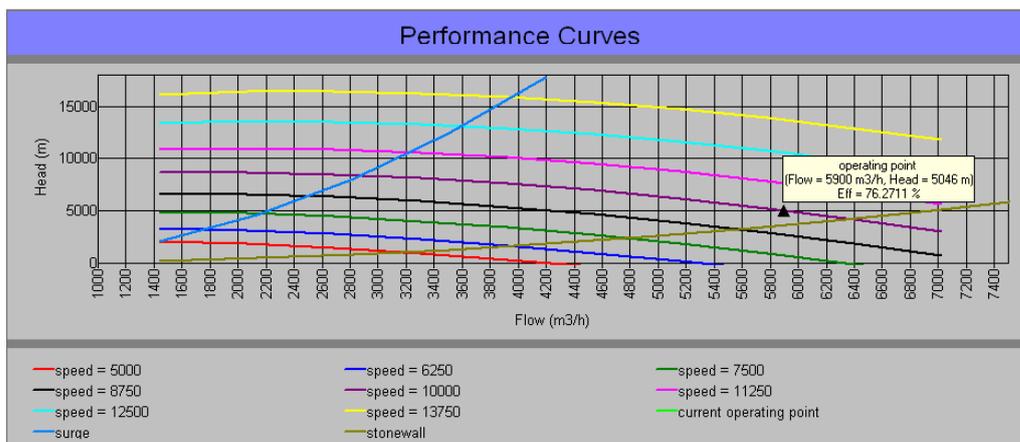


Figura 23 – Duas Máquinas Ligadas – Ponto de Operação (PO) em cada compressor

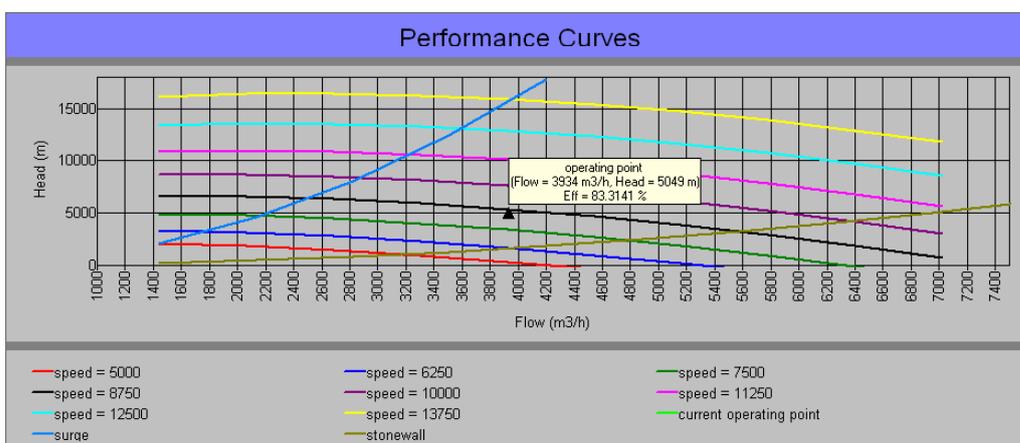


Figura 24 – Três Máquinas Ligadas – Ponto de Operação (PO) em cada compressor

Os três aspectos mais importantes a serem analisados são: consumo dos compressores, eficiência do compressor e ponto de operação. Primeiramente, percebe-se que a operação para transportar 22000000 m³/d utilizando apenas 1 máquina não é possível tendo em vista a localização do ponto de operação fora da curva do compressor, devido a esse motivo o valor do campo “Consumo ECOMP” na figura 19 possui indicação falsa. Já para as outras duas simulações, percebe-se a possibilidade de operar a estação de compressão com 2 ou 3 máquinas. Na simulação com duas máquinas operando o consumo de gás utilizado pelas turbinas foi menor que o da simulação com três máquinas operando, essa diferença ocorre devido a mudança do ponto de operação em cada máquina e logicamente devido ao número de máquinas ligadas. Vale ressaltar mais dois aspectos importantes: na simulação com 3 máquinas operando a eficiência dos compressores ficou mais alta (aproximadamente 83,31 %) em relação à simulação com 2 máquinas operando (aproximadamente 76,27 %); O ponto de operação da simulação com 3 máquinas operando ficou melhor localizado do que na simulação utilizando 2 máquinas, pois nessa última o ponto de operação ficou muito próximo da linha de stonewall. Neste caso, o melhor arranjo para a operação dos compressores seria a utilização de 3 máquinas devido a maior eficiência e melhor localização do ponto de operação.

Volume Transportado	22000000 m ³ /d		
Número de Máquinas Operando	Parâmetros Analisados		
	Consumo de Combustível (m ³ /d)	Eficiência do Compressor (%)	Ponto de Operação
1 Máquina Operando	-	-	Fora da Curva
2 Máquinas Operando	76010	76.27	Limite Stonewall
3 Máquinas Operando	86950	83.31	OK

Tabela 3 – Resumo Simulações 4.3.A

A seguir serão realizadas simulações similares, porém com premissas diferentes para apresentar a melhor utilização de compressores. No caso anterior, ficou evidente que a utilização de 3 máquinas seria mais vantajosa do que a utilização de 2 máquinas para transportar uma vazão de 22000000.0 m³/d.

Simulações 4.3.B

Premissas adotadas:

- Temperatura inicial de fluido de 30° Celsius;
- Pressão de no Terminal de Cabiúnas de 74.0 kgf/cm²;
- UTE Norte Fluminense e UTE Macaé Merchant fora de operação (sem consumo);
- Ponto de entrega de Guapimirim consumindo 450000.0 m³/d (450.0 kSm³/d);
- Estação de Compressão (ECOMP) ligada com pressão máxima de descarga de 100.0 kgf/cm²;
- Entrega na REDUC de **12000000.0 m³/d** (16000.0 kSm³/d);

A Figura 25 apresenta o modelo de simulação desenvolvido no Pipeline Studio com o compressor centrífugo detalhado e turbina detalhada. Para este modelo foi ligada apenas uma máquina.

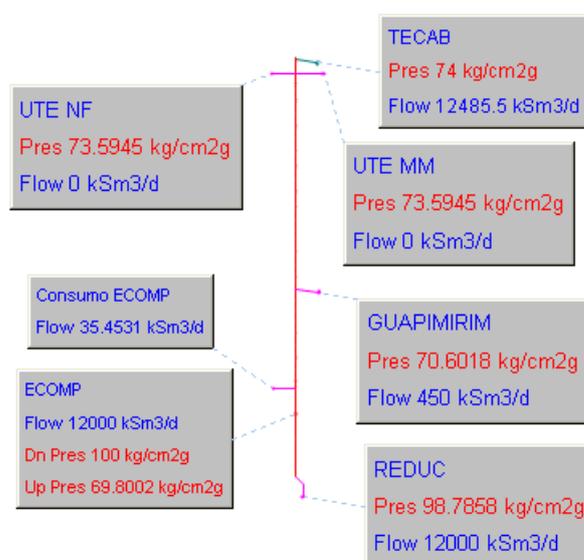


Figura 25 – Uma Máquina Ligada

A Figura 26 apresenta o modelo de simulação desenvolvido no Pipeline Studio com o compressor centrífugo detalhado e turbina detalhada. Para este modelo foram ligadas duas máquinas.

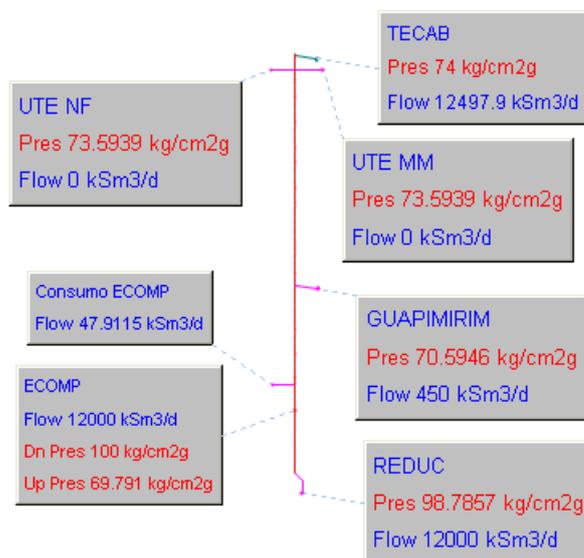


Figura 26 – Duas Máquinas Ligadas

A Figura 27 apresenta o modelo de simulação desenvolvido no Pipeline Studio com o compressor centrífugo detalhado e turbina detalhada. Para este modelo foram ligadas três máquinas.

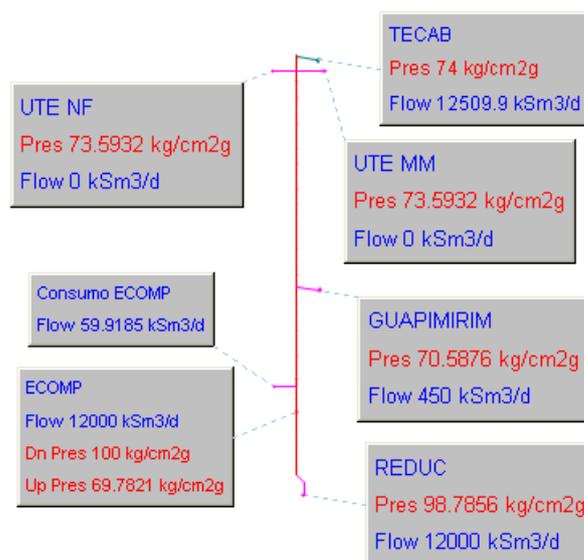


Figura 27 – Três Máquinas Ligadas

A seguir serão apresentados os pontos de operação de cada modelo. O ponto de operação de cada modelo é representado por um pequeno triângulo preto. Vale ressaltar que nessas curvas o eixo Y equivale ao head de cada compressor, já o eixo X representa a vazão na injeção de cada compressor.

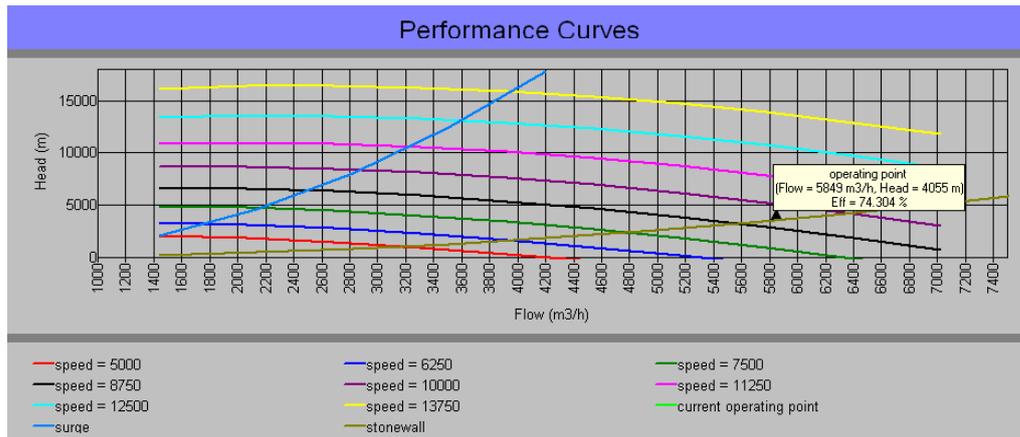


Figura 28 – Uma Máquina Ligada – Ponto de Operação (PO) em cada compressor

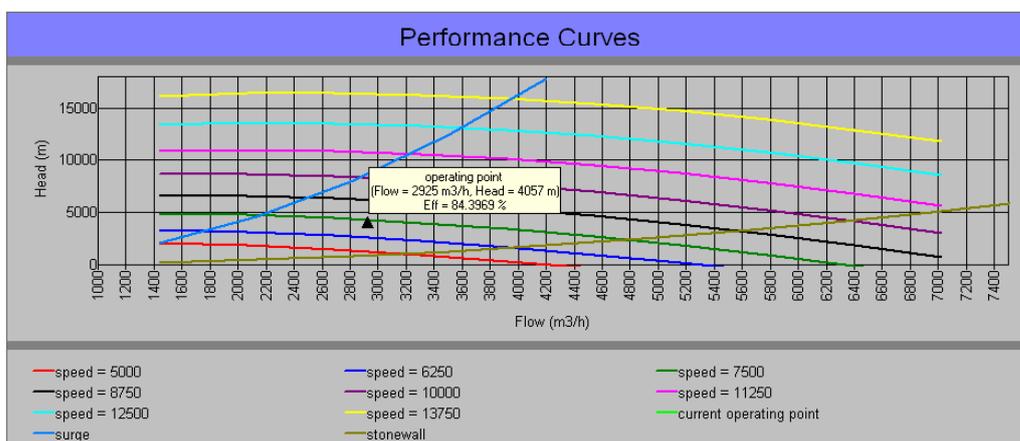


Figura 29 – Duas Máquinas Ligadas – Ponto de Operação (PO) em cada compressor

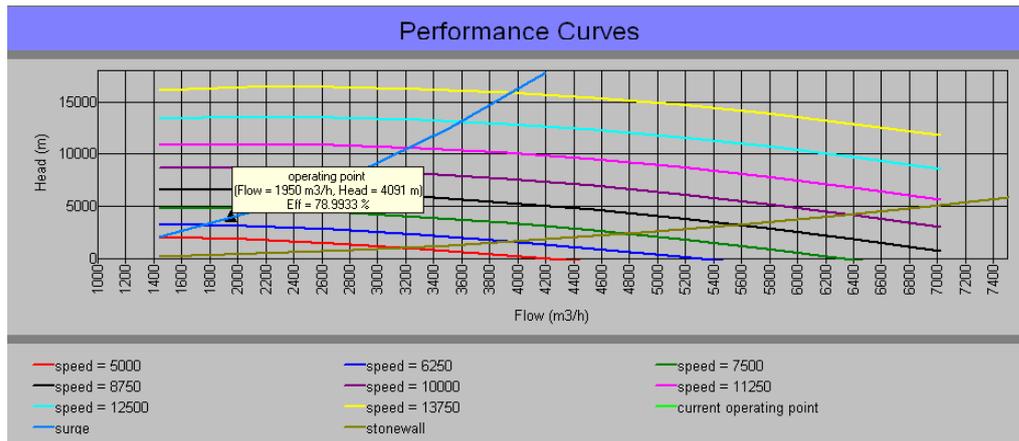


Figura 30 – Três Máquinas Ligadas – Ponto de Operação (PO) em cada compressor

Os três aspectos mais importantes a serem analisados são: consumo dos compressores, eficiência do compressor e ponto de operação. Primeiramente, percebe-se que a operação para transportar 12000000 m³/d em é possível para qualquer arranjo de operação (1, 2 ou 3 máquinas operando). Entretanto, com a modelagem detalhada dos compressores é possível melhorar a operação para este caso. Na simulação com uma máquina operando o consumo de gás utilizado pela turbina foi menor que nas simulações com duas e três máquinas operando respectivamente, essa diferença ocorre devido à mudança do ponto de operação em cada máquina e logicamente devido ao número de máquinas ligadas. Vale ressaltar mais dois aspectos importantes: na simulação com 2 máquinas operando a eficiência dos compressores ficaram maiores (aproximadamente 84,40 %) em relação as simulações com uma e três máquinas operando (aproximadamente 74,30 % e 78,99 % respectivamente); Quanto a localização do ponto de operação nas simulações com uma e três máquinas operando estes pontos ficaram em locais operacionais perigosos. Na simulação com uma máquina operando, o ponto de operação ficou no limite da linha de stonewall, já a simulação com três máquinas em operação, o ponto de operação ficou no limite da linha de surge. Sendo assim, a melhor localização do ponto de operação ficou representado pela simulação com duas máquinas operando. Neste caso, o melhor arranjo para a operação dos compressores seria a utilização de duas máquinas devido a maior eficiência e melhor localização do ponto de operação.

Volume Transportado	12000000 m ³ /d		
Número de Máquinas Operando	Parâmetros Analisados		
	Consumo de Combustível (m ³ /d)	Eficiência do Compressor (%)	Ponto de Operação
1 Máquina Operando	35453	74.3	Limite Stonewall
2 Máquinas Operando	47912	84.4	OK
3 Máquinas Operando	59919	78.99	Limite Surge

Tabela 4 – Resumo Simulações 4.3.B

A seguir serão realizadas simulações similares, porém com premissas diferentes para apresentar a melhor associação de compressores. No caso anterior, ficou evidente que a utilização de 2 máquinas seria mais vantajosa do que a utilização de 1 ou 3 máquinas para transportar uma vazão de 12000000.0 m³/d.

Simulações 4.3.C

Premissas adotadas:

- Temperatura inicial de fluido de 30° Celsius;
- Pressão de no Terminal de Cabiúnas de 71.0 kgf/cm²;
- UTE Norte Fluminense e UTE Macaé Merchant fora de operação (sem consumo);
- Ponto de entrega de Guapimirim consumindo 450000.0 m³/d (450.0 kSm³/d);
- Estação de Compressão (ECOMP) ligada com pressão máxima de descarga de 100.0 kgf/cm²;
- Entrega na REDUC de **8000000.0 m³/d** (10000.0 kSm³/d);

A Figura 31 apresenta o modelo de simulação desenvolvido no Pipeline Studio com o compressor centrífugo detalhado e turbina detalhada. Para este modelo foi ligada apenas uma máquina.

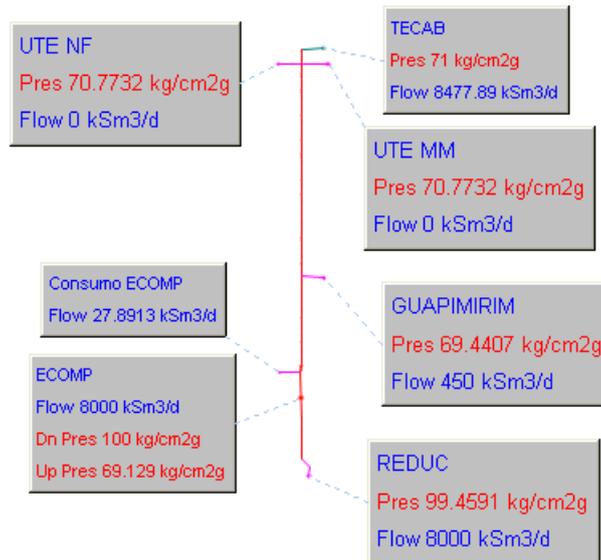


Figura 31 – Uma Máquina Ligada

A Figura 32 apresenta o modelo de simulação desenvolvido no Pipeline Studio com o compressor centrífugo detalhado e turbina detalhada. Para este modelo foram ligadas duas máquinas.

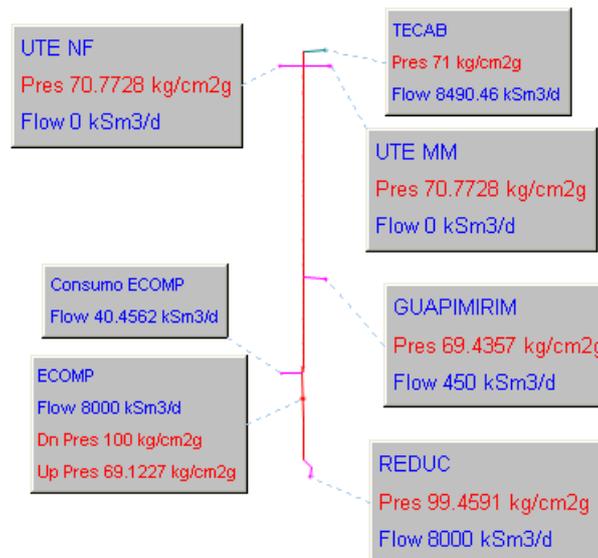


Figura 32 – Duas Máquinas Ligadas

A Figura 33 apresenta o modelo de simulação desenvolvido no Pipeline Studio com o compressor centrífugo detalhado e turbina detalhada. Para este modelo foram ligadas três máquinas.

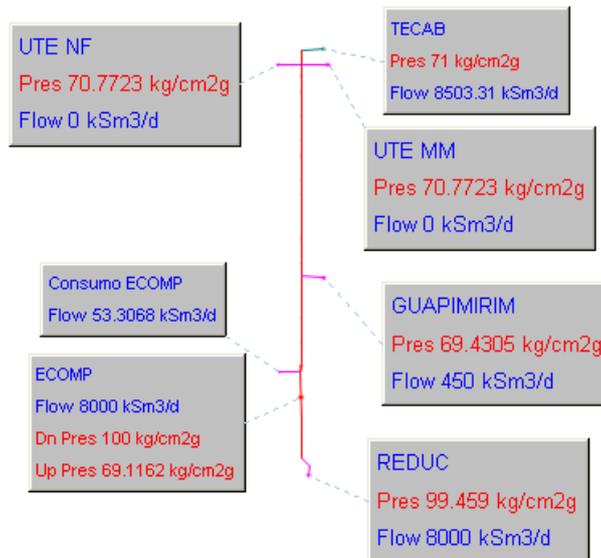


Figura 33 – Três Máquinas Ligadas

A seguir serão apresentados os pontos de operação de cada modelo. O ponto de operação de cada modelo é representado por um pequeno triângulo preto. Vale ressaltar que nessas curvas o eixo Y equivale ao head de cada compressor, já o eixo X representa a vazão na injeção de cada compressor.

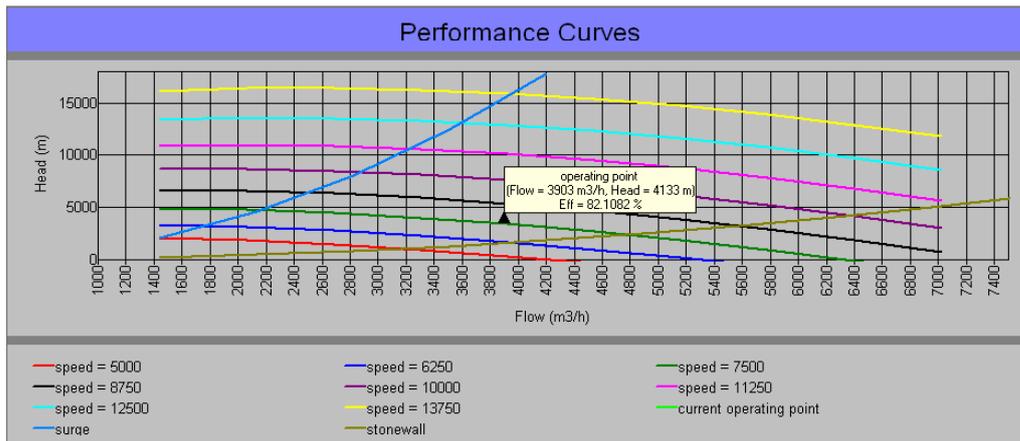


Figura 34 – Uma Máquina Ligada – Ponto de Operação (PO) em cada compressor

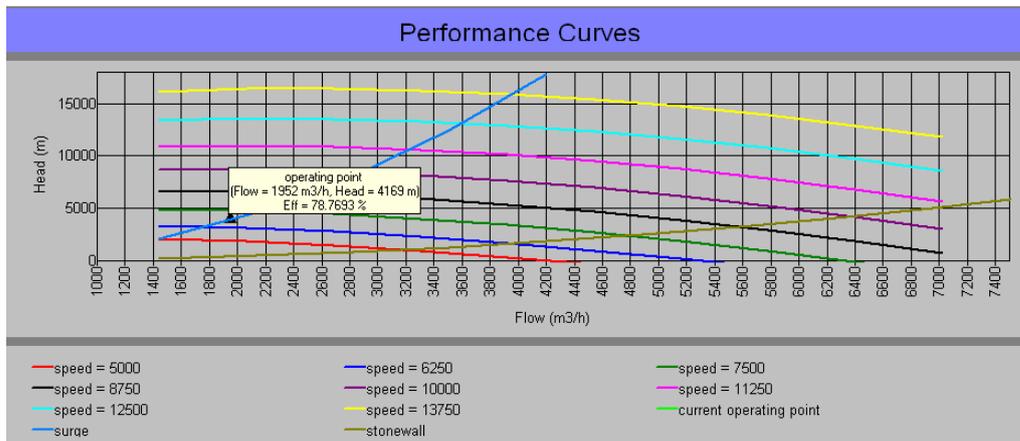


Figura 35 – Duas Máquinas Ligadas – Ponto de Operação (PO) em cada compressor

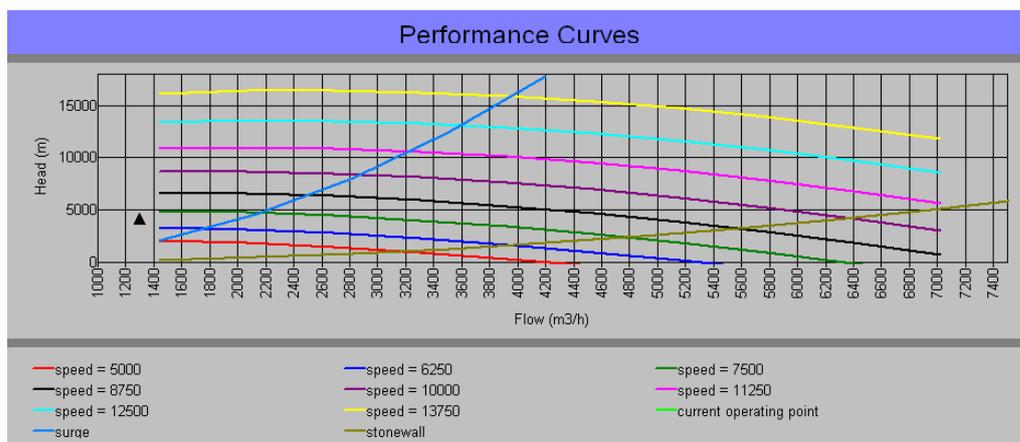


Figura 36 – Três Máquinas Ligadas – Ponto de Operação (PO) em cada compressor

Os três aspectos mais importantes a serem analisados são: consumo dos compressores, eficiência do compressor e ponto de operação. Primeiramente, percebe-se que a operação para transportar 8000000 m³/d com três máquinas operando não é possível tendo em vista a localização do ponto de operação fora da curva do compressor, devido a esse motivo o campo “Consumo ECOMP” representado na figura 33 possui indicação falsa. Já para as outras duas simulações, percebe-se a possibilidade de operar a estação de compressão com uma ou duas máquinas. Na simulação com uma máquina operando o consumo de gás utilizado pela turbina foi menor que o da simulação com duas máquinas operando, essa diferença ocorre devido à mudança do ponto de operação em cada máquina e logicamente devido ao número de máquinas ligadas. Vale ressaltar mais dois aspectos importantes: na simulação com uma máquina operando a eficiência do compressor ficou mais alta (aproximadamente 82,11 %) em relação à simulação com duas máquinas operando (aproximadamente 78,77 %); O ponto de operação da simulação com uma máquina operando ficou melhor localizado do que na simulação utilizando duas máquinas, pois nessa última o ponto de operação ficou muito próximo da linha de surge. Neste caso, o melhor arranjo para a operação dos compressores seria a utilização de uma máquina devido à maior eficiência e melhor localização do ponto de operação.

Sendo assim, operar com uma máquina é mais vantajoso do que operar com duas máquinas para transportar 8000000 m³/d.

Volume Transportado	8000000 m ³ /d		
Número de Máquinas Operando	Parâmetros Analisados		
	Consumo de Combustível (m ³ /d)	Eficiência do Compressor (%)	Ponto de Operação
1 Máquina	27891	82.11	OK
2 Máquinas	40456	78.77	Limite Surge
3 Máquinas	-	-	Fora da Curva

Tabela 5 – Resumo Simulações 4.3.C

5

Conclusões

Foi realizada a primeira modelagem detalhada da estação de compressão (compressor e turbina) de Campos Elíseos. As outras ECOMPs (estações de compressão) futuramente serão modeladas em virtude dos ganhos obtidos apresentados por esse trabalho anteriormente. Com essa primeira modelagem detalhada uma melhor estimativa de combustível foi alcançada. Nota-se que não existe uma única maneira de operar o sistema, cada operação necessita de uma análise preliminar principalmente no que diz respeito ao volume de gás natural transportado. Com essa premissa definida, deve ser realizada uma análise da melhor associação de compressores, sabendo que existem 3 fatores de grande importância: 1 – Consumo de gás nas turbinas (acionadoras dos compressores); 2 – Ponto de maior eficiência do compressor; 3 – Melhor localização do ponto de operação (PO);

Em uma primeira análise a melhor opção de operação seria utilizando o menor número de máquinas, a fim de reduzir o consumo de combustível nas turbinas, porém, existem outros fatores extremamente importantes que devem ser levados em consideração que são: Eficiência do compressor e Ponto de Operação. A melhor operação é atingida com a maior eficiência dos compressores, desde que respeite a localização do ponto de operação. O PO deve estar afastado das linhas limites de Surge e Stonewall (definidos anteriormente como fenômenos que causam instabilidade e avarias no equipamento).

Portanto, apesar das dificuldades da obtenção das curvas de performance do compressor e da turbina, a ferramenta de simulação mostrou o seu poder a partir da modelagem detalhada dos compressores e da turbina, possibilitando para a programação e a operação uma melhor precisão da realidade, otimizando assim o funcionamento do conjunto compressor-turbina.

Referências Bibliográficas

- [1] CLEUBER POZES VALADÃO E JOSÉ GUILHERME MONTEIRO PAIXÃO – **Apostila de Curso Compressores**, PETROBRAS, Rio de Janeiro, 2010.
- [2] CLEUBER POZES VALADÃO E JOSÉ GUILHERME MONTEIRO PAIXÃO – **Apostila de Curso Turbinas a Gás**, PETROBRAS, Rio de Janeiro, 2010.
- [3] PAULO SÉRGIO BARBOSA RODRIGUES - **Compressores Industriais**, 1ª Ed., Editora Ditática e Científica, Rio de Janeiro, 1991.
- [4] PUC-RIO - **Apostilas do Curso de Pós-Graduação de Engenharia de Dutos**, Departamento de Engenharia Mecânica e Coordenação Central de Extensão, PUC-Rio, Rio de Janeiro, 2009.
- [5] SOLAR TURBINES – **C 40 – Pipeline Gas Compressors**; SOLAR TURBINES INCORPORATED, San Diego, 2009.
- [6] SOLAR TURBINES – **Taurus 70 – Gas Turbine Compressor Set**; SOLAR TURBINES INCORPORATED, San Diego, 2007.
- [7] TRANSPETRO - PETROBRAS – **Balço Gerência Geral de Operações de Gasodutos, ano base 2008**; PETROBRAS, 2008.
- [8] TRANSPETRO - PETROBRAS – **Memorial Descritivo (MD-4150.01-6240-940-PEN-002=B) – Estação de Compressão de Campos Elíseos**; PETROBRAS, 2008.
- [9] TRANSPETRO - PETROBRAS – **Panorama Geral da Malha de Gasodutos, ano base 2009**; PETROBRAS, 2009.
- [10] TRANSPETRO - PETROBRAS – **Sistemas de Gasodutos, ano base 2009**; PETROBRAS, 2009.