UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA

JOSÉ LUIZ DOS SANTOS PEREIRA

**Métodos Estimativos de Pré-Dimensionamento e Performance de
Compressores Centrífugos Multiestágios**

SÃO PAULO
2019

JOSÉ LUIZ DOS SANTOS PEREIRA

**Métodos Estimativos de Pré-Dimensionamento e Performance de
Compressores Centrífugos Multiestágios**

Versão Corrigida

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Ciências

Área de Concentração: Engenharia Mecânica de Energia e
Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Guenther Carlos Krieger Filho

São Paulo

2019

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, dede _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

PEREIRA, José Luiz dos Santos

Métodos Estimativos de Pré-Dimensionamento e Performance de Compressores Centrífugos Multiestágio / J. L. S. PEREIRA – versão corr. – São Paulo, 2019.

140 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Compressores Centrífugos 2.Eficiência Politrópica 3.Máquinas Rotativas I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Aos meus colegas por todo o incentivo.

AGRADECIMENTOS

Prof. Dr. Guenther Carlos Krieger Filho.

Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello.

Prof. Dr. Antonio G. Gallego

Prof. Dr. Silvio de Oliveira Junior.

Mestrando Bernardo Luiz Harry Diniz Lemos.

Mestrando Vítor Augusto Andreghetto Bortolin.

Doutorando Helio Henrique Santomo Villanueva.

Todos os colegas do Laboratório de Combustão da EPUSP (LETE).

“A esperança é a mãe dos homens”

Anônimo

RESUMO

PEREIRA, José Luiz dos Santos. **Métodos Estimativos de Pré-Dimensionamento e Performance de Compressores Centrífugos Multiestágios**. 2019. 140p. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2019.

Diante do expressivo aumento do número de refinarias de petróleo, bem como, com a crescente modernização das tecnologias de processo, englobando também o ramo petroquímico e de fertilizantes, notou-se que o consumo de energia de compressores centrífugos e suas eficiências tornaram-se de suma importância. Uma consequência desta nova realidade, está na necessidade de melhoria dos métodos estimativos para pré-dimensionamento e performance destas máquinas, o que necessariamente implica em uma previsão precisa de sua eficiência politrópica. Além disso, tais métodos devem também estimar as dimensões básicas de cada seção de compressão. A maior parte da literatura atual, versando sobre compressores centrífugos, tipo multiestágio, não está atualizada no que diz respeito à estimativa de eficiências politrópicas, quando comparadas com as eficiências alcançadas por compressores de fornecimento recente. Sendo assim, o principal objetivo da presente dissertação foi estimar um compressor centrífugo multiestágio, utilizando métodos adequados de cálculo. Isto implicou em comparar três métodos de estimativas, refletindo três procedimentos clássicos de cálculo, normalmente utilizados. Após pesquisa foram identificados três métodos, dois otimizados recentemente e um terceiro de abordagem mais antiga, proveniente de alguns fornecedores de compressores. Os métodos em análise são: Método das relações de Semelhança Otimizado por Sandberg (2016), Método de Lüdtke (2004), com correções propostas por Busaid e Pilidis (2016) e finalmente o Método dos Expoentes Politrópicos (*N-Method*), apresentado por Gresh (2001) e editado novamente em Gresh (2018). Os dois métodos mais recentes, embora baseados em diferentes critérios, apresentam estimativas de desempenho, dentro de uma precisão razoável, quando comparada aos dados reais de teste, enquanto que o método mais antigo, apresenta desvios significativos. Nesta dissertação, serão estimados seis casos reais de compressores, cujos resultados serão comparados aos estimados pelos três métodos de cálculo. Analisando os métodos, à luz dos desvios indicados nas tabelas para os seis casos,

pode-se afirmar que o Método Simplificado e Corrigido de Lüdtke foi o que apresentou melhores resultados. O desvio relativo máximo apresentado foi na potência de eixo, cujo valor foi de 5,1%. Considerando o Método de Sandberg, verifica-se a partir dos desvios listados nas tabelas, que não cumpriu com o limite de aceitabilidade no tocante à potência no eixo para dois dos casos estudados. Entretanto, com exceção a estes dois casos, o método mostrou-se bastante satisfatório. Finalmente, analisando o Método dos Expoentes Politrópicos, citado por Gresh (2018), pode-se dizer que este método só foi aceitável para dois casos. Para os demais, segundo os desvios indicados nas tabelas, o método mostrou-se inadequado devido a desvios significativos na sua eficiência politrópica.

Palavras Chave: Compressores Centrífugos. Eficiência Politrópica. Máquinas Rotativas.

ABSTRACT

PEREIRA, José Luiz dos Santos. **Methods for Performance Predicting and Sizing of Multistage Centrifugal Compressors**. 2019. 140p. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2019.

With the crescent number of modern fertilizer plants and hydrocracking process units in oil refineries, the consumption of energy and consequently the efficiency of centrifugal compressors were made of paramount importance in present day. A consequence of this new reality is the necessity of improvement of the methods that estimate the polytropic efficiency of these compressors. Furthermore, new methods also need to predict the basic geometric parameters of each machine. On the other side, most of the literature, which deals with polytropic efficiencies, is not up to date with the values performed by modern compressors. The main scope of present work is to provide background information and present a comparison between two up to date methods and a third classical old method, based on different approach, but capable to predict the performance and sizing of multistage centrifugal compressors. The methods under analysis are: Sandberg (2016) Optimized Similarity Method, Lüdtke's Method (2004), with corrections proposed by Busaid and Pilidis (2016) and finally the Polotropic Exponent Method (N-Method), presented by Gresh (2001) and edited again in Gresh (2018). Both the newer methods present good agreement with the values performed by several compressors, as demonstrated when these methods are adopted, whilst the old method presents some deviations, mainly in the gas power. In this paper, six real cases will be estimated by the three methods and compared against supplier data; the results will be justified. Analyzing the methods, in respect of the deviations indicated in the tables for the six cases, it can be stated that the Simplified and Corrected Method of Lüdtke was the one that presented the best results. The maximum relative deviation presented was in the brake horsepower, whose value was of 5.1%. Considering the Sandberg Method, it can be verified from the deviations listed in the tables, that it did not meet the limit of acceptability regarding power on the axis for two of the cases studied. However, with the exception of these two cases, the method was quite satisfactory. Finally, analyzing the Polotropic Exponents Method, quoted by Gresh (2018), it can be said that this method was only acceptable for two cases. For the others, according to the deviations indicated in the tables, the method

proved to be inadequate, due to significant deviations in its polytropic efficiency

Keywords: centrifugal compressors, polytropic efficiency, rotating machinery

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Compressor centrífugo multiestágio	35
Figura 2 – Caminho do gás de uma seção de compressão	36
Figura 3 – Compressor de gás de síntese de amônia em bancada de testes	36
Figura 4 – Mapa de curvas características para compressor centrífugo	38
Figura 5 – Eficiências politrópicas e coeficiente de trabalho politrópicos em função do coeficiente de fluxo para várias famílias de impelidores	40
Figura 6 – Comparação entre impelidores de geometrias 2D e 3D <i>versus</i> coeficientes de fluxo para cada estágio, quanto à eficiência politrópica.	40
Figura 7 – Geometria das pás 2D e 3D e faixas de operação	41
Figura 8 – Impelidores.....	41
Figura 9 – Tendência da eficiência politrópica	42
Figura 10 – Curvas de velocidade específica (n_s) e diâmetro específico (d_s) e demais parâmetros de vários tipos de compressores.....	56
Figura 11 – Coeficiente de fluxo e eficiência politrópica.....	59
Figura 12 – Diâmetro específico adimensional e coeficiente de fluxo	60
Figura 13 – Diâmetro específico e velocidade específica	61
Figura 14 – Coeficiente de fluxo e coeficiente de trabalho politrópico (μ_p).....	61
Figura 15 – Gráfico de faixa de compressores para carcaças divididas horizontalmente de fluxo único	62
Figura 16 – Coeficiente de fluxo <i>versus</i> eficiência politrópica	63
Figura 17 – Correção do efeito do diâmetro do impelidor	69
Figura 18 – Correção do efeito da relação do diâmetro do difusor.....	70
Figura 19 – Correção do número de Mach.....	70
Figura 20 – Fluxograma lógico do Método de Sandberg.....	88
Figura 21 – Fluxograma do Método Aproximado de Lüdtke com Correções	91
Figura 22 – Fluxograma Lógico do Método dos Expoentes Politrópicos (<i>N-Method</i>)	93
Figura 23 – Diagrama comparativo de barras do trabalho politrópico	110
Figura 24 – Diagrama de barras dos desvios no trabalho politrópico.....	111
Figura 25 – Diagrama de barras da eficiência politrópica	111
Figura 26 – Diagrama dos desvios na eficiência politrópica.....	112
Figura 27 – Diagrama dos desvios na potência cedida ao eixo	113
Figura 28 – Diagrama de barras das incertezas no trabalho politrópico	114

Figura 29 – Diagrama de barras das incertezas na potência cedida no eixo.....	115
Figura 30 – Modelo termodinâmico para compressor centrífugo.....	127
Figura 31 – Diagrama de um estágio infinitesimal de compressão politrópica	132
Figura 32 – Configuração do trabalho politrópico no diagrama h-s	135
Figura 33 – Fator Função de Compressibilidade (X)	138
Figura 34 – Fator Função de Compressibilidade (Y)	139
Figura 35 – Triângulos de velocidades na saída do impelidor	144
Figura 36 – Fluxograma do compressor do Caso 1 (CO ₂).....	148
Figura 37 – Fluxograma do Compressor do Caso 4 (Gás de Síntese de Amônia) .	160
Figura 38 – Fluxograma do Compressor do Caso 2. (Ar.de Processo)	168

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coeficientes de dissipação de potência em mancais e fugas em selos e labirintos.....	50
Tabela 2 – <i>Frames</i> típicos de compressores centrífugos por faixas de vazão	72
Tabela 3 – Dados de entrada do método de Sandberg.....	87
Tabela 4 – Dados de entrada do método de Sandberg.....	89
Tabela 5 – Dados de entrada do método de Sandberg.....	92
Tabela 6 – Dados de Entrada do gás para o Caso 1	95
Tabela 7 – Resultados das estimativas de desempenho para o Caso 1	96
Tabela 8 – Resultados das incertezas no trabalho politrópico e potência Caso 1	97
Tabela 9 – Dados de Entrada do gás para o Caso 2	98
Tabela 10 – Resultados das estimativas de desempenho para o Caso 2.....	98
Tabela 11 – Resultados das incertezas no trabalho politrópico e potência Caso 2...	99
Tabela 12 – Dados de Entrada do gás para o Caso 3	100
Tabela 13 – Resultados das estimativas de desempenho para o Caso 3.....	101
Tabela 14 – Resultados das incertezas no trabalho politrópico e potência Caso 3.	102
Tabela 15 – Dados de Entrada do gás para o Caso 4	103
Tabela 16 – Resultados das estimativas de desempenho para o Caso 4.....	103
Tabela 17 – Resultados das incertezas no trabalho politrópico e potência Caso 4.	104
Tabela 18 – Dados de Entrada para o Caso 5	105
Tabela 19 – Resultados das estimativas de desempenho para o Caso 5.....	106
Tabela 20 – Resultados das incertezas no trabalho politrópico e potência Caso 5.	107
Tabela 21 – Dados de Entrada do gás para o Caso 6	108
Tabela 22 – Resultados das estimativas de <i>performance</i> o Caso 6.....	108
Tabela 23 – Resultados das incertezas no trabalho politrópico e potência Caso 6.	109
Tabela 24 – Condições de operação do compressor do Caso 1 (CO ₂).....	147
Tabela 25 – Composição molar do gás do Caso1.....	148
Tabela 26 – Cálculo dos expoentes isoentrópicos e press. críticas (EES) Caso 1 .	149
Tabela 27 – Resultados do cálculo das variáveis para a condição inicial do Gas do Caso 1	150
Tabela 28 – Resultados do fator de compressibilidade para o Caso 1	150
Tabela 29 – Resultados do cálculo dos parâmetros principais para o compressor do Caso 1	151

Tabela 30 – Condições de operação do compressor do Caso 4 (Gás de Síntese)	159
Tabela 31 – Composição molar do gás do Caso 4	160
Tabela 32 – Cálculo dos expoentes isoentrópicos e press. críticas (EES) Caso 4.	161
Tabela 33 – Resultados do cálculo das variáveis para a condição inicial do Gás do Caso 4.	161
Tabela 34 – Resultados do fator de compressibilidade para o Caso 4	162
Tabela 35 – Resultados do cálculo dos parâmetros principais para o compressor do Caso 4	166
Tabela 36 – Condições de operação do compressor do Caso 2.(Ar de Processo)	167
Tabela 37 – Composição molar do gás do Caso 2.	168
Tabela 38 – Cálculo dos expoentes isoentrópicos e pressões críticas (EES) Caso 2.	168
Tabela 39 – Resultados do cálculo das variáveis para a condição inicial do Gás do Caso 2	169
Tabela 40 – Resultados do fator de compressibilidade para o Caso 2	169
Tabela 41 – Resultados do cálculo dos parâmetros principais para o compressor Caso 2.....	174

LISTA DE SÍMBOLOS

c_2	Velocidade absoluta na saída do impelidor	m/s
c_d	Velocidade do gás no bocal de descarga do compressor (modelo termodinâmico)	m/s
C_p	Calor específico à pressão constante corrigido	kJ/kg.K
ΔC_p	Correção de C_p^* em função da pressão	kJ/kg.K
c_p^0	Calor específico do gás perfeito à pressão constante (298 K, 100 kPa)	kJ/kg.K
C_p^*	Calor específico à pressão constante para gás ideal	kJ/kg.K
c_s	Velocidade do gás no bocal de sucção do compressor (modelo termodinâmico)	m/s
c_{u1}	Componente da velocidade absoluta do gás na entrada do impelidor na direção tangente	m/s
c_{u2}	Componente da velocidade absoluta do gás na saída do impelidor na direção tangente	m/s
c_v^0	Calor específico do gás perfeito à volume constante (298 K, 100 kPa)	kJ/kg.K
D	Diâmetro externo do impelidor	m
D/d	Razão entre os diâmetro externo e interno do impelidor, tipo radial (notação Balje)	-
d_s	Diâmetro específico	-
f	Função	-
f_{sch}	Fator de correção de Schultz	-
g	aceleração da gravidade local	m/s ²
g	Função	-
Δh	Diferença de entalpias específicas entre os bocais de sucção e descarga do compressor	kJ/kg
Δh	Diferença de entalpia do gás entre entrada e saída do compressor ou entre 2 estados	kJ/kg
h_1	Entalpia do gás no estado 1	kJ/kg
h_{2s}	Entalpia do gás no estado 2, compressão isoentróp.	kJ/kg
H_{ad}	Trabalho isoentrópico (notação Balje)	kJ/kg

h_{avg}	Trabalho politrópico médio por estágio	kJ/kg
h_d	Entalpia de estagnação total do gás na descarga do compressor ou estágio	kJ/kg
Δh_i	Diferenças de entalpia, considerando compressão infinitesimal (i), para gás perfeito	kJ/kg
H_p	Trabalho Politrópico específico requerido pelo gás (<i>Polytropic Head</i>)	kJ/kg
h_p	Trabalho Politrópico específico por estágio	kJ/kg
h_{pc}	Trabalho politrópico corrigido por estágio	kJ/kg
h_s	Entalpia de estagnação total do gás na sucção do compressor ou estágio	kJ/kg
h_{std}	Entalpia estática do gás no bocal de descarga	kJ/kg
h_{sts}	Entalpia estática do gás no bocal de sucção	kJ/kg
k	Razão de calores específicos (geral), também considerado como expoente isoentrópico	-
k_1	Razão de calores específicos no estado 1	-
k_{2s}	Razão de calores específicos no estado 2, supondo compressão isoentrópica	-
k_d	Expoente isoentrópico do gás nas condições de descarga	-
k_m	Expoente isoentrópico médio do gás	-
k_s	Expoente isoentrópico do gás nas condições de sucção	-
$k_{x1d}, k_{x2d},$ k_{xnd}	Razão de calores específicos ou expoentes isoentrópicos de cada componente, considerando gás real, nas condições de descarga	-
$k_{x1s}, k_{x2s}, k_{xns}$	Razão de calores específicos ou expoentes isoentrópicos de cada componente, considerando gás real, nas condições de sucção	-
l/D	Razão entre o caminho percorrido pelo gás e o diâmetro do impelidor (notação Balje)	-
M_{cpi}	Calor específico molar de cada componente à pressão constante	kJ/kmol.K

$\dot{m}$	Vazão em massa de gás, requerido pelo processo	kg/s
$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}}$	Porcentagem de fugas pelos selos e labirintos do compressor	-
$\dot{m}_f$	Vazão em massa de gás, incluindo fugas por selos e labirintos	kg/s
M_u	Número de Mach do impelidor (tip Mach Number)	-
MW	Massa molecular do gás	kg/kmol
n	Expoente politrópico do gás	-
N	Rotação do eixo do compressor	rpm
n_1	Expoente politrópico do gás no estado 1	-
n_2	Expoente politrópico do gás no estado 2	-
N_c	Rotação corrigida do estágio	rpm
n_s	Velocidade específica	-
n_{stg}	Número de estágios ou impelidores	-
n_{stgi}	Número inteiro de estágios	-
P	Potência cedida no eixo do compressor (modelo termodinâmico)	kW
p	Pressão absoluta (genérica)	bar (a)
p_1	Pressão absoluta do gás no estado 1	bar (a)
p_{1i}	Pressão absoluta correspondente ao estado infinitesimal (1i)	bar (a)
p_2	Pressão absoluta do gás no estado 2	bar (a)
p_{2i}	Pressão correspondente ao estado infinitesimal (2i)	bar (a)
p/p	Razão entre as pressões absolutas de saída e entrada em um compressor multilóbulo (notação Balje)	-
P_A	Potência do acionador	kW
P_{VD}	Potência total dissipada nos selos do compres	kW
P_{VL}	Potência total dissipada pelos mancais do compressor	kW
P_c	Pressão crítica do gás	bar (a)
$P_{cx1}, P_{cx2}, P_{cxn}$	Pressões críticas dos diversos componentes, considerados como gás real	bar (a)

P_d	Pressão de descarga absoluta do gás	bar (a)
P_i	Potência requerida pelo gás (<i>gas power</i>)	kW/kg
P_k	Potência total absorvida no eixo do compressor (<i>brake power</i>)	kW
P_{rd}	Pressão reduzida do gás, nas condições de descarga	-
P_{rs}	Pressão reduzida do gás, nas condições de sucção	-
P_s	Pressão de sucção absoluta do gás	bar (a)
Q	Parâmetro a ser estudado para cálculo de incerteza	-
$\dot{Q}$	Taxa de calor transferida através da carcaça do compressor	kW
R	Constante universal dos gases perfeitos	kJ/kmol.K
Re	Número de Reynolds (geral)	-
Re^*	Número de Reynolds na saída do compressor, tipo radial-(notação Balje)	-
r_i	Fração molar de cada componente na mistura	-
R_g	Constante do gás	kJ/kg.K
R_L	Coeficiente dissipação de potência nos mancais	-
r_{x1}, r_{x2}, r_{xn}	Fração molar dos diversos componentes na mistura	-
s	Fator de transferência de trabalho (notação de Lüdtke)	-
s/b_2	Razão da folga entre o difusor e a largura do impelidor para compressor radial (notação Balje)	-
s/h	Razão da folga entre a carcaça e altura das pás, compressor axial (notação Balje)	-
s/D	Razão da folga entre o impelidor-carcaça e o diâmetro do impelidor, válido para compressores multilóbulos e turbinas tipo <i>Drag</i> (notação Balje)	-
s_{avg}	Valor médio de transf. de trabalho (notação Lüdtke)	-
T	Temperatura do gás (genérica)	K
T_1	Temperatura absoluta do gás no estado 1	K
T_{1i}	Temperatura correspondente ao estado infinitesimal (1i)	K

T_2	Temperatura absoluta do gás no estado 2	K
T_{2i}	Temperatura correspondente ao estado infinitesimal (2i)	K
T_{2s}	Temperatura do gás no estado 2, compressão isoentrópica	K
T_c	Temperatura crítica do gás	K
$T_{cx1}, T_{cx2}, T_{cxn}$	Temperaturas críticas dos diversos componentes, considerados como gás real	K
T_d	Temperatura absoluta de descarga do gás	K
T_{rd}	Temperatura reduzida do gás, nas condições de descarga	-
T_{rs}	Temperatura reduzida do gás ,nas condições de sucção	-
T_s	Temperatura absoluta de sucção do gás	K
Q_a	Vazão horária de sucção	m ³ /h
u	Velocidade periférica do impelidor (notação Balje)	m/s
u_1	Velocidade periférica na entrada do impelidor	m/s
u_2	Velocidade periférica na saída do impelidor	m/s
u_Q	Incerteza no parâmetro Q , devido a um possível desvio da variável	-
u_{Q,x_i}	Incerteza no parâmetro Q , devido a um possível desvio da variável x_i	-
U_{tip}	Velocidade periférica do impelidor	m/s
V	Vazão (notação Balje)	m ³ /s
v	Volume específico	m ³ /kg
v_1	Volume específico no estado 1	m ³ /kg
$\dot{V}_s$	Vazão volumétrica na entrada do impelidor ou estágio	m ³ /s
w_2	Velocidade relativa do gás, na saída do impelidor	m/s
X	Fator função de compressibilidade (gráfico de Schultz)	-
$x_1, \dots, x_N$	Variáveis sujeitas a desvios ou incertezas	-
Y	Fator função de compressibilidade (gráfico de	-

Schultz)

y_p	Trabalho politrópico específico total entre os estados 1 e 2, considerando gás perfeito	kJ/kg
y_s	Trabalho isoentrópico específico total entre os estados 1 e 2, considerando gás perfeito	kJ/kg
y_{si}	Trabalho isoentrópico específico, considerando compressão infinitesimal (i), para gás perfeito	kJ/kg
Z_d	Fator de compressibilidade do gás nas condições de descarga	-
z_d	Altura do bocal de descarga (modelo termodinâmico)	m
z_s	Altura do bocal de sucção (modelo termodinâmico)	m
Z_m	Fator de compressibilidade médio do gás	-
Z_s	Fator de compressibilidade do gás nas condições sucção	-
α	Fator de proporção, tabelado em função do <i>frame</i> do compressor	(kJ/kg)/rpm ²
ε_e	Razão entre diâmetro externo e médio da seção de entrada do impelidor radial (notação Balje)	-
η	Eficiência isoentrópica (notação Balje)	-
$\Delta\eta_{Bcb}$	Fator de correção para ajuste da eficiência básica - (blade cut-back)	-
$\Delta\eta_{DD}$	Correção devida à razão diâmetro externo do difusor/diâmetro externo do impelidor	-
η_G	Eficiência de engrenamento	-
$\Delta\eta_{ic}$	Correção devida à perdas na sucção	-
$\Delta\eta_{Mu}$	Correção devida ao número de Mach	-
η_p	Eficiência politrópica final	-
η_{pb}	Eficiência politrópica básica	-
η_{pd}	Eficiência politrópica na descarga do compressor	-
η_{pm}	Eficiência politrópica na região média do compressor	-
η_{ps}	Eficiência politrópica na região de sucção do	-

	compressor	
$\Delta\eta_{Re}$	Correção devida ao número de Reynolds	-
η_s	Eficiência isoentrópica	-
$\Delta\eta_{sc}$	Correção devida ao diâmetro do impelidor	-
λ	Razão entre os diam. interno e externo do impelidor, tipo axial (notação Balje) ou coeficiente de fricção da fórmula da correção de Reynolds	-
μ_{avg}	Valor médio do coeficiente de trabalho politrópico (notação Sandberg)	-
μ_p	Coeficiente de trabalho politrópico (notação Sandberg)	-
π_i	Grupo adimensional (genérico)	-
τ	Fator de transferência de trabalho (notação de Sandberg)	-
τ_{avg}	Valor médio do fator de transferência de trabalho (notação de Sandberg)	-
φ	Coeficiente de fluxo	-
φ^*	Coeficiente de fluxo (<i>gulp factor</i>) (notação Balje)	-
φ_d	Coeficiente de fluxo na região de descarga do compressor	-
φ_m	Coeficiente de fluxo na região média do compressor	-
φ_s	Coeficiente de fluxo na região de sucção do compressor	-
ψ_{avg}	Valor médio do coeficiente de trabalho politrópico (notação Lüdtke)	-
ψ_p	Coeficiente de trabalho politrópico (notação Lüdtke)	-
ω	Velocidade angular do eixo do compressor	rad/s

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	31
1.1	Objetivo.....	31
1.2	Divisão do trabalho.....	33
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	35
2.1	Configuração básica de um compressor centrífugo	35
2.2	Ponto de projeto	37
2.3	Curvas de <i>Performance</i> de Compressores Centrífugos.....	37
2.4	Parâmetros adimensionais característicos dos compressores centrífugos.....	37
2.4.1	<i>O coeficiente de fluxo (ϕ) e a eficiência politrópica como função do tipo de impelidor</i>	39
2.4.2	<i>O conceito e definição da eficiência politrópica η_p e suas implicações</i>	42
2.4.2.1	<i>Conceito geral de eficiência politrópica do compressor centrífugo.</i>	42
2.4.2.2	<i>Conceito de Eficiência Politrópica Infinitesimal.</i>	43
2.4.2.3	<i>A Eficiência Isoentrópica, como função da Eficiência Politrópica</i>	44
2.4.2.4	<i>Diferenças conceituais entre eficiências</i>	45
2.4.2.5	<i>Eficiência Politrópica estimada por Estágio</i>	45
2.4.2.6	<i>Eficiência politrópica estimada total do compressor</i>	46
2.5	Equações Termodinâmicas.....	46
2.5.1	<i>Equações comuns a todos os métodos, baseadas em termodinâmica e aerodinâmica.</i>	47
2.5.2	<i>Equações, baseadas em termodinâmica e mecânica da rotação</i>	51
2.6	Métodos de estimativa selecionados	53
2.6.1	<i>Método de Sandberg.....</i>	54
2.6.1.1	<i>Equações básicas do Método de Sandberg.....</i>	57
2.6.1.2	<i>Eficiência politrópica como função do coeficiente de fluxo</i>	59
2.6.1.3	<i>Diâmetro específico como função do coeficiente de fluxo.</i>	60
2.6.1.4	<i>Velocidade específica e diâmetro específico.</i>	60
2.6.1.5	<i>Coeficiente de fluxo e coeficiente de trabalho politrópico</i>	61
2.6.2	<i>Método Simplificado de Lüdtke.....</i>	62

2.6.2.1	<i>Equações básicas do Método Aproximado de Lüdtke.....</i>	64
2.6.2.2	<i>Nomenclatura equivalente das fórmulas do Método de Lüdtke.....</i>	66
2.6.2.3	<i>Correção na eficiência politrópica</i>	68
2.6.3	<i>Método dos Expoentes Politrópicos.....</i>	72
2.6.3.1	<i>Equações básicas do Método dos Expoentes Politrópicos (N-Method) ...</i>	73
2.7	<i>Outros métodos de estimativa</i>	74
2.7.1	<i>Métodos baseados na eficiência adiabática ou isoentrópica dos compressores</i>	74
2.7.2	<i>Métodos baseados na estimativa da entalpia de saída do gás (Mollier Method)</i>	75
2.7.3	<i>Métodos para determinação do conjunto de curvas de performance (conhecido o ponto de projeto).....</i>	75
2.7.4	<i>Método de Schultz.....</i>	76
2.8	<i>Métodos de estimativa que requerem o conhecimento da geometria interna do compressor.....</i>	77
3	<i>METODOLOGIA</i>	79
3.1	<i>Critérios de Avaliação dos Métodos.....</i>	79
3.2	<i>Estudo de sensibilidade e incertezas</i>	81
3.2.1	<i>Incerteza no Trabalho Politrópico (H_p)</i>	82
3.2.2	<i>Incerteza na potência absorvida no eixo do compressor (P_k).....</i>	82
3.3	<i>Condições iniciais do gás</i>	82
3.3.1	<i>Métodos para determinação de V_s, k_m e Z_m.....</i>	83
3.3.1.1	<i>Método para determinação do volume de sucção V_s</i>	83
3.3.1.2	<i>Método para determinação do expoente isoentrópico médio k_m</i>	84
3.3.1.3	<i>Método para determinação do coeficiente de compressibilidade médio Z_m.....</i>	85
3.4	<i>Método de Sandberg</i>	86
3.4.1	<i>Dados de Entrada do Gás.....</i>	86
3.4.2	<i>Fluxograma Lógico do Método de Sandberg.....</i>	87
3.5	<i>Método aproximado corrigido de Lüdtke</i>	89
3.5.1	<i>Dados de Entrada do Gás.....</i>	89
3.5.2	<i>Fluxograma do Método Aproximado de Lüdtke com Correções</i>	89
3.5.3	<i>Polinômios de Interpolação, para a Curva de Eficiência Politrópica.</i>	90

3.6	Método dos Expoentes Politrópicos (<i>N-Method</i>)	92
3.6.1	<i>Dados de Entrada do Gás</i>	92
3.6.2	<i>Fluxograma Lógico do Método dos Expoentes Politrópicos</i>	92
3.6.3	<i>Verificação do Valor Limite da razão Vazão e Rotação</i>	94
4	RESULTADOS E ANÁLISE	95
4.1	Caso 1	95
4.2	Caso 2	97
4.3	Caso 3	100
4.4	Caso 4	102
4.5	Caso 5	105
4.6	Caso 6	107
4.7	Comparação de Todos os Casos	110
4.7.1	<i>Aceitabilidade dos Métodos</i>	110
4.7.2	<i>Influência dos parâmetros (k_m), (Z_m) e (η_p) no Trabalho e na Potência.</i> 113	
5	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	117
	REFERÊNCIAS	121
	APÊNDICE A – PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA APLICADA A COMPRESSORES CENTRÍFUGOS	127
	APÊNDICE B – TRABALHO ISOENTRÓPICO, POLITRÓPICO E RELAÇÕES TERMODINÂMICAS ENVOLVENDO GÁS PERFEITO	129
B.1	Relações entre pressões e temperaturas em processos politróticos 129	
B.2	O Trabalho Isentrópico	130
B.3	Eficiência Isentrópica	131
B.4	Trabalho Politrópico	132
B.5	Dedução da fórmula para o expoente politrótico “n”	134
B.6	Definição da eficiência politrótica como um limite	136
B.7	Método de Schultz	137

B.7.1 Processo Politrópico	137
B.7.2 Processo Isoentrópico.....	140
B.7.3 Fator de correção para o Trabalho Politrópico.....	140
B.8 Relações entre o triângulo de velocidades, coeficiente de trabalho politrópico e fator de transferência de trabalho	143
B.8.1 Equação do Trabalho Politrópico por Estágio baseada no triângulo de velocidades	143
B.8.2 Triângulos de Velocidade na Saída do Impelidor	143
B.8.3 A aproximação de Lüdtke.....	144

APÊNDICE C-EXEMPLOS DE CÁLCULO ENVOLVENDO OS TRÊS MÉTODOS	147
C.1-Método de Lüdtke aplicado ao Caso 1	147
C.2 Método de Sanberg aplicado ao Caso 4.....	159
C.3-Método dos Expoentes Politrópicos aplicado ao Caso 2.....	166

1 INTRODUÇÃO

Desde a invenção dos primeiros compressores centrífugos, no começo do século XX, até meados de 1940 pouquíssimas metodologias de previsão de performance destes equipamentos tinham sido publicadas, sendo assim, as máquinas eram adquiridas sem nenhuma análise prévia, confiava-se inteiramente na experiência dos fornecedores, que à época não eram muitos. Com o fim da segunda guerra mundial, houve um aumento considerável no número de refinarias de petróleo e petroquímicas, principalmente nos Estados Unidos da América. Como consequência, a indústria de compressores floresceu e com ela a competitividade, impondo ao mercado a necessidade de uma padronização na análise dos compressores centrífugos por parte dos usuários.

Várias publicações então surgiram, mas sempre oriundas dos próprios fabricantes. Esta tendência infelizmente persistiu em certo grau até meados de 1970. Nesta data, devido a vários fatores, houve um expressivo aumento no preço do barril de petróleo a nível mundial, como consequência o preço dos combustíveis também aumentou, impondo às refinarias e petroquímicas a necessidade de economia de energia, implicando em equipamentos mais eficientes, incluindo máquinas rotativas, especialmente os compressores de processo. Notou-se então, que a partir desta data, as primeiras publicações independentes sobre compressores centrífugos começaram a surgir, com ênfase no aumento da eficiência, mas sempre por autores que já tinham desenvolvido atividades junto a fabricantes, devido à complexidade e tamanho das máquinas envolvidas. Nesta época, surgiram os primeiros impelidores de concepção moderna, com pás de dupla curvatura, com o objetivo de aumentar seu desempenho. Paralelamente, apareceram também técnicas computacionais modernas, como a fluidodinâmica computacional (CFD), mas mesmo, assim, a *expertise* dos fabricantes não podia ser descartada para estes tipos de compressores. Este fato persiste até hoje, ou seja, a maioria das publicações, mesmo as atuais, ainda se baseia na experiência industrial.

1.1 Objetivo

O objetivo principal desta dissertação de mestrado é estimar o

desempenho de um compressor centrífugo multiestágio, bem como, apresentar seu pré-dimensionamento, empregando métodos mais modernos. Como justificativa, pode-se alegar que a literatura, ora disponível, não fornece de imediato informações atualizadas quanto à eficiência politrópica de compressores centrífugos tipo multiestágio. Notou-se que os valores dessas eficiências estão muito a quem dos valores informados pelos fornecedores atuais, portanto, tornou-se necessário pesquisar certos métodos de cálculo mais modernos, que estão publicados em artigos muito específicos e esparsos, que devidamente adaptados tendem a melhorar o valor estimativo dessas eficiências. Como a maioria das estimativas também engloba um pré-dimensionamento da máquina, a dissertação visou também apresentar um cálculo estimativo das dimensões gerais destes compressores, para unidades de processo. Portanto, após uma escolha adequada do método, será possível estimar:

- a) Rotação da máquina ponto de projeto;
- b) Diâmetro médio dos impelidores;
- c) Número de impelidores;
- d) Dimensões aproximadas da carcaça;
- e) Eficiência politrópica;
- f) Temperatura de descarga do gás;
- g) Potência no eixo do compressor;
- h) Potência nominal do acionador.

Isto implica em estimar as dimensões principais, peso, consumo energético, bem como, o custo da máquina, para concepção de um compressor para uma nova unidade ou comparar compressores propostos por vários fornecedores

A fim de encontrar métodos mais adequados, foi necessário elaborar uma pesquisa, que forneceu subsídios para principal atividade desta dissertação, mas que implicou em comparar três métodos de estimativa de desempenho de compressores centrífugos. A escolha dos métodos teve como base três procedimentos de cálculo, que historicamente são ainda apresentados na literatura atual e podem ser considerados os mais importantes. Isto, objetivando escolher a melhor alternativa, que necessariamente envolve, entre outros aspectos, maior precisão nos resultados,

maior abrangência nas faixas de vazão das máquinas, maior dependência de parâmetros, caracterizando um determinado fornecedor, bem como, avaliar qual foi a concepção de fabricação adotada para os impelidores e partes fixas da máquina.

A motivação, para esta dissertação de mestrado, prende-se à necessidade atual das firmas de engenharia, que procuram um método de cálculo mais moderno e confiável de estimar compressores centrífugos, durante a fase de engenharia básica, ou durante a fase de detalhamento, quando deve-se analisar uma máquina proposta por diversos fornecedores.

1.2 Divisão do trabalho

O texto desta dissertação foi desenvolvido de maneira a propiciar ao leitor uma sequência lógica, necessária à compreensão de todos os assuntos correlatos à seleção e pré-dimensionamento de compressores centrífugos multiestágios, abaixo um resumo dos tópicos abordados por capítulo:

- a) Seção 1: Introdução, apresentando os objetivos da dissertação;
- b) Seção 2: Revisão Bibliográfica, no qual serão abordados, a configuração básica de um compressor centrífugo multiestágio, tópicos especiais da termodinâmica dos compressores centrífugos, envolvendo relações entre velocidades, trabalho e potência associados à sua rotação e os vários métodos de cálculo disponíveis na literatura, comentando sua adequação aos dias de hoje. Descreve também o atual estado da arte dos impelidores e suas implicações na seleção e pré-cálculo de compressores. São abordados também três métodos de estimativa de compressores, com suas equações e curvas experimentais. Estes métodos foram os escolhidos, servindo de base para o cálculo de seis compressores existentes, possibilitando desta maneira otimizar futuras estimativas.
- c) Seção 3: Metodologia, onde descreve-se os dados de entrada comuns a todos os métodos, os procedimentos de cálculo para cada método e seus critérios de avaliação. Apresentou-se também os seis casos de compressores, que embasaram a dissertação de mestrado. Finalmente discute-se as fórmulas para o cálculo das incertezas e tolerâncias nos resultados, que serão objeto da próxima seção.

- d) Seção 4: Resultados e análise, onde apresentam-se os resultados do cálculo de desempenho e o pré-dimensionamento dos seis compressores, com cada caso englobando os três métodos, já mencionados. São calculadas também as incertezas destes resultados, quando comparados aos dados dos fornecedores. É feita também uma análise de cada caso, comparando os métodos.
- e) Seção 5: Conclusões e recomendações, onde discute-se a validade dos métodos de estimativa selecionados, tendo em vista o principal objetivo da dissertação, que era estimar um compressor, utilizando métodos modernos de avaliação. São propostas também recomendações para a melhoria destes métodos, objetivando minimizar os desvios encontrados em relação aos estimados pelos fornecedores.
- f) Seção 6: Apêndice, onde são apresentados conceitos, cujo objetivo foi complementar os assuntos discutidos nas seções principais, acima descritas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

São apresentados nas seções a seguir o tipo fundamental de compressor, objeto da presente dissertação, bem como, ponto de projeto, mapa de curvas de desempenho e os parâmetros característicos principais dos compressores centrífugos.

2.1 Configuração básica de um compressor centrífugo

A grande maioria dos compressores centrífugos, concernentes a esta dissertação, segue a configuração da Figura 1, que mostra uma imagem estilizada do interior de um compressor dotado de duas seções de compressão.

Fonte: Adaptado de Mitsubishi Heavy Industries Catalog (2009)

A Figura 2 que segue, mostra o caminho do gás no interior do compressor através de seus diversos componentes. O objetivo principal da figura é enfatizar o impelidor, que é a parte móvel do compressor e o difusor, com o canal de retorno, que é a parte fixa da máquina.

A Figura 3 mostra uma unidade real de compressão, equipada com dois compressores e seu acionador no centro, em uma bancada de testes do fornecedor. A finalidade desta figura é realçar as dimensões destas unidades de compressão e mostrar que diversas configurações são possíveis dentro desta

família de máquinas.

Os cálculos, doravante apresentados, foram apenas válidos para uma única seção de compressão.

Figura 2 – Caminho do gás de uma seção de compressão

Fonte: Adaptado de R. Salamat (2012)

Neste ponto, é adequado definir estágio de compressão e seção de compressão. Conceitua-se estágio de compressão o impelidor, o difusor e o canal de retorno para o próximo estágio. A seção de compressão é formada por um ou mais estágios de compressão, porém sem extrações ou alimentações de gases intermediárias.

Figura 3 – Compressor de gás de síntese de amônia em bancada de testes

Fonte: Elaborado pelo autor

Esta dissertação apenas aborda o dimensionamento destas seções de compressão. Várias seções de compressão formam uma unidade de compressão ou simplesmente um compressor.

2.2 Ponto de projeto

Segundo o código API-617-7ed, ponto de projeto (*guarantee point*) é o ponto para o qual é dimensionado o compressor, constituindo-se muitas vezes no ponto de garantia dos testes de performance (ver curva 100% da Figura 4, onde está realçado por estrela). Nesta dissertação somente serão calculados os parâmetros dimensionais deste ponto, definido para uma determinada vazão, rotação e trabalho politrópico (*politic head*), que será definido mais tarde. A determinação da curva, que contém o ponto de projeto e o levantamento das demais curvas abrangendo todas as condições de operação, denominadas Mapa das Curvas do Compressor, não fazem parte do escopo desta dissertação.

2.3 Curvas de *Performance* de Compressores Centrífugos

A título de exemplo, na Figura 4 estão mostradas curvas de *performance*, referentes a uma seção de compressão de um compressor de H₂, como gás de reciclo, para uma refinaria da Petrobras. Pode-se notar vários tipos de curva, tais como: vazão x trabalho politrópico, vazão x eficiência politrópica, vazão x potência para várias rotações de operação.

2.4 Parâmetros adimensionais característicos dos compressores centrífugos

Analisando a teoria dos compressores centrífugos, pode-se afirmar, segundo Michael Casey e Chris Robinson (2013), que os principais parâmetros adimensionais, que definem o compressor, podem ser resumidos apenas pelas seguintes relações:

$$\eta_p = f(\varphi, M_u) \quad (1)$$

$$\tau = g(\varphi, M_u) \quad (2)$$

Onde: η_p é a eficiência politrópica no ponto de projeto especificado, a ser definida pela Eq. (13), τ é fator de transferência de trabalho a ser definido pela Eq. (26), φ é o coeficiente de fluxo a ser definido pela Eq. 15 e M_u é o número de Mach a ser definido pela Eq. (40). As funções (f) e (g) podem ser deduzidas a partir das fórmulas, que serão introduzidas nas seções a seguir. Contudo, o parâmetro mais importante nas relações acima é o coeficiente de fluxo (φ), pois, segundo a teoria dos compressores centrífugos este parâmetro é determinante no cálculo da eficiência politrópica (η_p), como apresentado a seguir.

Figura 4 – Mapa de curvas características para compressor centrífugo

Fonte: Folha de Dados de Fabricante. REPLAN-PETROBRAS (2012)

2.4.1 O coeficiente de fluxo (φ) e a eficiência politrópica como função do tipo de impelidor

O coeficiente de fluxo (φ) determina qual é o volume máximo de gás que um impelidor de determinado diâmetro pode aspirar, quando girando com uma determinada velocidade periférica. A variação deste parâmetro e consequente variação da eficiência politrópica (η_p) depende basicamente dos seguintes fatores:

- a) Vazão de gás através do impelidor;
- b) Direção do fluxo, implicando em impelidores com características radiais, características de fluxo misto ou puramente axiais;
- c) Concepção da geometria do impelidor: 2D, semi-3D ou 3D, cujas configurações serão vistas adiante
- d) Tipo de impelidor, aberto ou fechado (*shrouded*).

O efeito do aumento do coeficiente de fluxo através de impelidores pode ser observado nas curvas da Figura 5, onde fica evidente que se um determinado processo requer um aumento significativo no coeficiente de fluxo, a característica do impelidor deve mudar de radial para fluxo misto e se um aumento ainda maior for requerido, os impelidores deverão ser do tipo axial. O presente trabalho dará maior ênfase aos impelidores do tipo radial, com poucos casos envolvendo fluxo misto. Outro fato relevante, que pode ser inferido da Figura 5 diz respeito à vazão na entrada do impelidor, pois o coeficiente de fluxo também é função da vazão (V_s), ver Eq. (15). Portanto, as características dos impelidores estão diretamente ligadas à vazão. As curvas da Figura 5 também mostram como a eficiência politrópica (η_p) e o coeficiente de trabalho politrópico (μ_p) variam em função do coeficiente de fluxo. O coeficiente de trabalho politrópico será definido na Eq. (24).

Com o advento das modernas máquinas de usinagem, tipo CNC (comando numérico computadorizado), novos impelidores com pás de usinagem tridimensional tornaram-se factíveis, proporcionando um aumento substancial na eficiência politrópica por estágio. A Figura 6 evidencia este fato, principalmente para impelidores de concepção 3D e coeficientes de fluxo maiores do que 0,04.

Marshall e Cotroneo (1989), consideraram, nesta figura, eficiência normalizada por estágio, como a eficiência, correspondente a um determinado coeficiente de fluxo, dividida pela maior eficiência correspondente à faixa dos coeficientes de fluxo que o estágio ou impelidor pode acomodar. Quanto a geometria das pás dos impelidores, pode-se afirmar de acordo com a Fig.7(a), que a principal diferença entre os impelidores 2D e 3D está na altura e torção das mesmas. Já a Fig.7(b), mostra que, segundo desenvolvimentos recentes, se busca estender a faixa dos impelidores 3D para a esquerda, cobrindo coeficientes de fluxo menores, na tentativa do aumento da eficiência politrópica.

Figura 5 – Eficiências politrópicas e coeficiente de trabalho politrópicos em função do coeficiente de fluxo para várias famílias de impelidores

Fonte: Adaptado de Gresh (2018)

Figura 6 – Comparação entre impelidores de geometrias 2D e 3D *versus* coeficientes de fluxo para cada estágio, quanto à eficiência politrópica.

Fonte: Adaptado de Marshall e Cotroneo (1989)

Figura 7 – Geometria das pás 2D e 3D e faixas de operação

(a) Comparação da concepção geométrica das pás. (b) Faixa dos coeficientes *versus* eficiências. Fonte: Adaptado de Fukushima, *et al.* (2009)

A Figura 8 mostra os tipos clássicos de impelidores, que podem equipar compressores, cujas estimativas serão apresentadas no decorrer do trabalho. Tratam-se de impelidores do tipo radial e fechado (*shrouded*). Entretanto, o tipo mais usual de impelidor, objeto do presente trabalho são os chamados semi-3D, cuja geometria fica entre as concepções 2D e 3D. Para uma visão mais realista deste tipo de impelidor, ver Figura 8(d).

Figura 8 – Impelidores

(a) Impelidor 2D, (b) semi 3D, (c) 3D e (d) vista real de um impelidor tipo semi 3D
Fonte: Adaptado de Marshall e Cotroneo (1989) e Elliott Catalog (2009)

Outro fato relevante, que deve ser levado em conta na relação entre coeficiente de fluxo e eficiência politrópica, está relacionado com o desenvolvimento das técnicas de fabricação dos impelidores e partes fixas

(diafragmas) dos compressores centrífugos, diminuindo as perdas internas por atrito e aumentando conseqüentemente a eficiência politrópica. Na Figura 9, destaca-se aumento na eficiência politrópica dos compressores centrífugos, ao longo dos anos, atingindo valores de aproximadamente 87% para o ano de 2020, Sorokes (2020).

Figura 9 – Tendência da eficiência politrópica

Fonte: Adaptado de Sorokes (2010)

2.4.2 O conceito e definição da eficiência politrópica η_p e suas implicações

A seguir abordam-se alguns tópicos relativos ao conceito e definição de eficiência politrópica.

2.4.2.1 Conceito geral de eficiência politrópica do compressor centrífugo.

Analogamente à eficiência isentrópica, a eficiência politrópica também relaciona um processo ideal, no caso assumido como politrópico, com um processo real. A principal diferença, contudo, é que este processo ideal não pode ser considerado como uma diferença definida de entalpias, como é considerado em um processo isentrópico, mas sim um trabalho de fluxo.

Segundo Casey e Marty (1986), para o processo politrópico, este trabalho

pode ser expresso pela Eq.3, sendo (1) e (2) os estados do gás nas condições de sucção e descarga do compressor. Nesta dissertação utiliza-se a convenção de Trabalho Fornecido ao Volume de Controle (VC) como positivo e Calor Transferido do Volume de Controle como positivo.

$$H_{p,rev} = \int_1^2 v dp \quad (3)$$

Onde $H_{p,rev}$ é o trabalho útil por unidade de massa, v é o volume específico do gás e dp é o diferencial de pressão.

Este trabalho útil é chamado trabalho politrópico, sendo convertido em aumento de pressão do gás pelo compressor e não engloba as perdas internas na máquina.

Ainda, segundo Casey e Marty (1986), a eficiência politrópica em um processo termodinâmico de compressão de um gás, pode ser definida por:

$$\eta_p = \frac{H_{p,rev}}{\left(\frac{P}{\dot{m}}\right)} \quad (4)$$

Onde P é a potência total, real, cedida ao compressor, $\dot{m}$ é a vazão em massa envolvida no processo de compressão.

O denominador da Eq. (4) é a diferença entre as entalpias de estagnação específicas do gás, nos bocais de descarga e sucção do compressor, conforme descrito no Apêndice A desta dissertação.

Doravante, adotou-se por convenção denominar o trabalho politrópico reversível($H_{p,rev}$) de simplesmente (H_p).

2.4.2.2 Conceito de Eficiência Politrópica Infinitesimal.

Segundo Lüdtke (2004), a eficiência politrópica, em um processo de compressão, envolvendo, dois estados (1) e (2), pode ser definida, sob o ponto de vista infinitesimal, como:

$$\eta_{p1,2} = \frac{\lim_{Z \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^Z y_{si}}{\Delta h} \quad (5)$$

Onde y_{si} é o trabalho isoentrópico específico infinitesimal, cedido ao gás entre os estados (1) e (2) e Δh é a diferença de entalpias específicas do gás entre estes estados. Para determinar y_{si} , divide-se o intervalo entre os estados (1), inicial e (2) final, em um número infinito de pequenas etapas de compressão, ao longo de uma linha de eficiência constante. O numerador da Eq. (5) é o trabalho politrópico específico y_p , ao longo do caminho de compressão de (1) para (2). Para maiores detalhes ver Apêndice B.4, Fig.31 e B.5, Fig. 32 desta dissertação.

2.4.2.3 A Eficiência Isoentrópica, como função da Eficiência Politrópica

Segundo D. Rusch e M. Casey (2012), bem como, considerando as relações entre trabalho isoentrópico e trabalho politrópico para uma mesma diferença de entalpias entre saída e entrada de um estágio de compressão, a eficiência isoentrópica pode ser expressa por:

$$\eta_s = \frac{r^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} - 1}{r^{\gamma \eta_p} - 1} \quad (6)$$

Onde r é a razão de pressões entre os estados final e inicial do estágio, γ é o expoente isoentrópico para gases perfeitos.

Portanto, segundo a Eq. (6), tendo-se a eficiência isoentrópica do estágio, determinada em um diagrama h-s, ver apêndice B.5, Fig. 32, pode-se explicitar a eficiência politrópica η_p , constituindo em um método de cálculo da mesma, desde que se tenha todas as propriedades do estado final.

Conforme a Eq.(6), conclui-se também que quanto maior for a eficiência politrópica (η_p), maior será a eficiência isoentrópica η_s , portanto haverá maior acréscimo de entalpia por estágio, como consequência, menor será o número de estágios, uma vez que a razão de pressões (r) em um estágio fica limitada a um determinado valor limite de trabalho politrópico, por questões de aerodinâmica,

que será abordado na seção 2.5.1.

2.4.2.4 Diferenças conceituais entre eficiências

Em contraste com a eficiência isentrópica clássica, a eficiência politrópica é uma medida real da eficiência do processo de compressão. Se cada estágio, de um compressor multiestágio tem a mesma eficiência politrópica, então o compressor apresentará esta mesma eficiência politrópica. Por outro lado, se cada estágio tiver a mesma eficiência isentrópica, a eficiência isentrópica da máquina será menor do que a eficiência de cada estágio. Isto, porque a eficiência isentrópica não leva em consideração a divergência das isobáricas no diagrama h-s e então falha em considerar que nos estágios finais de um compressor, mais trabalho será necessário, para uma mesma razão de pressões.

2.4.2.5 Eficiência Politrópica estimada por Estágio

Segundo Lüdtke (2004), a eficiência politrópica básica (η_{pb}) de um estágio pode ser estimada através de seu coeficiente de fluxo (φ), por meio de curvas semelhantes às da Fig.16. Contudo não é só o coeficiente de fluxo que determina seu valor, outros fatores também influem, só que em menor contribuição, tais como: Número de Mach, Número de Reynolds, perdas na entrada e uma série de outros fatores geométricos que serão vistos, juntamente com o método de Lüdtke. Para os demais métodos, tais fatores já estão contemplados na eficiência politrópica de cada estágio.

Lüdtke (2004) apresenta a seguinte equação para estimativa da eficiência politrópica por estágio:

$$\eta_{pe} = \eta_{pbe} + \sum \Delta \eta_{pi} \quad (7)$$

Onde η_{pe} é a eficiência politrópica estimada de cada estágio, η_{pbe} é a eficiência politrópica estimada básica de cada estágio (lida na curva), $\sum \Delta \eta_{pi}$ é a somatória de todas as contribuições dos diversos fatores influentes.

2.4.2.6 Eficiência politrópica estimada total do compressor

Segundo Lüdtke (2004), no seu método de cálculo detalhado, o compressor deve ser calculado estágio por estágio, empregando-se as seguintes equações para eficiência politrópica, trabalho politrópico (útil) e trabalho total.

O trabalho politrópico por estágio será expresso por:

$$y_{pe} = \eta_{pe} \tau U_{tip}^2 \quad (8)$$

Onde y_{pe} é o trabalho específico politrópico por estágio, método detalhado de Lüdtke, (J/kg), U_{tip} velocidade periférica do impelidor (m/s), (τ) , ou (s) é o fator de transferência de trabalho, também função do coeficiente de fluxo.

O trabalho específico total cedido ao compressor, pode ser expresso por:

$$\Delta h = \sum_{n=1}^i \left(\frac{y_{pe}}{\eta_{pe}} \right)_n \quad (9)$$

Onde o índice n é o número de estágios do compressor.

A eficiência politrópica total do compressor será expressa por:

$$\eta_p = \frac{\sum_{n=1}^i (y_{pe})_n}{\Delta h} \quad (10)$$

Nesta dissertação de mestrado, no que diz respeito ao Método de Lüdtke, foi adotado seu Método Simplificado e Corrigido, pois não estavam disponíveis, para cada caso, todas as características geométricas dos impelidores de cada compressor. Portanto, o parâmetro $\sum \Delta \eta_{pi}$ na Eq. 7 fica indeterminado e as contribuições para correção da eficiência serão calculadas globalmente.

2.5 Equações Termodinâmicas

Nesta seção serão abordadas as principais equações da termodinâmica,

envolvendo máquinas rotativas, em especial compressores centrífugos. Também abrange equações específicas pertinentes a cada método, necessárias para o entendimento de suas diferenças.

Para detalhes mais específicos sobre o modelo termodinâmico do compressor, trabalho politrópico requerido pelo gás, eficiência politrópica e expoente politrópico ver Apêndices A e B.

2.5.1 Equações comuns a todos os métodos, baseadas em termodinâmica e aerodinâmica.

Todos métodos de estimativa, citados, apresentam como base teórica certas equações, que serão abordadas a seguir. Entretanto, uma das mais importantes é a do trabalho politrópico específico do compressor, pois é usada para dimensionar uma seção de compressão. O trabalho politrópico específico (*politic head*) representa o trabalho específico requerido pelo gás para aumentar sua pressão. Seu valor é dado pela Eq. (11), que foi deduzida a partir da segunda lei da termodinâmica, com o auxílio de certas equações para o processo politrópico, envolvendo gás perfeito, para maiores detalhes ver seções B.4 e B.5 do apêndice. No entanto, apesar de fácil aplicação, esta equação fornece resultados aproximados para gases reais, com a introdução do fator de compressibilidade médio Z_m . Na seção B.7 do apêndice será abordado um método mais preciso para a determinação do trabalho politrópico.

$$H_p = R \frac{Z_m T_s}{MW} \frac{n}{(n-1)} \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (11)$$

Onde: H_p é o trabalho politrópico requerido pelo gás, ou *politic head*, expresso em (kJ/kg); R é a constante universal dos gases perfeitos, cujo valor é 8,31446 kJ/kmol.K; Z_m é o fator de compressibilidade médio do gás; T_s é a temperatura de sucção do gás, expressa em (K); MW é a massa molecular do gás, expressa em (kg/kmol); n é o expoente politrópico do gás; P_d é a pressão absoluta de descarga do gás, expressa em (bar a); P_s é a pressão de sucção absoluta do gás expressa em (bar a).

Para o cálculo do expoente politrópico do gás, será adotada a seguinte equação simplificada, mostrada abaixo, para dedução, ver apêndice B.5:

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k_m-1}{k_m \eta_p} \quad (12)$$

Onde: k_m é o expoente isoentrópico médio; η_p é a eficiência politrópica. A eficiência politrópica, já definida anteriormente, pode ser representada pela Eq.13, em termos do trabalho politrópico do gás real e diferenças de entalpia do gás nas condições de descarga e sucção do compressor.

$$\eta_p = \frac{H_p}{(h_d - h_s)} \quad (13)$$

Onde: h_d é a entalpia do gás na descarga do compressor, expressa em (kJ/kg) e h_s é a entalpia na sucção do compressor, expressa em (kJ/kg).

A temperatura de descarga pode ser estimada através da seguinte equação aproximada dos gases perfeitos, com T_d expressa em (K).

$$T_d = T_s \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (14)$$

Para temperaturas de descarga excedendo 478K, torna-se necessário o uso de trocadores de calor intermediários entre estágios e a temperatura de entrada no próximo estágio não pode ser estimada como T_d .

Como definido na seção 2.4.1, é necessário neste ponto apresentar a fórmula para o coeficiente de fluxo (φ), que é adotada pela maioria da literatura, ora disponível. O parâmetro (φ) é característico de cada impelidor e pode determinar muitas variáveis utilizadas no pré-dimensionamento, como será visto posteriormente.

$$\varphi = \frac{4 \dot{V}_s}{\pi U_{tip} D^2} \quad (15)$$

Onde: $\dot{V}_s$ é a vazão de gás na entrada do impelidor ou estágio, expressa em (m³/s); U_{tip} é a velocidade periférica do impelidor (tangente ao raio), expressa em (m/s); D é o diâmetro externo do impelidor, expresso em (m).

Após calcular os valores do trabalho politrópico específico do compressor (*politic head*) e da eficiência politrópica, a potência requerida pelo gás no processo de compressão (*gas power*) pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$P_i = \frac{\dot{m}_f H_p}{\eta_p} \quad (16)$$

Onde: P_i é a potência requerida pelo gás (*gas power*); $\dot{m}_f$ é a vazão mássica expressa em (kg/s), incluindo as fugas pelos selos e labirintos.

A vazão em massa $\dot{m}_f$, incluindo as fugas por selos e labirintos pode ser expressa por:

$$\dot{m}_f = \dot{m} + \dot{m} \left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \right) \quad (17)$$

Onde $\dot{m}$ é a vazão em massa de gás realmente requerida pelo processo e $\left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)$ representa a porcentagem de fugas de gás pelos selos e labirintos do compressor, estas fugas estão listadas na Tabela 1, em função de diâmetros dos impelidores de algumas carcaças (*frames*) padronizadas de fabricantes.

Após calcular a potência requerida pelo gás no processo de compressão, pode-se determinar a potência aproximada necessária no eixo do compressor, quando este é composto apenas por uma seção de compressão, indicada na equação abaixo, com P_K expressa em kW:

$$P_K = (P_i + P_{VL} + P_{VD}) \frac{1}{\eta_G} \quad (18)$$

Onde: P_{VL} é a dissipação de potência pelos mancais do compressor, P_{VD}

é a potência dissipada pelos selos do mesmo e η_G representa a eficiência de engrenamento, se existirem caixas redutoras ou multiplicadoras entre o compressor e a máquina acionadora, que pode ser uma turbina a vapor ou a gás, um motor elétrico ou motor de combustão interna.

Tabela 1 – Coeficientes de dissipação de potência em mancais e fugas em selos e labirintos

Diâmetros dos impelidores de carcaças padronizadas (mm)	Coeficiente de dissipação nos mancais (R_L)	Porcentagem de fugas por selos e labirintos ($\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}}$)
355	0,11	0,03 – 0,08
425	0,20	0,03 – 0,07
500	0,35	0,02 – 0,06
600	0,64	0,02 – 0,05
710	1,2	0,02 – 0,04
850	2,3	0,01 – 0,03
1000	4,4	0,01 – 0,03
1180	8,7	0,01 – 0,02

Fonte: Babcock Borsig (1994)

A dissipação de potência pelos mancais do compressor pode ser estimada pela relação abaixo, com P_{VL} expressa em kW:

$$P_{VL} = R_L \left(\frac{N}{1000} \right)^2 \quad (19)$$

Onde: R_L é o coeficiente de dissipação de potência, (Tabela 1) e N é a rotação final da máquina em rpm. Considerou-se aqui um tipo muito comum de mancal, utilizado neste tipo de máquina, com a seguinte consideração: dois mancais radiais de deslizamento em cada ponta de eixo e um mancal de escora em uma das pontas, todos do tipo sapatas flutuantes (*tilting pad type*).

A dissipação de potência nos selos do compressor pode ser estimada pela relação abaixo, com P_{VD} expressa em kW:

$$P_{VD} = 2,0 \text{ kW} \quad (20)$$

Considerou-se aqui dois selos, um em cada ponta de eixo, tipo selo seco a gás (*dry gas seal*), também muito usado neste tipo de compressor pela sua performance e baixo atrito.

O fator η_G , eficiência de engrenamento, pode ser estimado segundo a Eq. (21), dependendo do tipo de caixa redutora, se existir, caso contrário pode ser considerado com valor unitário.

$$0,95 \leq \eta_G \leq 0,98 \quad (21)$$

Finalmente, para a estimativa de potência necessária na máquina acionadora, pode-se considerar a equação abaixo, com P_A expressa em kW:

$$P_A \geq 1,1 P_K \quad (22)$$

Evidentemente o fator de 10% de margem é arbitrário e depende em última instância do tipo e seleção da máquina acionadora.

Outro parâmetro, necessário para um adequado pré-dimensionamento do compressor, é o trabalho politrópico específico por estágio (*polytropic head per stage*), cuja fórmula segue abaixo:

$$h_p = \frac{H_p}{n_{stg}} \quad (23)$$

Onde: n_{stg} é o número de impelidores ou estágios. É oportuno ressaltar que existe uma limitação de caráter técnico no valor de h_p , que é da ordem de 40 kJ/kg.

2.5.2 Equações, baseadas em termodinâmica e mecânica da rotação

Abaixo descrevem-se os principais parâmetros do compressor centrífugo, que estabelecem um elo entre a termodinâmica e a mecânica de rotação,

deduzidos a partir dos triângulos de velocidade e das Equações de Euler, válidos apenas para um impelidor ou estágio.

O principal parâmetro é o “coeficiente de trabalho politrópico” (*polytropic head coefficient*) (μ_p), expresso pela Eq.24. Pode ser interpretado como a parcela de energia cinética do impelidor, que é transformada em trabalho útil ou politrópico.

$$\mu_p = \frac{1000 h_p}{U_{tip}^2} \quad (24)$$

Na equação acima (h_p) deve ser expresso em (kJ/kg) e U_{tip} em (m/s), além disso deve-se introduzir o fator “1000”, devido à conversão de unidades de Joule para “kJ”. Trata-se de um adimensional, pois segundo análise dimensional da Eq.24, tanto o numerador, quanto denominador da fração tem a dimensão de comprimento ao quadrado dividido por tempo ao quadrado.

Considerando a equação (23), a equação (24) pode ser reescrita como:

$$\frac{H_p}{n_{stg}} = \frac{\mu_p U_{tip}^2}{1000} \quad (25)$$

No dimensionamento de compressores há um grande interesse em se explicitar o trabalho politrópico específico por estágio (h_p), que figura na equação (24), bastando considerar na equação (25) apenas um estágio de compressão.

Para concluir todas as equações fundamentais que relacionam o trabalho absorvido no eixo do compressor com a mecânica de rotação, é necessário introduzir o “fator de transferência de trabalho por estágio” (*work input coefficient per stage*) (τ), expresso pela Eq. (26). Pode ser interpretado como a parcela de energia cinética do impelidor, que é transformada em trabalho total cedido ao gás. Trata-se também de um adimensional, pois a análise dimensional é análoga à Eq. (24).

$$\tau = \frac{1000 (h_d - h_s)}{U_{tip}^2} \quad (26)$$

Finalmente considerando-se a Eq. (13), Eq. (23) e apenas um estágio, uma relação adicional pode ser estabelecida das Eq. (24) e Eq. (26), resultando na Eq. (27), que exprime o coeficiente de trabalho politrópico como função da eficiência politrópica e o fator de transferência de trabalho.

$$\mu_p = \eta_p \tau \quad (27)$$

Para maiores detalhes e justificativas das equações acima ver seções do Apêndice B da dissertação.

2.6 Métodos de estimativa selecionados

A seguir apresenta-se os métodos de estimativa selecionados no desenvolvimento da presente dissertação e outros métodos oferecidos pela literatura atual. Tanto os métodos selecionados, quanto os apresentados de maneira mais sucinta na seção 2.7, dispensam o conhecimento prévio da geometria das partes internas do compressor.

Os três métodos selecionados são representativos de três procedimentos de estimativas de compressores centrífugos, baseados em premissas diferentes, mas que ainda são praticados atualmente. Foram objeto de extensa pesquisa na literatura ora disponível, sempre com o foco de método de estimativa, não envolvendo cálculos termodinâmicos complexos, bem como, programas proprietários. Como justificativa da escolha dos mesmos, entre tantos métodos disponíveis, pode-se afirmar que o Método das Relações de Semelhança, após ter sido otimizado por Sandberg (2016), pode ser considerado um método atual, pois foram incorporadas várias melhorias com curvas que envolvem dados de compressores recentes. Já o Método Simplificado de K. Lüdtke (2004), com correções propostas por Busaid (2016), aplicáveis também ao ponto de projeto do compressor, tornou o cálculo mais atraente devido à exatidão dos resultados obtidos, quando comparados aos dos compressores já fabricados. Finalmente, o Método dos Expoentes Politrópicos (*N-Method*), descrito por Gresh (2018), mas baseado em uma publicação do fabricante Elliott de 1995, foi inserido nesta

dissertação para demonstrar a evolução dos métodos de estimativa, principalmente no tocante ao cálculo de eficiências politrópicas. Realmente após os cálculos, notou-se que este método apresentou certos desvios. Os três métodos, acima citados, serão o objeto de estudo desta dissertação, sendo detalhados nas seções que se seguem.

2.6.1 Método de Sandberg

Sandberg (2016) desenvolveu uma metodologia baseada na análise dimensional para máquinas de fluxo, tendo como referência inicial os trabalhos de Balje (1981). Segundo a análise de Balje (1981), a partir de variáveis típicas para máquinas rotativas de fluxo, empregando-se análise dimensional, chegou-se à Eq. (28).

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \dots) \quad (28)$$

A Eq. (28) é o teorema (π) de Buckingham, aplicado às seguintes variáveis principais, na notação de Balje (1981): N (rotação T^{-1}), D (diâmetro L), V (vazão L^3T^{-1}), H_{ad} (trabalho isoentrópico L^2T^{-2}) e P (potência $M L^2T^{-3}$) dando origem aos seguintes grupos primários de adimensionais de interesse, considerando M em quilogramas, L em metros e T em segundos.

A velocidade específica é dada por:

$$n_s = \frac{\omega (\dot{V})^{0,5}}{(H_{ad})^{0,75}} \quad (29)$$

Onde: n_s é a velocidade específica, ω é velocidade angular, $\dot{V}$ é a vazão, H_{ad} é o trabalho isoentrópico.

Neste ponto é útil fazer-se uma análise dimensional da velocidade específica " n_s ".

Escrevendo a equação (29) em termos dimensionais, tem-se:

$$\frac{\omega (\dot{V}^{0,5})}{(H_{ad})^{0,75}} = \frac{\left[T^{-1} L^{\frac{3}{2}} T^{-\frac{1}{2}} \right]}{\left[L^{\frac{2 \times 3}{4}} T^{-\frac{2 \times 3}{4}} \right]} = \frac{\left[T^{-\frac{3}{2}} \right]}{\left[T^{-\frac{6}{4}} \right]} \quad (30)$$

Portanto, " n_s " é um adimensional.

O diâmetro específico é dado por:

$$d_s = \frac{D(H_{ad})^{0,25}}{(\dot{V})^{0,5}} \quad (31)$$

Onde: d_s é o diâmetro específico e D é o diâmetro.

Neste ponto é útil fazer-se uma análise dimensional do diâmetro específico " d_s ".

$$\frac{D(H_{ad})^{0,25}}{(\dot{V})^{0,5}} = \frac{\left[L L^{\frac{2}{4}} T^{-\frac{2}{4}} \right]}{\left[L^{\frac{3}{2}} T^{-\frac{1}{2}} \right]} = \frac{\left[L^{\frac{6}{4}} \right]}{\left[L^{\frac{3}{2}} \right]} \quad (32)$$

Portanto, " d_s " também é um adimensional.

$$\varphi^* = \frac{\dot{V}}{N D^3} \quad (33)$$

Onde: φ^* é o coeficiente de fluxo (*gulp factor*), uma forma modificada da Eq. (15), porem com o mesmo significado físico.

Balje derivou também uma outra série de parâmetros adimensionais, sendo o principal o coeficiente de trabalho isoentrópico:

$$q_{ad} = \frac{H_{ad}}{u^2} \quad (34)$$

Onde: q_{ad} é o coeficiente de trabalho isoentrópico e u é a velocidade periférica do impelidor.

Estes conceitos já existiam, mas foram aprofundados por Balje (1981),

que demonstrou através de um gráfico da Figura 10, que existiam certas correlações entre eficiências isoentrópicas, velocidades específicas, diâmetros específicos e coeficientes de trabalho isoentrópico para máquinas rotativas. Portanto assumindo uma velocidade específica e um diâmetro específico, como ponto de partida, o gráfico permite determinar uma eficiência isoentrópica e um coeficiente de trabalho isoentrópico. A partir deste ponto, utilizando-se equações e correlações desenvolvidas pelo próprio Balje, seria possível obter todos os parâmetros dimensionais do compressor.

Figura 10 – Curvas de velocidade específica (n_s) e diâmetro específico (d_s) e demais parâmetros de vários tipos de compressores

Fonte: Balje (1981)

Segundo a notação de Balje, ver Figura 10, os seguintes parâmetros são mostrados, com seu significado físico entre parênteses: η (eficiência isoentrópica), d_s (diâmetro específico), n_s (velocidade específica), D (diâmetro do impelidor (m)), N (rotação do impelidor (rpm)), l/D (razão entre o caminho percorrido pelo gás e o diâmetro do impelidor), q_{ad} (coeficiente de trabalho isoentrópico), λ (razão entre os diâmetros interno e externo do impelidor (axial)),

D/d (razão entre os diâmetros externo e interno do impelidor (radial)), ε_e (razão entre os diâmetros externo e médio da seção de entrada do impelidor (radial)), R_e^* (número de Reynolds na saída do compressor (radial)), s/h (razão da folga entre a carcaça e altura das pás (compr. axial)), s/b_2 (razão da folga entre o difusor e a largura do impelidor (compr. radial)), s/D (razão da folga entre o impelidor/carcaça e o diâmetro do impelidor, válido para compressores multilóbulos e turbinas tipo *Drag*), p/p (razão entre as pressões absolutas de saída e entrada em um compressor multilóbulo).

Sandberg (2016), adaptou todas as equações adimensionais de Balje, para processo politrópico ao invés de isoentrópico. Assim, a obtenção do diâmetro específico e velocidade específica, requeridos pelo método, são funções dos coeficientes de fluxo, conforme será visto na seção 2.6.1.1. O diâmetro e rotação dos impelidores podem ser calculados com as equações descritas também em 2.6.1.1, relacionando as variáveis específicas mencionadas com a vazão e o trabalho politrópico por estágio.

Para o cálculo da potência requerida pelo gás (*gas power*) e outros parâmetros fundamentais do compressor, o Método de Sandberg (2016) apresenta na Figura 11, o gráfico da eficiência politrópica como função do coeficiente de fluxo, com curvas desenvolvidas por Aungier, bem como, curvas obtidas com testes de compressores de vários fabricantes.

O Método de Sandberg (2016) é mais apropriado na fase de concepção de um sistema de compressão de gás, quando a engenharia básica de processo está estimando o compressor. Neste cenário todas as características geométricas da máquina são desconhecidas. Portanto, utilizando-se este método, seria possível estimar uma grande faixa de tipos de compressores centrífugos, incluindo aqueles de impelidores abertos (*integrally gear compressors*) com alto giro, bem como, compressores que requerem altos coeficientes de fluxo da ordem de 0,2. Devido a esta grande abrangência, alguns desvios no cálculo dos parâmetros geométricos finais podem ocorrer.

2.6.1.1 Equações básicas do Método de Sandberg

O Método de Sandberg (2016) fundamenta-se nas equações, descritas a

seguir, baseadas nas relações desenvolvidas por Balje (1981). Assim sendo, o diâmetro de cada impelidor, expresso em (m), pode ser obtido através da seguinte equação:

$$D = \frac{0,17783 d_s \sqrt{\dot{V}_s}}{\sqrt[4]{\frac{H_p}{n_{stg}}}} \quad (35)$$

Onde: d_s , diâmetro específico, é um parâmetro adimensional.

A rotação da máquina, expressa em (rpm), pode ser obtida através da seguinte equação:

$$N = \frac{1698,13 n_s \left(\frac{H_p}{n_{stg}} \right)^{0,75}}{\sqrt{\dot{V}_s}} \quad (36)$$

Onde n_s , velocidade específica, é um parâmetro adimensional.

O coeficiente de trabalho politrópico (μ_p) é função do diâmetro específico (d_s) e da velocidade específica (n_s), ver Eq. (37). Esta equação também foi oriunda das equações de Balje (1981), envolvendo relações de semelhança.

$$\sqrt{\mu_p} = \frac{2}{n_s d_s} \quad (37)$$

Finalmente de acordo com o Método de Sandberg (2016), o coeficiente de fluxo (φ) também pode ser expresso como uma função da vazão de gás na sucção do impelidor, seu diâmetro e sua rotação, conforme Eq. (38). Esta equação é similar à Eq. (33), proposta por Balje.

$$\varphi = \frac{24,31728 \dot{V}_s}{N D^3} \quad (38)$$

2.6.1.2 Eficiência politrópica como função do coeficiente de fluxo

Para se determinar os valores do diâmetro específico (d_s) e da velocidade específica (n_s), cujos gráficos estão mostrados nas próximas seções, deve-se assumir um valor para o coeficiente de fluxo para uma primeira estimativa da eficiência politrópica, conforme será visto na seção 3, Metodologia.

Figura 11 – Coeficiente de fluxo e eficiência politrópica

Curvas para difusor sem pás (Aungier), difusor com pás (Aungier), eficiência média (Aungier) e 95% de eficiência média (Aungier) e dados de casos reais.

Fonte: Adaptado de Sandberg (2016)

A Figura 11 mostra curvas propostas por Aungier (1995, 2000) e curvas de teste de vários fabricantes, possibilitando, a partir do coeficiente de fluxo, estimar a eficiência politrópica do compressor. Analisando estas curvas, percebe-se uma dispersão acentuada de pontos, marcados por losangos amarelos, indicando uma certa imprecisão na determinação da eficiência politrópica, quando comparada aos demais gráficos de outros parâmetros. Para contornar esta imprecisão, nos cálculos efetuados para dimensionamento de compressores, afeitos a este método, considerou-se sempre as 3 últimas curvas da parte superior, que dão valores próximos de eficiência para um determinado coeficiente de fluxo. Contudo, este fato não afeta de modo significativo o dimensionamento do número de impelidores, seu diâmetro ou rotação, pois sua influência no trabalho politrópico total (Eq. 11) é moderada e no trabalho politrópico por estágio também (Eq. 25). Entretanto, o parâmetro que sofre o maior impacto devido a esta variação é a potência requerida pelo gás (*gas power*). Com o objetivo de cobrir o maior número de casos, o método propôs

uma curva de eficiência média, cujos valores correspondem a 95% da eficiência média prevista por Aungier, nos cálculos não foi empregada esta curva.

2.6.1.3 *Diâmetro específico como função do coeficiente de fluxo.*

A primeira correlação envolvendo parâmetros característicos das relações de semelhança está na figura 12, que mostra o diâmetro específico como função do coeficiente de fluxo. A figura inclui curvas apresentadas por Cordier (1955), Casey e outros (2010), bem como, as desenvolvidas das equações de Aungier para difusores com pás guia de fluxo e sem pás guias.

Figura 12 – Diâmetro específico adimensional e coeficiente de fluxo

Dados de Cordier, difusor sem pás (Aungier), difusor com pás (Aungier), dados de Casey e dados de casos reais. Fonte: Adaptado de Sandberg (2016)

2.6.1.4 *Velocidade específica e diâmetro específico.*

Outra importante relação entre velocidade específica e diâmetro específico, oriunda também da Teoria de Semelhança, foi desenvolvida por Cordier (1955), com equações propostas por Aungier (1995, 2000), Casey e outros (2010).

Estas curvas estão mostradas na Figura 13, onde nota-se também razoável concordância de resultados entre os dados experimentais de compressores reais. (Casey, Zwysig e Robinson, 2010).

Figura 13 – Diâmetro específico e velocidade específica

Dados de Cordier, difusor sem pás (Aungier), difusor com pás (Aungier), dados de Casey e dados de casos reais. Fonte: Adaptado de Sandberg (2016)

2.6.1.5 Coeficiente de fluxo e coeficiente de trabalho politrópico

O gráfico da figura 14, que relaciona o coeficiente de fluxo com coeficiente de trabalho politrópico, foi desenvolvido por Aungier (1995, 2000), para uma faixa mais abrangente de coeficientes de fluxo.

Apesar de não ser muito preciso na região de baixos coeficientes de fluxo, pode ser usado na estimativa de muitos compressores centrífugos, cujos coeficientes de fluxo são maiores que 0,02. Na figura os gráficos também levam em consideração difusores simples e difusores dotados de pás guia.

Figura 14 – Coeficiente de fluxo e coeficiente de trabalho politrópico (μ_p)

Difusor sem pás de Aungier e difusor com pás de Aungier.
Fonte: Adaptado de Sandberg (2016)

2.6.2 Método Simplificado de Lüdtkke

Dentre os métodos mais eficientes, disponíveis na literatura, para previsão de performance de compressores centrífugos multiestágios, com impelidores fechados, destaca-se o Método aproximado de Lüdtkke (K. H. Lüdtkke, 2004), com correções propostas por Al-Busaidi (Al-Busaidi, Pilidis 2016) e pelo próprio Lüdtkke, conforme foi constatado na análise dos resultados da seção 4. Segundo a Metodologia da Seção 3, assumindo como ponto de partida uma velocidade periférica e um coeficiente de fluxo para o primeiro impelidor, é possível calcular os demais parâmetros do compressor. Nesta primeira etapa convém levar em consideração que existe um compromisso entre o volume na sucção, rotação e máximo diâmetro do impelidor para aquela determinada carcaça da máquina (*frame size*). Neste caso, o número, que exprime o Tamanho da Carcaça, exprime também o diâmetro do impelidor (cm), como mostrado no diagrama da Figura 15.

Figura 15 – Gráfico de faixa de compressores para carcaças divididas horizontalmente de fluxo único

Fonte: Adaptado de Lüdtkke (2004)

Segundo a Metodologia, seção (3), estima-se primeiro o coeficiente de fluxo, na região de sucção, calcula-se o coeficiente de fluxo na região da descarga e por fim um coeficiente de fluxo para a região média do compressor. A estes três coeficientes de fluxo estão associadas três eficiências politrópicas, correspondentes às respectivas regiões de compressão, sendo obtidas a partir do gráfico da Figura 16. A eficiência politrópica básica do compressor é a média

aritmética das três últimas. No entanto, a eficiência politrópica básica calculada, necessita ser corrigida para a obtenção de um resultado mais próximo das eficiências dos compressores modernos. Em um artigo recente, W. Al-Busaidi e P. Pilidis (2016) sugerem cinco fatores de correção para esta eficiência básica: correção devida ao diâmetro do impelidor, correção devida à relação entre diâmetros do difusor e impelidor, correção devida às perdas no *plenum* de entrada, correção devida ao Número de Mach e correção devida ao Número de Reynolds. Lüdtke (2004), por outro lado, também considera um acréscimo nesta eficiência, por conta de um ajuste de usinagem (*blade cut back*), que se faz após a fabricação do impelidor. A justificativa fundamental para estas correções, reside no fato da curva de eficiência da Figura 16, que foi levantada por Lüdtke (2004), a partir de dados de performance de um determinado compressor, com geometria definida. Contudo, mesmo levando-se em conta tais limitações, o Método Aproximado de Lüdtke (2004), com as correções propostas por Busaid (2016) e pelo próprio Lüdtke, apresenta bons resultados, principalmente na faixa de coeficientes de fluxo compreendida entre 0,03 e 0,15, conforme curva da Fig.16. Este fato será confirmado pela tabulação de resultados do cálculo de seis casos reais, quando comparado ao dos fornecedores mostrados na seção 4.

Figura 16 – Coeficiente de fluxo versus eficiência politrópica

Fonte: Adaptado de Lüdtke (2004)

Na Fig.16, ψ_p é o coeficiente de trabalho politrópico por estágio, η_p é a eficiência politrópica e s é o coeficiente de transferência de trabalho. Na seção 2.6.2.2 será apresentada a nomenclatura equivalente das fórmulas do Método de Lüdtke.

2.6.2.1 Equações básicas do Método Aproximado de Lüdtkke

O Método aproximado de Lüdtkke (2004) baseia-se nas equações, apresentadas a seguir. Estas equações foram baseadas no modelo de gás perfeito, mas podem ser transformadas para gás real, contanto que se considere o expoente “n” para gás real, para maiores detalhes ver apêndice B.7.

A primeira destas equações vem da mecânica básica das máquinas rotativas, sendo expressa por:

$$N = \frac{60 U_{tip}}{\pi D} \quad (39)$$

O Número de Mach para compressores, pode ser expresso pela Eq. 40. Neste ponto, é conveniente esclarecer que este adimensional não exprime o verdadeiro número de Mach do escoamento na saída do impelidor e sim um adimensional característico do impelidor.

$$M_u = \frac{U_{tip}}{\sqrt{1000 k_s Z_s \frac{8,31446}{MW} T_s}} \quad (40)$$

Onde: k_s é o expoente isoentrópico do gás; Z_s é o fator de compressibilidade e T_s é a temperatura absoluta do gás, nas condições de sucção do impelidor.

Para o cálculo do trabalho politrópico específico requerido por um estágio (h_p), o Método Aproximado de Lüdtkke emprega a Eq. 25 e para o cálculo do coeficiente de trabalho politrópico (μ_p), a Eq. 27 deverá ser modificada, empregando um valor médio para o fator de transferência de trabalho (τ). Segundo a nomenclatura adotada por Lüdtkke, (s) e (τ) exprimem o mesmo fator. Por outro lado, o Método Aproximado de Lüdtkke adota para “s” um valor aproximado de 0,63, segundo curva da Fig.16. Portanto, um valor médio para o fator de transferência de trabalho (τ) pode ser expresso por:

$$\tau_{avg} \approx 0,63 \quad (41)$$

Como consequência, a equação 27 será modificada para:

$$\mu_{avg} = 0,63 \eta_p \quad (42)$$

Conceitualmente o Método Aproximado de Lüdtke baseia-se no cálculo de três coeficientes de fluxo, relativos às regiões de sucção, descarga e região média de compressão de um compressor centrífugo multiestágio. A partir das relações entre pressões, vazão e expoentes politrópicos aplicadas à equação do coeficiente de fluxo, é possível deduzir a fórmula para o coeficiente de fluxo na região correspondente à descarga do compressor:

$$\varphi_d = \varphi_s \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n} - 1} \quad (43)$$

Onde: φ_s é o coeficiente de fluxo na sucção; φ_d é o coeficiente de fluxo na descarga.

O coeficiente de fluxo para a região média de compressão pode ser definido como:

$$\varphi_m = \frac{\varphi_s + \varphi_d}{2} \quad (44)$$

Onde: φ_m é o coeficiente de fluxo para região média de compressão.

Correspondentemente aos três coeficientes de fluxo, acima definidos, o Método Aproximado de Lüdtke (2004) também requer que se determine três eficiências politrópicas para as regiões de compressão já mencionadas. Segundo o método, deve-se determinar uma eficiência politrópica básica para estas três regiões, de tal forma que:

$$\eta_{pb} = \frac{\eta_{ps} + \eta_{pm} + \eta_{pd}}{3} \quad (45)$$

Onde: η_{pb} é a eficiência politrópica básica; η_{ps} é a eficiência politrópica da região de sucção, correspondente ao coeficiente de fluxo de sucção; η_{pm} é a eficiência politrópica da região média, correspondente ao coeficiente de fluxo médio; η_{pd} é a eficiência politrópica na região de descarga, correspondente ao coeficiente de fluxo de descarga.

Muitas vezes foi necessário o arredondamento para um número inteiro de estágios, que pode ser obtido através da relação:

$$n_{stgi} = \text{int} \left(\frac{H_p}{h_p} \right) \quad (46)$$

Onde n_{stgi} é o número inteiro de estágios do compressor. Portanto, deve-se também corrigir o trabalho politrópico por estágio

$$h_{pc} = \frac{H_p}{n_{stgi}} \quad (47)$$

Onde: h_{pc} é o trabalho politrópico corrigido por estágio.

Como consequência das correções acima, tornou-se necessário também corrigir a rotação do impelidor:

$$N_c = N \left(\frac{h_{pc}}{h_p} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (48)$$

Onde: N_c é a rotação corrigida do impelidor.

2.6.2.2 Nomenclatura equivalente das fórmulas do Método de Lüdtke

Comparando-se alguns parâmetros das curvas da Fig.16, com as fórmulas das seções anteriores, por exemplo parâmetros do Método de Sandberg, com o mesmo significado físico, tornou-se necessário estabelecer certas relações de equivalência, devido à nomenclatura adotada por Lüdtke nas suas fórmulas, desde que o método se baseia nas curvas da Fig.16.

O Método Aproximado de Lüdke passa a considerar:

$$\psi_p = 2\mu_p \quad (49)$$

Onde: ψ_p é o coeficiente de trabalho politrópico (*polytropic head coefficient*).

A convenção adotada por Lüdtkke, na equação 49, para o coeficiente de trabalho politrópico por estágio, se originou na sua consideração de energia cinética ($\frac{1}{2} U_{tip}^2$) no denominador da Eq. 24, resultando em dobrar o valor de (μ_p). Contudo esta consideração não irá alterar o valor do trabalho politrópico por estágio, definido anteriormente na Eq. (25), como pode ser visto na Eq. (52), definida por Lüdtkke, nos próximos passos.

Também para a simbologia do fator de transferência de trabalho (τ), Lüdke (2004) adota (s), conforme visto anteriormente, portanto, por convenção:

$$s = \tau \quad (50)$$

Considerando-se as Eq. (27), Eq. (49) e Eq. (50), obtêm-se a Eq. (51), que relaciona eficiência politrópica, fator de transferência de trabalho e coeficiente de trabalho politrópico.

$$\psi_p = 2\eta_p s \quad (51)$$

Retornando à Eq. (25), citada na seção 2.5.2, considerando a Eq. (49), bem como, apenas um estágio de compressão, Lüdtkke apresenta a seguinte fórmula para o trabalho politrópico por estágio (*polytropic head per stage*):

$$h_p = \frac{\psi_p U_{tip}^2}{2000} \quad (52)$$

Retornando à Eq. (41), citada na seção 2.6.2.1 e considerando a Eq. (50), o valor médio para o fator de transferência de trabalho, pode ser expresso pela Eq. (53).

$$s_{avg} = 0,63 \quad (53)$$

A partir das Eq. (52) e Eq. (53), o valor médio do coeficiente de trabalho politrópico por estágio, pode ser expresso por:

$$\psi_{avg} = 2 \eta_p 0,63 \quad (54)$$

Finalmente a partir das Eq. (52) e Eq. (54), é possível calcular o trabalho politrópico médio por estágio (*polytropic average head per stage*):

$$h_{avg} = \frac{\psi_{avg} U_{tip}^2}{2000} \quad (55)$$

2.6.2.3 Correção na eficiência politrópica

Como mencionado na seção 2.6.2.1, as curvas da Fig.16 foram levantadas por Lüdtke, a partir de um protótipo de compressor centrífugo com uma geometria definida. Portanto para compressores de geometrias diferentes, mesmo levando-se em conta a variação dos parâmetros principais com o coeficiente de fluxo, certos desvios na eficiência politrópica foram observados, quando comparada à curva do protótipo. Portanto, identificou-se a necessidade de corrigir estas pequenas distorções, que são da ordem de 4% para cima ou para baixo da eficiência básica estimada, segundo o próprio Lüdtke (2004).

Recentemente, W. Al-Busaidi e Pericles Pilidis (2016) sugeriram uma correção na eficiência politrópica básica (η_{pb}) dos compressores centrífugos. Lüdtke (2014) também propôs correções adicionais, de tal forma que a eficiência politrópica resultante ficou:

$$\eta_p = \eta_{pb} + \Delta\eta_{sc} + \Delta\eta_{DD} + \Delta\eta_{ic} + \Delta\eta_{Mu} + \Delta\eta_{Re} + \Delta\eta_{Bcb} \quad (56)$$

Onde: η_p é a eficiência politrópica final; η_{pb} é a eficiência politrópica básica; $\Delta\eta_{sc}$ é o fator de correção do diâmetro do impelidor; $\Delta\eta_{DD}$ é o fator de correção devido à razão entre o diâmetro do difusor e o diâmetro do impelidor;

$\Delta\eta_{ic}$ é o fator de correção devido às perdas na sucção; $\Delta\eta_{Mu}$ é o fator de correção que leva em conta o Número de Mach do compressor; $\Delta\eta_{Re}$ é o fator de correção que leva em conta o Número de Reynolds do escoamento no compressor; $\Delta\eta_{Bcb}$ (*blade cut-back*) é um fator de correção para ajuste da eficiência final.

Todos estes fatores deverão ser acrescentados ao valor da eficiência básica, η_{pb} , resultando na eficiência politrópica final η_p , conforme a Eq. (56).

A seguir detalha-se cada fator de correção, com o seu valor.

O primeiro fator $\Delta\eta_{sc}$, é a correção do diâmetro do impelidor. Al-Busaidi e Pilidis (2016), baseados na publicação de Lüdtke (2004), desenvolveram a curva de correção da Figura 17, para compensar os efeitos do diâmetro dos impelidores. Espera-se que diâmetros acima de 400 mm tenham efeito de aumentar a eficiência politrópica.

Figura 17 – Correção do efeito do diâmetro do impelidor

Fonte: Adaptado de Al-Busaidi e Pilidis (2016)

O segundo fator, $\Delta\eta_{DD}$ é a correção devido à razão entre o diâmetro do difusor e o diâmetro do impelidor.

A Figura 18, representa a correção na eficiência devida à razão do diâmetro do difusor para o diâmetro do rotor, as curvas foram levantadas por Al-Busaidi e Pilidis (2016). Adotou-se uma relação de 1,65, que representa uma boa prática de engenharia, segundo Lüdtke (2004), pois não se conhece a geometria interna do difusor. Sendo assim, supondo esta relação não há acréscimo ou decréscimo no valor da eficiência.

Figura 18 – Correção do efeito da relação do diâmetro do difusor

Fonte: Adaptado de Al-Busaidi e Pilidis (2016)

O terceiro fator, $\Delta\eta_{Mu}$ é a correção que leva em conta o Número de Mach do compressor.

Quanto a correção devido ao número de Mach, figura 19, esta refere-se estritamente ao ponto de vista de projeto do impelidor, a curva foi levantada por Al-Busaidi e Pilidis (2016), baseada em dados experimentais.

Figura 19 – Correção do número de Mach

Fonte: Adaptado de Al-Busaidi e Pilidis (2016)

O quarto fator, $\Delta\eta_{Re}$ é a correção que leva em conta o Número de Reynolds do compressor.

A correção da eficiência, devido à diferença entre o número de Reynolds de um compressor que se quer estimar e aquele testado por Lüdtke, calculada por Al-Busaidi e Pilidis (2016), pode ser resumida nas seguintes equações, baseadas em Lüdtke (2004):

$$Re = \frac{U_{tip} b_2}{v_s} \quad (57)$$

Onde Re é Número de Reynolds do compressor, b_2 é a largura periférica do impelidor (m), v_s é a viscosidade cinemática do gás (m²/s).

Ainda, segundo Lüdtke (2004):

$$\Delta\eta_{Re} = -\frac{k}{s} \Delta\lambda \quad (58)$$

Onde: $\frac{k}{s}$ é um fator de proporcionalidade, determinado experimentalmente, mas dependente também do fator λ ; $\Delta\lambda$ é a variação no coeficiente de fricção do gás, nos canais internos do compressor.

Segundo Lüdtke, considerando a Eq. (58), se o fator de fricção (λ) diminui, $\Delta\lambda$ torna-se negativo e a eficiência aumenta. Este fator, pode ser considerado equivalente ao de um escoamento através de um tubo, tendo como expressão, a conhecida fórmula iterativa de Colebrook-White, que figura no diagrama de Moody (1944).

$$\lambda = \frac{1}{\left[1,74 - 2 \log_{10} \left(2 \frac{R_a}{b_2} + \frac{18,7}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \right]^2} \quad (59)$$

Onde: $\left(\frac{R_a}{b_2}\right)$ é a rugosidade aritmética relativa das superfícies internas do impelidor.

Analisando a Eq. (59), conclui-se que o número de Reynolds do compressor, junto com a rugosidade superficial relativa são responsáveis pelo valor do fator de fricção (λ) e que a eficiência do compressor deve aumentar, se o número de Reynolds do mesmo também aumentar.

Como, a priori, não se conhece a rugosidade superficial das paredes internas dos canais do compressor, decidiu-se adotar para $\Delta\eta_{Re}$ o valor (0,0).

O quinto fator, $\Delta\eta_{ic}$ é a correção devido às perdas na sucção. Para efeitos práticos, adotou-se para $\Delta\eta_{ic}$ o valor (-0,01), segundo Lüdtke (2004), englobando as perdas no bocal de sucção e na câmara de entrada do compressor.

O sexto e último fator, $\Delta\eta_{Bcb}$ (*blade cut-back*) é a correção para ajuste final da eficiência. Esta correção, prevista por Lüdtke (2004), para ajuste da eficiência final, consiste na usinagem das extremidades das pás do impelidor, aumentando-se assim, a eficiência politrópica básica. Lüdtke (2004) estimou este acréscimo em (+0,01).

2.6.3 Método dos Expoentes Politrópicos

O Método dos Expoentes Politrópicos (*N-Method*), citado por Gresh (2001) e reapresentado novamente por Gresh em 2018, baseia-se nas carcaças (frames) do fornecedor Elliott, listados na Tabela 2, abaixo. Segundo pesquisa da literatura atual, para elaboração desta dissertação, não foram identificados outros fornecedores, cujas tabelas listam eficiências politrópicas em função dos diversos frames. O que se identificou foram tabelas de fornecedores, informando a eficiência isoentrópica, ver (Bloch, 2006).

Tabela 2 – Frames típicos de compressores centrífugos por faixas de vazão

<i>Frame</i>	Vazão nominal (m³/h)	Rot. nom. (rpm)	η_p (%)	α /estág.	Nº max. estág.	Vazão/ Rot.
A	425 – 4248	15000	75	$1,10 \times 10^{-7}$	8	0,255
B	1359 – 15293	11500	78	$2,24 \times 10^{-7}$	8	1,105
C	8496 – 42481	8000	80	$4,48 \times 10^{-7}$	8	4,928
D	25489 – 59473	6000	82	$7,47 \times 10^{-7}$	8	9,346
E	50977 – 118946	5000	83	$1,20 \times 10^{-6}$	8	20,391
F	93458 – 212404	3000	84	$2,99 \times 10^{-6}$	8	84,962
G	169924 – 288870	2700	84	$3,59 \times 10^{-6}$	8	110,45
25 MB	850 – 9345	10000	78	$2,84 \times 10^{-7}$	12	0,935

η_p é a eficiência politrópica nominal do compressor

Fonte: Adaptado de ELLIOTT (2001) e Gresh (2018)

O Método dos Expoentes Politrópicos (*N-Method*) apresenta certos desvios nos resultados da eficiência politrópica e consequentemente na geometria estimada dos compressores, pois fixa valores de eficiências

politrópicas, trabalho politrópico por estágio e rotação nominal por faixa de vazão, como pode ser visto na Tabela 2. Embora o método permita adotar outra eficiência politrópica, em função de coeficientes de fluxo, tal informação não está geralmente disponível. Contudo, pode ser utilizado para uma estimativa rápida, pois envolve poucas etapas de cálculo.

Uma limitação significativa do método é a fixação da eficiência politrópica em função da carcaça (frame), fornecendo uma eficiência politrópica limite de 84%, somente para os seus dois últimos frames F e G, assim mesmo, para altas vazões de sucção (26 a 80 m³/s). O número máximo de estágios para os *frames* A até G é 8, e para o *frame* 25 MB é 12. Os dados da Tabela 2, principalmente relativos à eficiência politrópica, desviam dos informados, pelos fornecedores de compressores fabricados atualmente.

2.6.3.1 Equações básicas do Método dos Expoentes Politrópicos (N-Method)

O Método N, baseia-se nas equações já apresentadas nas seções anteriores, porém necessita das seguintes equações complementares:

$$h_p = \alpha N^2 \quad (60)$$

Onde: α é um fator de proporção experimental, tabelado em função do *frame* do compressor, expresso pela Eq. (61). Pode ser interpretado como o trabalho politrópico por estágio, para cada rpm de rotação nominal. N é a rotação a ser assumida por estágio em rpm, geralmente diferente da rotação nominal de referência. Portanto, a determinação do trabalho politrópico por estágio requerido (h_p), implica na multiplicação do “ α ” tabelado pela rotação “ N ”, assumida.

$$\alpha = \frac{h_n}{N_n^2} \quad (61)$$

Onde: h_n é o trabalho politrópico específico e nominal por estágio, para um determinado frame, N_n é a rotação nominal de referência do estágio, também

para o mesmo frame, estes valores já estão previamente definidos na Tabela 2.

Neste método também é necessário um arredondamento para um número inteiro de estágios e consequente correção no valor da rotação e trabalho politrópico por estágio, o que pode ser obtido através das Eq. (46), (47) e, (48) citadas na seção 2.6.2.1.

2.7 Outros métodos de estimativa

Além dos métodos acima selecionados, existem atualmente outros métodos, que podem propiciar estimativas, cujos valores de desempenho ficam próximos dos três métodos selecionados. Entretanto, devido ao grande número de métodos disponíveis, a dissertação pretende apenas discutir os fundamentos de alguns, considerados principais, que são descritos a seguir:

2.7.1 Métodos baseados na eficiência adiabática ou isoentrópica dos compressores

Um exemplo deste método, é citado em Bloch (2006), que compila um resumo para seleção de compressores centrífugos, do artigo “*Delaval Engineering Guide to Compressor Selection*”.

Todos os parâmetros que dimensionam o compressor são calculados em função da eficiência adiabática ou isoentrópica do mesmo e não da politrópica. Portanto, deve-se dispor de um gráfico de coeficiente de fluxo versus eficiência isoentrópica, que o artigo fornece, ou de uma tabela de eficiências isoentrópicas para uma família de carcaças (*frames*). O cálculo começa estimando-se o trabalho isoentrópico útil do compressor. Em seguida, estima-se o trabalho isoentrópico por estágio, por meio de um gráfico que fornece o mesmo em função da massa molecular do gás. Calcula-se o número de estágios, dividindo o trabalho isoentrópico total pelo trabalho isoentrópico de cada estágio. Tendo o trabalho isoentrópico por estágio, bem como, uma tabela do coeficiente de trabalho isoentrópico em função da massa molecular, também informada no artigo, calcula-se a velocidade periférica do estágio. Por meio de um gráfico, determina-se um frame, pois, cada frame, é função da vazão de entrada do gás. Da tabela de frames, determina-se um diâmetro médio de impelidores. Tendo-

se o diâmetro médio e velocidade periférica dos impelidores, pode-se estimar coeficientes de fluxo. Determinam-se dois coeficientes de fluxo, um para a vazão de sucção do compressor, outro para a vazão de descarga. Determina-se, a seguir, a partir de um gráfico, duas eficiências isoentrópicas, em função destes coeficientes de fluxo. Calcula-se a média aritmética destas eficiências. Dividindo-se o trabalho isoentrópico útil pela eficiência isoentrópica média do compressor, tem-se o trabalho total. Multiplicando-se o trabalho total pelo fluxo de massa tem-se a potência cedida ao gás.

2.7.2 Métodos baseados na estimativa da entalpia de saída do gás (Mollier Method)

Este método baseia-se em uma publicação do fabricante ELLIOT (1995), onde é empregado o diagrama de Mollier, para o gás sendo comprimido. Para isto, deve-se calcular uma eficiência isoentrópica intermediária, primeiramente é estabelecido uma carcaça em função do volume de sucção e pressão de descarga. Para esta determinada carcaça, já está tabelada uma eficiência politrópica nominal e um trabalho politrópico por estágio. Esta tabela é similar à Tabela 2, que será utilizada no Método dos Expoentes Politrópicos. A seguir, determina-se a entalpia e entropia do gás nas condições de sucção, com o auxílio do diagrama de Mollier. Por uma linha de entropia constante, a partir de deste ponto, cruza-se com a curva de pressão de descarga. Desta maneira, determina-se a entalpia isoentrópica de descarga. O trabalho isoentrópico específico requerido é igual à diferença entre estas duas entalpias. A seguir, converte-se a eficiência politrópica, lida da tabela, em eficiência isoentrópica, utilizando-se a Eq.6, levando em consideração o expoente isoentrópico do gás. Converte-se o trabalho isoentrópico em trabalho politrópico, multiplicando o mesmo pela razão entre a eficiência politrópica e eficiência isoentrópica. A partir do trabalho politrópico e da Tabela 2, procede-se como no Método dos Expoentes Politrópicos e determina-se todos os parâmetros do compressor.

2.7.3 Métodos para determinação do conjunto de curvas de performance (conhecido o ponto de projeto)

Casey e Robinson (2013) propuseram um método para levantamento de todas as curvas de performance de um compressor centrífugo, estágio por estágio, ou seja, volume de sucção versus razão de pressões de sucção e descarga, para cada rotação de trabalho. Embora constitua um dos melhores métodos de previsão de performance, pois segundo o método, as características geométricas da máquina praticamente não são necessárias no cálculo, o mesmo é dependente do conhecimento dos seguintes parâmetros iniciais: Coeficiente de fluxo e eficiência politrópica no ponto de projeto para cada estágio. Mas estes dois parâmetros constituem o objetivo fundamental da presente dissertação, pois é o que se busca em um primeiro passo para uma estimativa inicial do compressor. Portanto, o método apesar de muito abrangente, está fora do escopo desta dissertação. Isto prende-se a dois motivos fundamentais, o primeiro é devido aos desvios no cálculo da eficiência politrópica no ponto de projeto, correspondente ao coeficiente de fluxo de projeto, como pode ser visto na seção 4, podendo dar origem a uma propagação de erros para os demais pontos do diagrama vazão e trabalho politrópico. O segundo motivo está relacionado ao tipo de impelidor que Casey e Robinson utilizaram para desenvolver o trabalho, como são turbo-compressores (*turbochargers*), certos parâmetros fogem da faixa dos compressores centrífugos de processo. Por exemplo, o número de Mach do compressor, que pode atingir 1,8, quando o máximo previsto nesta dissertação é 1,2. No entanto, como contribuição, pode-se mencionar a generalidade das Equações (1) e (2), que foram apresentadas no início do trabalho, constituindo-se em uma poderosa ferramenta conceitual e de síntese, tendo sido compiladas diretamente do artigo de Casey e Robinson (2013).

2.7.4 Método de Schultz

Para os casos em que o modelo de gás perfeito apresentar desvios de estimativa muito superiores aos estabelecidos na seção 3.1, pode-se utilizar o método de Schultz (1962), descrito na seção B.7 do apêndice. Tal método é muitas vezes utilizado pelos fornecedores de compressores centrífugos para uma primeira estimativa, antes da fabricação da máquina. Embora seja sugerido, como método de estimativa, pelo código ASME PTC-10 (1997), não foi

empregado no presente estudo, podendo servir de modelo para trabalhos futuros. O motivo prende-se ao fato das sucessivas iterações, que podem ocorrer quando se assume uma temperatura de descarga, para o gás, pois os fatores “X” e “Y”, são funções desta temperatura. Os fornecedores já sabem, devido sua experiência com determinado compressor e determinada mistura de gases, fazer o método convergir mais rapidamente.

2.8 Métodos de estimativa que requerem o conhecimento da geometria interna do compressor.

A literatura atual apresenta diversos métodos que podem estimar não só os parâmetros do compressor no ponto de projeto, como também fornece informações sobre todo o mapa de curvas de performance do mesmo. Utilizando as técnicas de simulação em volumes finitos (CFD), pode-se mencionar os trabalhos de Niazi *et al.*, Kalinkevych e Shcherbakov, que fornecem resultados precisos quanto ao dimensionamento do compressor, mas que consomem um longo tempo de cálculo e memória computacional; além disso requerem um profundo conhecimento da geometria dos internos da máquina.

3 METODOLOGIA

Optou-se por selecionar os métodos de estimativa de desempenho de compressores centrífugos, descritos a seguir: Método das Relações de Semelhança, após ter sido otimizado por Sandberg (2016), Método Simplificado de K. Lüdtke (2004), com correções propostas por Busaid e Pilidis (2015), bem como, pelo próprio Lüdtke(2004) e finalmente o Método dos Expoentes Politrópicos (*N-Method*), descrito por Gresh (2001), publicado novamente por Gresh em 2018, mas baseado em uma publicação do fabricante Elliott de 1995.

Serão discutidos na presente dissertação seis casos de compressores centrífugos, instalados na Petrobras e descritos a seguir:

- a) Caso 1: gás carbônico (CO_2), para planta de fertilizantes;
- b) Caso 2: ar de processo, para planta de fertilizantes;
- c) Caso 3: gás de reciclo, no caso hidrogênio (H_2), para refinaria;
- d) Caso 4: síntese de amônia (NH_3) para planta de fertilizantes;
- e) Caso 5: gás de reciclo, no caso hidrogênio (H_2), para refinaria;
- f) Caso 6: refrigeração de amônia (NH_3) para planta de fertilizantes

3.1 Critérios de Avaliação dos Métodos

A avaliação adotada consiste em estimar através dos cálculos de desempenho, já apresentados, os parâmetros principais dos compressores mencionados, partindo de dados iniciais informados na folha de dados de processo de cada compressor, no caso, completadas pelos fabricantes. Os resultados destes cálculos foram comparados com estes dados desempenho, previstos pelos fabricantes, antes das máquinas serem testadas em bancada. Tais dados foram levantados pelo autor, antes da implantação destes compressores em unidades da Petrobras.

Como todas as máquinas foram testadas segundo o código ASME PTC10 (1997) e API 617-7ªed., parágrafo 4.3.3.1.2, as folhas de dados, completadas pelos fabricantes ficam validadas e podem servir de base para comparação. Como critério de comparação e levando-se em conta tratar-se de uma estimativa, três parâmetros de erro foram assumidos como limite de aceitabilidade dos

métodos. Os parâmetros são:

- a) Erro relativo no Trabalho Politrópico $H_P = \pm 2,5\%$;
- b) Erro absoluto na Eficiência Politrópica $\eta_p = \pm 3,0\%$;
- c) Erro relativo na Potência Absorvida no Eixo: $P_k = \pm 6,0\%$.

Ao adotar estes desvios, como aceitáveis na avaliação dos métodos de estimativa, levou-se em consideração margens adotadas pelo código API-617-7ªed, além das seguintes considerações:

- a) O erro relativo no Trabalho Politrópico (H_P) é devido basicamente às incertezas nos cálculos de (k_m), (Z_m) e (η_p), como será visto na seção 4. Mas outras fontes de desvio podem também ter influência no erro de estimativa do Trabalho Politrópico, dentre as quais, a mais importante é a adoção do modelo de gás perfeito para o cálculo do expoente politrópico (n);
- b) O erro absoluto na Eficiência Politrópica (η_p), justifica-se em função do método adotado pelo fornecedor, para a estimativa de sua eficiência, este método é mais preciso do que os adotados na dissertação. Isto porque o fornecedor leva em conta fatores, que dependem da geometria interna de seu compressor e não só das curvas de Coeficiente de Fluxo (ϕ), versus Eficiência Politrópica (η_p).
- c) Com relação ao último parâmetro, que é a potência absorvida no eixo do compressor, o valor estimado do erro em 6,0% em parte é devido às incertezas no cálculo do Trabalho Politrópico (H_P), bem como, incertezas no cálculo Eficiência Politrópica (η_p). Isto será também discutido na seção 4. Outra fonte de desvios reside no desconhecimento das margens adotadas pelos fabricantes, levando-se em conta perdas pelos labirintos, perdas no tambor de balanceamento e perdas nos mancais. É importante considerar a magnitude do desvio aceitável na potência absorvida no eixo do compressor, quando comparada à potência medida no teste de bancada. Chega-se à conclusão que o desvio de 6,0% na estimativa é aceitável, pois, a exigência do código API-617-7ªed, estipula um desvio

máximo de 4,0% entre o valor da eficiência politrópica, prevista pelo fornecedor, na sua folha de dados inicial e o valor final do teste em bancada.

3.2 Estudo de sensibilidade e incertezas

Completando a análise dos resultados da seção anterior, é oportuno pesquisar a influência de certas variáveis nos valores estimados do trabalho politrópico (H_p) e na potência absorvida no eixo do compressor (P_k).

Três são as variáveis mais significativas na estimativa dos parâmetros acima :o expoente isoentrópico médio k_m , o fator de compressibilidade médio Z_m e finalmente a eficiência politrópica η_p . Como cada variável está sujeita a desvios na sua estimativa, um estudo de propagação destes desvios torna-se necessário. Para isto adotou-se o método sugerido pelo aplicativo *EES* (*Engineering Equation Solver*), que se fundamenta nas seguintes equações da teoria dos erros (Klein ,1998):

$$Q = Q(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (62)$$

Onde: Q é o parâmetro a ser estudado; $x_1, x_2, \dots, x_N$ são as variáveis sujeitas a desvios ou incertezas.

A incerteza no parâmetro Q , devido a um possível desvio da variável x_i , pode ser expressa por:

$$u_{Q,x_i} = \frac{\partial Q}{\partial x_i} \quad (63)$$

Finalmente a incerteza ou desvio total de Q , devido às incertezas nas suas variáveis x_i , pode ser expressa por:

$$u_Q = \sqrt{u_{Q,x_1}^2 + u_{Q,x_2}^2 + \dots + u_{Q,x_N}^2} \quad (64)$$

3.2.1 Incerteza no Trabalho Politrópico (H_p)

O objetivo deste cálculo foi avaliar a influência dos desvios nas variáveis k_m , Z_m e η_p no percentual dos erros das estimativas dos resultados da seção 4. O estudo foi de caráter geral e todos os casos foram avaliados. Todos os casos apresentaram desvios nas variáveis k_m , Z_m e η_p , quando comparados aos valores calculados pelo fornecedor. O valor da incerteza, resultante destes desvios, no trabalho politrópico, também foi apresentado caso a caso.

Os cálculos das incertezas no trabalho politrópico basearam-se nas equações (11), (63) e (64).

3.2.2 Incerteza na potência absorvida no eixo do compressor (P_k)

As mesmas considerações iniciais da seção 3.2.1 valem para este cálculo pois os desvios e as variáveis envolvidas são as mesmas, só a equação para o cálculo de (P_k) que muda.

Considerando-se as Equações (11) e (18), bem como, as equações (63) e (64), obtêm-se a incerteza na potência absorvida no eixo do compressor.

3.3 Condições iniciais do gás

O primeiro passo de todos os métodos diz respeito às condições iniciais do gás para pré-dimensionamento do compressor, farão parte dos dados de entrada de cada método, devendo abranger:

- a) Tipo de gás e massa molecular (kg/kmol);
- b) Temperatura absoluta de sucção (K);
- c) Valor médio do expoente isoentrópico;
- d) Valor médio do fator de compressibilidade do gás;
- e) Pressão de sucção (bar(a));
- f) Pressão de descarga (bar(a));
- g) Vazão mássica do gás (kg/s)

Para determinação dos itens (c) e (d), acima, bem como, conversão de

vazão mássica, item (g) acima, para vazão volumétrica no bocal de entrada do compressor, ver métodos abaixo:

3.3.1 Métodos para determinação de $\dot{V}_s$, k_m e Z_m

A seguir descrevem-se os métodos para obtenção de vazão de sucção, expoente isoentrópico médio e fator de compressibilidade médio baseados nas equações de gases perfeitos, mas corrigindo para gás real pelo fator Z.

3.3.1.1 Método para determinação do volume de sucção $\dot{V}_s$

O volume de sucção, para os três métodos de estimativa foi calculado de acordo com a seguinte equação aproximada:

$$\dot{V}_s = \frac{\dot{m} Z_s R_g T_s}{100 P_s} \quad (65)$$

Onde: $\dot{V}_s$ é a vazão de sucção expressa em m³/s; $\dot{m}$ é o fluxo em massa expresso em kg/s; Z_s é o fator de compressibilidade de sucção do gás; R_g é a constante do gás, expressa em kJ/kg K; T_s é a temperatura nas condições de sucção do gás, expressa em graus Kelvin e P_s é a pressão absoluta de sucção do gás, em bar (a). A constante do gás é calculada por:

$$R_g = \frac{R}{MW} \quad (66)$$

Onde: R=8,31446 é a constante universal dos gases, expressa em kJ/kmol.K; MW é a massa molecular do gás, expressa em kg/kmol.

Um cálculo mais exato de $\dot{V}_s$, dependendo da natureza do gás, poderia ser desenvolvido empregando-se as seguintes equações de estado:

- a) BWRS: Benedict-Webb-Rubin-Starling;
- b) RKS: Redlich-Kwong-Soave;
- c) LKP: Lee-Kesler-Plöcker.

Mas para as estimativas em questão, a equação (65), que é o modelo do gás perfeito, modificado pelo fator de compressibilidade, fornece precisão satisfatória.

3.3.1.2 Método para determinação do expoente isoentrópico médio k_m

Como já foi visto para se estimar o trabalho politrópico do gás real (H_p) ou de um gás perfeito (y_p), é necessário calcular Eq. (67), considerando-se $k = k_m$ e:

$$k_m = \frac{k_s + k_d}{2} \quad (67)$$

Sendo: k_s o expoente isoentrópico do gás nas condições de sucção e k_d expoente isoentrópico do gás nas condições de descarga.

De uma maneira geral, os expoentes acima podem ser estimados através das seguintes relações, Babcock-Borsig (1994):

$$k_s = \frac{\sum r_i M_{cpi}}{\sum r_i M_{cpi} - 8,31446} \text{ (na temperatura de sucção)} \quad (68)$$

$$k_d = \frac{\sum r_i M_{cpi}}{\sum r_i M_{cpi} - 8,31446} \text{ (na temperatura de descarga)} \quad (69)$$

Onde: M_{cpi} é o calor específico molar de cada gás, componente da mistura, à pressão constante, nas temperaturas de sucção ou descarga.

Porém, as equações (68) e (69) apresentam desvios nos cálculos de k_s e k_d para misturas de gases com pressões acima de 20 bar(a), sendo assim adotou-se equações baseadas nas frações molares de cada componente, para cálculo de k_s e k_d , que leva em conta também a pressão do gás, apresentando resultados mais precisos no cálculo do trabalho politrópico. As equações estão explicitadas abaixo:

$$k_s(P_s, T_s) = r_{x1}k_{x1s} + r_{x2}k_{x2s} + r_{x3}k_{x3s} + r_{x4}k_{x4s} + \dots + r_{xn}k_{xns} \quad (70)$$

$$k_d(P_d, T_d) = r_{x1}k_{x1d} + r_{x2}k_{x2d} + r_{x3}k_{x3d} + r_{x4}k_{x4d} + \dots + r_{xn}k_{xnd} \quad (71)$$

Onde: $r_{x1}, r_{x2}, r_{x3}, \dots, r_{xn}$ são as frações molares dos diversos componentes da mistura; $k_{x1s}, k_{x2s}, k_{x3s}$ são os coeficientes isoentrópicos dos diversos gases, porém calculados como gás real nas condições de pressão e temperatura de sucção; $k_{x1d}, k_{x2d}, k_{x3d}$ são os coeficientes isoentrópicos dos diversos gases, porém calculados como gás real nas condições de pressão e temperatura de descarga.

A temperatura de descarga foi estimada através da Equação (14) do texto.

Para o cálculo dos diversos expoentes isoentrópicos nas condições de sucção e descarga, utilizou-se o aplicativo *EES*, na seção de propriedades termodinâmicas das substâncias, como gás real.

3.3.1.3 Método para determinação do coeficiente de compressibilidade médio Z_m .

Como já foi visto para se estimar o trabalho politrópico do gás real (H_p), é necessário também determinar o coeficiente de compressibilidade médio Z_m da mistura de gases.

Sendo:

$$Z_m = \frac{Z_s + Z_d}{2} \quad (72)$$

Onde: Z_s coeficiente de compressibilidade do gás nas condições de sucção e Z_d coeficiente de compressibilidade do gás nas condições de descarga.

A determinação de Z_s e Z_d pode ser estimada aproximadamente através dos diagramas generalizados de Nelson-Obert. Para tanto é necessário calcular as temperaturas e pressões reduzidas do gás, segundo as equações abaixo:

Condição de sucção:

$$P_{rs} = \frac{P_s}{P_c} \quad (73)$$

$$T_{rs} = \frac{T_s}{T_c} \quad (74)$$

Com P_{rs} e T_{rs} , determina-se Z_s .

Condição de descarga:

$$P_{rd} = \frac{P_d}{P_c} \quad (75)$$

$$T_{rd} = \frac{T_d}{T_c} \quad (76)$$

Com P_{rd} e T_{rd} , determina-se Z_d .

No caso de misturas de gases, que constituem os seis casos em análise, pode-se expressar P_c e T_c , através das seguintes equações:

$$P_c = r_{x1}P_{cx1} + r_{x2}P_{cx2} + r_{x3}P_{cx3} + r_{x4}P_{cx4} + \dots + r_{xn}P_{cxn} \quad (77)$$

$$T_c = r_{x1}T_{cx1} + r_{x2}T_{cx2} + r_{x3}T_{cx3} + r_{x4}T_{cx4} + \dots + r_{xn}T_{cxn} \quad (78)$$

Para o cálculo das temperaturas e pressões críticas dos diversos componentes na mistura, utilizou-se o aplicativo *EES*, na seção de propriedades termodinâmicas das substâncias, como gás real.

3.4 Método de Sandberg

A seguir descreve-se as etapas de cálculo que o método de Sandberg requer.

3.4.1 Dados de Entrada do Gás

Os dados de entrada para o Método de Sandberg baseiam-se nas condições iniciais do gás, mencionadas na seção 3.3, porém modificadas segundo cálculos da seção 3.3.1, originando a seguinte tabela:

Tabela 3 – Dados de entrada do método de Sandberg

Parâmetros	Equação Número
Massa molecular (kg/kmol) da mistura	Dado inicial informado
Temperatura absoluta de sucção (K) da mistura	Dado inicial informado
Valor médio do expoente isoentrópico	(67), (70), (71)
Valor médio do fator de compressibilidade do gás	(72), (73), (74), (75), (76), (77), (78)
Pressão de sucção (bar(a))	Dado inicial informado
Vazão mássica do gás (kg/s)	Dado inicial informado
Vazão do gás (m ³ /s)	(65), (66), (73), (74), (77), (78)

Fonte: Elaborado pelo autor

3.4.2 Fluxograma Lógico do Método de Sandberg

Na Fig. 20, está mostrado o Fluxograma Lógico do Método de Sandberg, descrevendo a sequência de cálculo, que o Método de Sandberg (2016) utiliza, para estimar um compressor centrífugo multiestágio. No fluxograma estão indicados o número da equação ou seção, bem como, o gráfico que foram utilizados ao longo dos passos de cálculo. O primeiro passo diz respeito aos Dados de Entrada do gás para pré-dimensionamento do compressor, conforme mencionado na seção 3.4.1.

Para uma estimativa inicial do coeficiente de fluxo, poder-se-á adotar o mesmo procedimento do método de Lüdtke, descrito na seção 3.5.2, onde é possível estimar uma velocidade periférica, diâmetro do impelidor e rotação da máquina. A figura 15 poderá ser usada para uma determinação inicial de alguns destes parâmetros.

No Apêndice C.2, encontra-se um exemplo do método de Sandberg.

Figura 20 – Fluxograma lógico do Método de Sandberg

Fonte: Elaborado pelo autor

3.5 Método aproximado corrigido de Lüdtke

A seguir descreve-se as etapas de cálculo que o método aproximado e corrigido de Lüdtke requer.

3.5.1 Dados de Entrada do Gás

Os dados de entrada para o Método de Lüdtke baseiam-se nas condições iniciais do gás, mencionadas na seção 3.3, porém modificadas segundo cálculos da seção 3.3.1, originando a seguinte tabela:

Tabela 4 – Dados de entrada do método de Sandberg

Parâmetros	Equação Número
Massa molecular (kg/kmol) da mistura	Dado inicial informado
Temperatura absoluta de sucção (K) da mistura	Dado inicial informado
Valor médio do expoente isoentrópico	(67), (70), (71)
Valor médio do fator de compressibilidade do gás	(72), (73), (74), (75), (76), (77), (78)
Pressão de sucção (bar(a))	Dado inicial informado
Vazão mássica do gás (kg/s)	Dado inicial informado
Vazão do gás (m ³ /s)	(65), (66), (73), (74), (77), (78)

Fonte: Elaborado pelo autor

3.5.2 Fluxograma do Método Aproximado de Lüdtke com Correções

Na Fig. 21, está mostrada a sequência de cálculo que o Método Aproximado de Lüdtke (2004), com correções propostas por Al-Busaidi e Pilidis (2016) e pelo próprio Lüdtke (2004), utiliza para estimar um compressor centrífugo multiestágio, com a indicação do número da equação, número da seção, bem como, do gráfico a ser utilizado ao longo dos passos de cálculo. Novamente, o primeiro passo diz respeito aos Dados de Entrada para pré-dimensionamento, mencionados na seção 3.5.1. O segundo passo diz respeito

à velocidade periférica adotada, para início. O fabricante Borsig (1994) ,sugere as seguintes faixas para velocidades periféricas: para misturas de gases não corrosivos, a velocidade periférica deverá ser menor do que 310m/s ,para gases corrosivos menor do que 270 m/s e para gases, cuja temperatura é menor do que -50°C , a velocidade periférica não deverá exceder 250m/s. Além deste critério, para melhor aproveitamento do trabalho politrópico total (H_p),o trabalho politrópico por estágio deverá ter seu valor entre 30 e 40kJ/kg, tendo-se o coeficiente de trabalho politrópico por estágio, pode-se estimar uma velocidade periférica inicial, notar que o método é iterativo. Ainda segundo Borsig(1994), o valor máximo para o Número de Mach, M_u (Eq.40); para cálculos conservativos é de 0,85; para cálculos normais de compressores multiestágios não ultrapassar 1,00 e para cálculos de compressores com um ou dois estágios, pode-se adotar 1,2 ,como máximo.

No Apêndice C.1, encontra-se um exemplo resolvido, utilizando o Método Aproximado de Lüdtke com Correções, para um caso real de compressor.

3.5.3 Polinômios de Interpolação, para a Curva de Eficiência Politrópica

Para facilitar os cálculos de programação, neste trabalho, foram obtidos os seguintes polinômios de interpolação, para a curva de coeficiente de fluxo versus eficiência politrópica da Figura 16. As equações de interpolação foram calculadas por faixas de coeficientes de fluxo, Equações (79), (80) e (81).

Para a faixa $0,01 \leq \varphi \leq 0,06$:

$$\eta_{pb} = 10833300\varphi^5 - 2029170\varphi^4 + 145833\varphi^3 - 5052,08\varphi^2 + 87,5583\varphi + 0,137 \quad (79)$$

Para a faixa $0,07 \leq \varphi \leq 0,11$:

$$\eta_{pb} = -25000\varphi^4 + 9333,33\varphi^3 - 1312,5\varphi^2 + 82,0167\varphi - 1,079 \quad (80)$$

Para a faixa $0,115 \leq \varphi \leq 0,15$:

$$\eta_{pb} = -3047,62\varphi^4 + 1379,05\varphi^3 - 240,495\varphi^2 + 19,1341\varphi + 0,2396 \quad (81)$$

Figura 21 – Fluxograma do Método Aproximado de Lüdtke com Correções

Fonte: Elaborado pelo autor

3.6 Método dos Expoentes Politrópicos (*N-Method*)

A seguir descreve-se as etapas de cálculo que o Método dos Expoentes Politrópicos requer.

3.6.1 Dados de Entrada do Gás

Os dados de entrada para o Método dos Expoentes Politrópicos baseiam-se nas condições iniciais do gás, mencionadas na seção 3.3, porém modificadas segundo cálculos da seção 3.3.1, originando a Tab. 5, com a Eq.82, descrita na seção 3.6.3:

Tabela 5 – Dados de entrada do método de Sandberg

Parâmetros	Equação Número
Massa molecular (kg/kmol) da mistura	Dado inicial informado
Temperatura absoluta de sucção (K) da mistura	Dado inicial informado
Valor médio do expoente isoentrópico	(67), (70), (71)
Valor médio do fator de compressibilidade do gás	(72), (73), (74), (75), (76), (77), (78)
Pressão de sucção (bar(a))	Dado inicial informado
Vazão mássica do gás (kg/s)	Dado inicial informado
Vazão do gás (m³/s)	(65), (66), (73), (74), (77), (78)
Vazão horária do gás (m³/h)	(82)

Fonte: Elaborado pelo autor

A Eq. 82 será descrita na seção 3.6.3.

3.6.2 Fluxograma Lógico do Método dos Expoentes Politrópicos

Na Fig. 22, abaixo, está mostrada a sequência de cálculo que o Método dos Expoentes Politrópicos (*N-Method*), citado por Gresh (2001) e (2018), utiliza para estimar um compressor centrífugo multiestágio, com a indicação do número

da equação, número da seção, bem como, das tabelas utilizadas ao longo dos passos de cálculo.

Figura 22 – Fluxograma Lógico do Método dos Expoentes Politrópicos (*N-Method*)

Fonte: Elaborado pelo Autor

Conforme já mencionado anteriormente, o primeiro passo diz respeito aos Dados de Entrada para pré-dimensionamento, mencionados na seção 3.6.1.

Ao assumir uma rotação de trabalho, é desejável que a mesma seja menor

do que a rotação nominal da tabela, contudo dependendo do número de estágios resultante, este valor pode exceder a rotação nominal em 1 ou 2%, isto está coberto inclusive no código API-617-7ed.

Outro fator importante, que deverá ser verificado, é o número máximo de estágios por frame, indicado na Tab.2.

No Apêndice C.3, encontra-se um exemplo resolvido, utilizando o Método dos Expoentes Politrópicos (*N-Method*) para um caso real de compressor.

3.6.3 Verificação do Valor Limite da razão Vazão e Rotação

Neste método, é necessária a verificação do valor limite da razão Vazão e Rotação, cujos valores estão listados na última coluna da Tab. 2.

Expressando a vazão de gás em termos de m³/h, tem-se:

$$\dot{Q}_a = 3600 \dot{V}_s \quad (82)$$

$$\frac{Q_a}{N} < Lim \quad (83)$$

Onde $\dot{Q}_a$, vazão horária de gás na sucção do compressor e "*Lim*" é um valor limite, listado na última coluna da Tab. 2.

4 RESULTADOS E ANÁLISE

Os dados de entrada do gás para os seis casos são mostrados em tabelas no parágrafo inicial de cada caso, todas as variáveis de entrada foram obtidas da folha de dados do fornecedor, com exceção do Expoente Isoentrópico médio (k_m) e do Fator de Compressibilidade médio (Z_m), que foram calculados na dissertação. A seguir são apresentados, para cada caso, resultados das estimativas de desempenho de cada compressor e resultados das incertezas no trabalho politrópico e potência cedida ao eixo. Estas incertezas são resultantes dos desvios no expoente isoentrópico médio do gás, desvios do fator de compressibilidade, bem como, da eficiência politrópica calculados para cada caso, quando comparados aos mesmos parâmetros, informados pelo fornecedor, na sua folha de dados.

4.1 Caso 1

O objetivo do Caso 1 foi prever o desempenho de um Compressor de gás carbônico (CO_2), destinado à uma planta de fertilizantes da Petrobras. Os cálculos referem-se à seção 1 de compressão, funcionando nas condições normais de operação da planta. Para este caso, os dados de entrada do gás estão na Tab. 6.

Tabela 6 – Dados de Entrada do gás para o Caso 1

Variável	Caso 1
Vazão mássica ($\dot{m}$) [kg/h]	115881
Peso molecular (MW) [kg/kmol]	42,13
Coeficiente isoentrópico médio (k_m) [-]	1,267
Fator de compres. médio (Z_m) [-]	0,994
Pressão de sucção (P_s) [bar(a)]	1,471
Pressão de descarga (P_d) [bar(a)]	4,677
Temperatura de sucção (T_s) [K]	313

Fonte: Elaborado pelo autor

Todos os resultados do cálculo de desempenho do Caso1, figuram na Tab. 7, a seguir:

Tabela 7 – Resultados das estimativas de desempenho para o Caso 1

Parâmetros do compressor	Método			Dados do fornecedor
	Sandberg	Aprox. Lüdtke Corrigido	Expoentes Politrópicos	
Vazão sucção (m ³ /s)	13,440	13,440	13,440	13,438
Trab.Politrópico (kJ/kg)	82,583	82,617	82,727	82,870
Desvio Relativo (%)	-0,35	-0,31	-0,17	–
Coeficiente de fluxo (1º impelidor)	0,115	0,115	0,140	0,113
Efic. Politrópica (%)	83	82,8	82,0	82,7
Desvio Absoluto (%)	0,3	0,1	-0,7	–
Nº de estágios	2	2	3	2
Diâmetro médio (mm)	720	725	726	725
Rotação (rpm)	7470	7425	6075	7462
Potência eixo (BkW)	3365	3373	3367	3251
Desvio Relativo (%)	3,5	3,8	3,6	–

Fonte: Elaborado pelo autor

Após uma análise dos resultados da Tabela 7, é possível concluir que os dois métodos mais recentes, Lüdtke Corrigido e Sandberg são tecnicamente aceitáveis, pois apresentaram desvios de resultados dentro do critério das margens previstas na seção 3.1. Já o Método dos Expoentes Politrópicos requer um estágio a mais na seção de compressão, aumentando o comprimento da máquina, mas mesmo assim, pode ser considerado tecnicamente aceitável, pelos mesmos motivos anteriores. Sob o ponto de vista da rotodinâmica, o método dos coeficientes politrópicos também é aceitável pois só excedeu em 1,25% a rotação nominal do Frame D (ver Tab. 2), o que está dentro das margens previstas pelo código API-617-7ed.

Todas as incertezas do caso 1, figuram na Tab. 8, abaixo:

Analisando os resultados da Tab.8, quanto às incertezas no trabalho politrópico, para os três métodos, conclui-se que o desvio no expoente isoentrópico (k_m) apresentou a maior influência nesta incerteza.

Por sua vez, quanto às incertezas na potência cedida no eixo para os métodos de Sandberg e Lüdtke, o desvio no expoente isoentrópico (k_m) foi também o que

apresentou maior influência. Já para o método dos expoentes politrópicos, o desvio na eficiência (η_p) foi o parâmetro mais influente na incerteza da potência cedida ao eixo.

Tabela 8 – Resultados das incertezas no trabalho politrópico e potência Caso 1

Variável		H _p	Incerteza H _p	k _m (%)	Z _m (%)	η _p (%)
TRABALHO POLITRÓPICO	Sandberg	82,553	±0,455	Desv. rel: -0,94	Desv. rel: +0,05	Desv. rel: +0,363
				Influência: 98,15	Influência: 0,83	Influência: 1,02
	Lüdtke	82,584	±0,455	Desv. rel: -0,94	Desv. rel: +0,05	Desv. rel: +0,121
				Influência: 99,05	Influência: 0,84	Influência: 0,11
	Gresh	82,708	±0,473	Desv. rel: -0,94	Desv. rel: +0,05	Desv. rel: -0,846
				Influência: 93,79	Influência: 0,78	Influência: 5,43
Variável		P _k	Incerteza P _k	k _m (%)	Z _m (%)	η _p (%)
POTÊNCIA NO EIXO	Sandberg	3364	±22,29	Influência: 62,84	Influência: 0,53	Influência: 36,63
	Lüdtke	3371	±18,4	Influência: 93,18	Influência: 0,79	Influência: 6,03
	Gresh	3366	±37,14	Influência: 23,87	Influência: 0,2	Influência: 75,93

Fonte: Elaborado pelo autor

4.2 Caso 2

O objetivo do Caso 2 foi prever o desempenho de um Compressor de ar de processo, destinado à mesma planta de fertilizantes do caso 1. Os cálculos referem-se à seção 2 de compressão, também operando nas condições normais. Para este caso, os dados de entrada do gás estão na Tab. 9.

Tabela 9 – Dados de Entrada do gás para o Caso 2

Variável	Caso 2
Vazão mássica ($\dot{m}$) [kg/h]	164660
Peso molecular (MW) [kg/kmol]	28,7
Coeficiente isoentrópico médio (k_m) [-]	1,4015
Fator de compres. médio (Z_m) [-]	0,9975
Pressão de sucção (P_s) [bar(a)]	2,667
Pressão de descarga (P_d) [bar(a)]	8,069
Temperatura de sucção (T_s) [K]	313

Fonte: Elaborado pelo autor

Todos os resultados do cálculo de desempenho do Caso 2, figuram na Tab. 10, a seguir:

Tabela 10 – Resultados das estimativas de desempenho para o Caso 2

Parâmetros do compressor	Método			Dados do fornecedor
	Sandberg	Aprox. Lüdtke Corrigido	Expoentes Politrópicos	
Vazão sucção (m^3/s)	15,396	15,396	15,396	15,56
Trab.Politrópico (kJ/kg)	121,367	121,351	121,954	121,41
Desvio Relativo (%)	-0,04	-0,05	0,45	–
Coeficiente de fluxo (1º impelidor)	0,081	0,0835	0,097	0,082
Efic. Politrópica (%)	85	85,0	83,0	85,4
Desvio Absoluto (%)	-0,4	-0,4	-2,4	–
Nº de estágios	4	4	4	4
Diâmetro médio (mm)	996	995	913	1000
Rotação (rpm)	4633	4558	5050	4595
Potência eixo (BkW)	6693	6684	6902	6500
Desvio Relativo (%)	3,0	2,8	6,2	–

Fonte: Elaborado pelo autor

Após uma análise dos resultados da Tabela 10, é possível concluir que os dois métodos mais recentes, Lüdtke Corrigido e Sandberg são tecnicamente aceitáveis,

pois apresentaram desvios de resultados dentro do critério das margens previstas na seção 3.1. Já o Método dos Expoentes Politrópicos apresenta uma eficiência politrópica 2,4% menor que a prevista pelo fornecedor e um desvio de potência absorvida no eixo de 6,2%. Portanto, não é tecnicamente aceitável. Sob o ponto de vista da rotodinâmica, o método dos coeficientes politrópicos é aceitável pois só excedeu em 1% a rotação nominal do Frame E (ver Tab. 2), o que está dentro das margens previstas pelo código API-617-7ed. Mas, esta consideração, embora necessária, não valida o método.

Todas as incertezas do caso 2, figuram na Tab. 11, abaixo:

Tabela 11 – Resultados das incertezas no trabalho politrópico e potência Caso 2

Variável		H _p	Incerteza H _p	k _m (%)	Z _m (%)	η _p (%)
TRABALHO POLITRÓPICO	Sandberg	121,37	±0,357	Desv. rel: +0,25	Desv. rel: - 0,25	Desv. rel: -0,468
				Influência: 17,52	Influência: 72,45	Influência: 10,03
	Lüdtke	121,37	±0,357	Desv. rel: +0,25	Desv. rel: - -0,25	Desv. rel: -0,468
				Influência: 17,52	Influência: 72,45	Influência: 10,03
	Gresh	121,96	±0,794	Desv. rel: +0,25	Desv. rel: - -0,25	Desv. rel: -2,81
				Influência: 3,77	Influência: 14,81	Influência: 81,42
Variável		P _k	Incerteza P _k	k _m (%)	Z _m (%)	η _p (%)
POTÊNCIA NO EIXO	Sandberg	6693	±41,51	Influência: 3,84	Influência: 15,86	Influência: 80,3
	Lüdtke	6690	±41,51	Influência: 3,84	Influência: 15,86	Influência: 80,3
	Gresh	6902	±237	Influência: 0,13	Influência: 0,52	Influência: 99,35

Fonte: Elaborado pelo autor

Analisando os resultados da Tab. 11, quanto às incertezas no trabalho politrópico, para os três métodos, conclui-se que o desvio no fator de compressibilidade (Z_m) apresentou a maior influência nos métodos de Lüdtke e Sandberg, enquanto que o desvio na eficiência politrópica (η_p) foi o fator mais influente no método dos expoentes politróticos.

Por sua vez, quanto às incertezas na potência cedida no eixo, para os três métodos, conclui-se que o desvio na eficiência politrópica (η_p) foi o fator mais influente para todos os métodos.

4.3 Caso 3

O objetivo do Caso 3 foi prever o desempenho de um Compressor de gás de reciclo, no caso o hidrogênio (H_2), destinado a uma planta de HDT de diesel para a uma refinaria da Petrobras. Este caso foi objeto de uma análise técnica, cujo tópico mais importante foi o valor da eficiência politrópica apresentada pelos proponentes. Os cálculos referem-se à condição escolhida para o ponto de projeto da máquina. O compressor possui apenas uma seção de compressão, composta por 6 estágios ou impelidores. Para este caso, os dados de entrada do gás estão na Tab. 12.

Tabela 12 – Dados de Entrada do gás para o Caso 3

Variável	Caso 3
Vazão mássica (m) [kg/h]	66383
Peso molecular (MW) [kg/kmol]	2,53
Coeficiente isoentrópico médio (k_m) [-]	1,505
Fator de compres. médio (Z_m) [-]	1,085
Pressão de sucção (P_s) [bar(a)]	110,06
Pressão de descarga (P_d) [bar(a)]	130,45
Temperatura de sucção (T_s) [K]	331

Fonte: Elaborado pelo autor

Todos os resultados do cálculo de desempenho do Caso 3 figuram na Tab. 13, a seguir:

Tabela 13 – Resultados das estimativas de desempenho para o Caso 3

Parâmetros do compressor	Método			Dados do fornecedor
	Sandberg	Aprox. Lüdtké Corrigido	Coefficientes Politrópicos	
Vazão sucção (m ³ /s)	1,987	1,987	1,987	1,956
Trab.Politrópico (kJ/kg)	207,566	207,466	207,921	205,5
Desvio Relativo (%)	1,0	1,0	1,2	–
Coeficiente de fluxo (1º impelidor)	0,065	0,063	0,064	0,06
Efic. Politrópica (%)	84,0	85,2	80,0	86,8
Desvio Absoluto (%)	-2,8	-1,6	-6,8	–
Nº de estágios	6	6	7	6
Diâmetro médio (mm)	388	397	403	390
Rotação (rpm)	12546	12295	11500	12502
Potência eixo (BkW)	4727	4657	4965	4433
Desvio Relativo (%)	6,6	5,1	12,0	–

Fonte: Elaborado pelo autor

Analisando os resultados da Tab. 13, é possível concluir que apenas o Método de Lüdtké corrigido é tecnicamente aceitável, segundo os critérios da seção 3.1. O Método de Sandberg não é tecnicamente aceitável, pois apresenta uma potência absorvida no eixo maior do que a do fornecedor em 6,6%. Já o Método dos Expoentes Politrópicos apresenta uma eficiência politrópica muito inferior, cerca de 6,8% menor do que a prevista em valor absoluto, acarretando um desvio de 12% para mais na potência absorvida no eixo do compressor. Além disso, necessita um estágio a mais, aumentando o comprimento do compressor. Portanto em termos de estimativa, este método mostra-se inadequado.

Todas as incertezas do caso 3, figuram na Tab. 14, abaixo:

Analisando os resultados da Tab. 14, quanto às incertezas no trabalho politrópico, para os três métodos, conclui-se que o desvio no fator de compressibilidade médio do gás (Z_m) foi o fator mais influente para todos os métodos.

Por sua vez, quanto à potência cedida no eixo para os três métodos, o desvio na eficiência politrópica (η_p) foi o fator de maior influência para todos os métodos.

Tabela 14 – Resultados das incertezas no trabalho politrópico e potência Caso 3

Variável		H _p	Incerteza H _p	k _m (%)	Z _m (%)	η _p (%)
TRABALHO POLITRÓPICO	Sandberg	207,57	±1,329	Desv. rel: -5,35	Desv. rel: - +0,93	Desv. rel: -3,22
				Influência: 17,5245	Influência: 51,8	Influência: 3,2
	Lüdtke	207,47	±1,305	Desv. rel: -5,35	Desv. rel: - +0,93	Desv. rel: -1,84
				Influência: 45,31	Influência: 53,67	Influência: 1,02
	Gresh	207,92	±1,485	Desv. rel: -5,35	Desv. rel: - +0,93	Desv. rel: -7,83
				Influência: 39,9	Influência: 41,61	Influência: 18,49
Variável		P _k	Incerteza P _k	k _m (%)	Z _m (%)	η _p (%)
POTÊNCIA NO EIXO	Sandberg	4727	±164,5	Influência: 1,5	Influência: 1,73	Influência: 96,77
	Lüdtke	4657	±94,35	Influência: 4,31	Influência: 5,1	Influência: 80,3
	Gresh	4965	±436,7	Influência: 0,26	Influência: 0,27	Influência: 99,47

Fonte: Elaborado pelo autor

4.4 Caso 4

O objetivo do Caso 4 foi prever o desempenho de um Compressor de gás de síntese de amônia, destinado à mesma planta de fertilizantes do Caso 1. Os cálculos referem-se à seção 1 de compressão, também operando nas condições normais. Para este caso, os dados de entrada do gás estão na Tab. 15.

Tabela 15 – Dados de Entrada do gás para o Caso 4

Variável	Caso 4
Vazão mássica ($\dot{m}$) [kg/h]	98754
Peso molecular (MW) [kg/kmol]	8,62
Coeficiente isoentrópico médio (k_m) [-]	1,4575
Fator de compres. médio (Z_m) [-]	1,0295
Pressão de sucção (P_s) [bar(a)]	31,96
Pressão de descarga (P_d) [bar(a)]	71,03
Temperatura de sucção (T_s) [K]	274,8

Fonte: Elaborado pelo autor

Todos os resultados do cálculo de desempenho do Caso 4 figuram na Tab.16, a seguir:

Tabela 16 – Resultados das estimativas de desempenho para o Caso 4

Parâmetros do compressor	Método			Dados do fornecedor
	Sandberg	Aprox. Lüdtké Corrigido	Coeficientes Politrópicos	
Vazão sucção (m^3/s)	2,318	2,318	2,318	2,305
Trab.Politrópico (kJ/kg)	254,905	254,272	255,935	249,2
Desvio Relativo (%)	2,29	2,0	2,7	–
Coeficiente de fluxo (1º impelidor)	0,053	0,053	0,061	0,051
Efic. politrópica (%)	82,0	83,3	80,0	83,8
Desvio Absoluto (%)	-1,8	-0,5	-3,8	–
Nº de estágios	7	7	9	7
Diâmetro médio (mm)	461	460	453	471,5
Rotação (rpm)	10862	10940	10000	10373
Potência eixo (BkW)	8827	8669	9076	8261
Desvio Relativo (%)	6,9	4,9	9,9	–

Fonte: Elaborado pelo autor

Após uma análise dos resultados, é possível concluir que o Método de Lüdtké Aproximado Corrigido cumpre com todos os critérios de desvios da seção 3.1,

apresentando melhores resultados do que o de Sandberg, pois os resultados do último apontam um desvio na potência absorvida no eixo de 6,9%. Portanto, devido a este critério, o método de Sandberg não é tecnicamente aceitável. Já o Método dos Expoentes Politrópicos apresenta uma eficiência politrópica 3,8% menor do que a prevista pelo fornecedor, em valores absolutos, como consequência um desvio de potência absorvida no eixo de 10%, para mais. O número de estágios calculado pelo método também é maior, acarretando um aumento no comprimento do compressor. Portanto, este método é também inadequado para esta estimativa.

Todas as incertezas do caso 4, figuram na Tab. 17, abaixo:

Tabela 17 – Resultados das incertezas no trabalho politrópico e potência Caso 4

Variável		H _p	Incerteza H _p	k _m (%)	Z _m (%)	η _p (%)
TRABALHO POLITRÓPICO	Sandberg	254,91	±3,19	Desv. rel: +2,68	Desv. rel: +0,783	Desv. rel: -2,15
				Influência: 53,51	Influência: 38,55	Influência: 7,94
	Lüdtke	254,27	±3,034	Desv. rel: +2,68	Desv. rel: +0,783	Desv. rel: -0,597
				Influência: 56,96	Influência: 42,41	Influência: 0,63
	Gresh	255,93	±3,709	Desv. rel: +2,68	Desv. rel: +0,783	Desv. rel: -4,53
				Influência: 42,02	Influência: 28,75	Influência: 29,23
Variável		P _k	Incerteza P _k	k _m (%)	Z _m (%)	η _p (%)
POTÊNCIA NO EIXO	Sandberg	8827	±247,4	Influência: 10,56	Influência: 7,61	Influência: 81,83
	Lüdtke	8668	±118,8	Influência: 42,73	Influência: 31,82	Influência: 25,45
	Gresh	9076	±512,5	Influência: 2,75	Influência: 1,87	Influência: 95,38

Fonte: Elaborado pelo autor

Analisando os resultados da Tab. 17, quanto às incertezas no trabalho politrópico, para os três métodos, conclui-se que o desvio no expoente (k_m) isoentrópico apresentou a maior influência para os três métodos.

Por sua vez, quanto às incertezas na potência cedida no eixo para os métodos de Lüdtke, o desvio no expoente isoentrópico (k_m) foi o que apresentou maior influência. Já para os métodos de Sandberg e dos Expoentes Politrópicos, foi o desvio na eficiência politrópica (η_p), o parâmetro mais influente.

4.5 Caso 5

O objetivo do Caso 5 é prever o desempenho de um Compressor de gás de reciclo (H_2), destinado à uma unidade de hidrotreatamento, pertencente à uma refinaria da Petrobras. Os cálculos referem-se à uma única seção de compressão, operando nas condições de projeto. Para este caso, os dados de entrada do gás estão na Tab. 18.

Tabela 18 – Dados de Entrada para o Caso 5

Variável	Caso 5
Vazão mássica ($\dot{m}$) [kg/h]	33660
Peso molecular (MW) [kg/kmol]	4,34
Coeficiente isoentrópico médio (k_m) [-]	1,421
Fator de compres. médio (Z_m) [-]	1,0135
Pressão de sucção (P_s) [bar(a)]	28,333
Pressão de descarga (P_d) [bar(a)]	47,255
Temperatura de sucção (T_s) [K]	321

Fonte: Elaborado pelo autor

Todos os resultados do cálculo de desempenho do Caso 5 figuram na Tab. 19, a seguir:

Tabela 19 – Resultados das estimativas de desempenho para o Caso 5

Parâmetros do compressor	Método			Dados do fornecedor
	Sandberg	Aprox. Lüdtke Corrigido	Coeficientes Politrópicos	
Vazão sucção (m ³ /s)	2,0497	2,0497	2,0497	2,0492
Trab.Politrópico (kJ/kg)	351,454	350,518	351,455	347,5
Desvio Relativo (%)	1,1	0,9	1,1	–
Coeficiente de fluxo (1º impelidor)	0,032	0,035	0,052	0,034
Efic. Politrópica (%)	79	81,2	79	80,9
Desvio Absoluto (%)	-1,9	0,3	-1,9	–
Nº de estágios	9	10	12	9
Diâmetro médio (mm)	550	535	456	540
Rotação (rpm)	9450	9326	10150	9360
Potência eixo (BkW)	4302	4175	4281	4102
Desvio Relativo (%)	4,9	1,8	4,4	–

Fonte: Elaborado pelo autor

Após uma análise dos resultados, é possível concluir que este compressor, equipado com apenas uma seção de compressão e tendo que desenvolver um trabalho politrópico da ordem de 350 kJ/kg, está próximo do limite do trabalho politrópico por estágio que é da ordem de 40 kJ/kg, como mencionado anteriormente. Empregando-se o método de Sandberg, com 9 estágios e considerando o trabalho politrópico calculado (351,454 kJ/kg), não se excedeu o limite, mencionado, atingiu-se uma eficiência politrópica de 79%, portanto, dentro da margem na seção 3.1. Na tentativa de aumentar o coeficiente de fluxo e, portanto, a eficiência politrópica, adotou-se para o Método Lüdtke 10 estágios, realmente, excedeu-se a eficiência politrópica do fabricante em 0,3%. Portanto, os dois métodos são aceitáveis, pois cumprem os demais critérios da estimativa. O Método dos Expoentes Politrópicos cumpre também com os critérios de desvios na estimativa, requerendo 12 estágios, que embora esteja no limite do Frame 25-MB, torna-se também aceitável.

Todas as incertezas do caso 5, figuram na Tab. 20, abaixo:

Tabela 20 – Resultados das incertezas no trabalho politrópico e potência Caso 5

Variável		H _p	Incerteza H _p	k _m (%)	Z _m (%)	η _p (%)
TRABALHO POLITRÓPICO	Sandberg	351,45	±3,307	Desv. rel: +4,03	Desv. rel: 0,0	Desv. rel: -2,35
				Influência: 93,6	Influência: 0	Influência: 6,4
	Lüdtke	350,51	±3,104	Desv. rel: +4,03	Desv. rel: 0,0	Desv. rel: +0,371
				Influência: 99,84	Influência: 0	Influência: 0,16
	Gresh	351,45	±3,307	Desv. rel: +4,03	Desv. rel: 0,0	Desv. rel: -2,35
				Influência: 93,6	Influência: 0	Influência: 6,4
Variável		P _k	Incerteza P _k	k _m (%)	Z _m (%)	η _p (%)
POTÊNCIA NO EIXO	Sandberg	4302	±118,6	Influência: 10,6	Influência: 0	Influência: 89,4
	Lüdtke	4174	±40,06	Influência: 82,68	Influência: 0	Influência: 17,32
	Gresh	4281	±118,6	Influência: 10,6	Influência: 0	Influência: 89,4

Fonte: Elaborado pelo autor

Analisando os resultados da Tab. 20, quanto às incertezas no trabalho politrópico, para os três métodos, conclui-se que o desvio no expoente isoentrópico (k_m) apresentou a maior influência nesta incerteza, para todos os métodos.

Por sua vez, quanto à incerteza na potência cedida no eixo para os métodos de Lüdtke, o desvio no expoente isoentrópico (k_m) foi o que apresentou maior influência, já para os métodos de Sandberg e dos Expoentes politrópicos foi o desvio na eficiência politrópica (η_p), o parâmetro mais influente.

4.6 Caso 6

O objetivo do Caso 6 é prever o desempenho de um compressor de amônia (NH_3), destinado à mesma planta da Petrobras. Os cálculos referem-se à seção 3 de

compressão, nas condições normais de operação (Tab. 21).

Tabela 21 – Dados de Entrada do gás para o Caso 6

Variável	Caso 6
Vazão mássica ($\dot{m}$) [kg/h]	72846
Peso molecular (MW) [kg/kmol]	17,03
Coeficiente isoentrópico médio (k_m) [-]	1,289
Fator de compres. médio (Z_m) [-]	0,961
Pressão de sucção (P_s) [bar(a)]	3,833
Pressão de descarga (P_d) [bar(a)]	8,029
Temperatura de sucção (T_s) [K]	286,3

Fonte: Elaborado pelo autor

Todos os resultados do cálculo de desempenho do Caso 6 figuram na Tab. 22:

Tabela 22 – Resultados das estimativas de *performance* o Caso 6

Parâmetros do compressor	Método			Dados do fornecedor
	Sandberg	Aprox. Lüdtke Corrigido	Coeficientes Politrópicos	
Vazão sucção (m^3/s)	7,084	7,084	7,084	7,073
Trab. Politrópico (kJ/kg)	109,788	109,594	110,20	109,87
Desvio Relativo (%)	-0,07	-0,25	0,3	–
Coeficiente de fluxo (1º impelidor)	0,082	0,0873	0,1211	0,0783
Efic. Politrópica (%)	84,0	85,5	81,0	85,4
Desvio Absoluto (%)	-1,4	0,1	-4,4	–
Nº de estágios	3	3	4	3
Diâmetro médio (mm)	641	630	566	630
Rotação (rpm)	7879	7891	7839	8792
Potência eixo (BkW)	2774	2723	2850	2624
Desvio Relativo (%)	5,7	3,8	8,6	–

Fonte: Elaborado pelo autor

Analisando os resultados é possível concluir que tanto o Método Lüdtke Corrigido quanto o de Sandberg apresentam estimativas que satisfazem todos os

critérios de desvio, tanto na eficiência politrópica, trabalho politrópico e potência no eixo. Já o Método dos Expoentes Politrópicos, apresenta uma diferença de eficiências de 4,4%, um desvio na potência absorvida no eixo de 8,6%, além disso, tem-se um estágio a mais. Mesmo levando-se em conta o diâmetro menor dos impelidores, o comprimento da máquina será maior quando se emprega este método. Assim, o Método dos Expoentes Politrópicos não satisfaz esta estimativa.

Todas as incertezas do caso 6, figuram na Tab. 23, abaixo:

Tabela 23 – Resultados das incertezas no trabalho politrópico e potência Caso 6

Variável		H _p	Incerteza H _p	k _m (%)	Z _m (%)	η _p (%)
TRABALHO POLITRÓPICO	Sandberg	109,80	±1,86	Desv. rel: -4,48	Desv. rel: +0,313	Desv. rel: -1,64
				Influência: 95,6	Influência: 3,4	Influência: 1,0
	Lüdtke	109,61	±1,815	Desv. rel: -4,48	Desv. rel: +0,313	Desv. rel: +0,117
				Influência: 96,44	Influência: 3,55	Influência: 0,01
	Gresh	110,22	±2,027	Desv. rel: -4,48	Desv. rel: +0,313	Desv. rel: -5,15
				Influência: 87,34	Influência: 2,86	Influência: 9,8
Variável		P _k	Incerteza P _k	k _m (%)	Z _m (%)	η _p (%)
POTÊNCIA NO EIXO	Sandberg	2774	±67,25	Influência: 44,13	Influência: 1,57	Influência: 54,3
	Lüdtke	2723	±43,94	Influência: 95,87	Influência: 3,53	Influência: 0,6
	Gresh	2850	±175,8	Influência: 7,54	Influência: 0,25	Influência: 92,21

Fonte: Elaborado pelo autor

Analizando os resultados da Tab. 23, quanto às incertezas no trabalho

politrópico, para os três métodos, conclui-se que o desvio no expoente isoentrópico (k_m) apresentou a maior influência nesta incerteza, para todos os métodos.

Por sua vez, quanto à incerteza na potência cedida no eixo para o método de Lüdtke, o expoente isoentrópico (k_m) foi também o que apresentou maior influência. Já para os métodos de Sandberg e dos Expoentes politrópicos foi o desvio na eficiência politrópica (η_p), o parâmetro mais influente.

4.7 Comparação de Todos os Casos

Serão apresentados a seguir gráficos comparativos dos seis casos, quanto à aceitabilidade dos métodos, bem como, quanto à influência dos parâmetros: expoente isoentrópico, coeficiente de compressibilidade e eficiência politrópica no trabalho politrópico e na potência cedida ao eixo do compressor.

4.7.1 Aceitabilidade dos Métodos

Resumindo o resultado do cálculo do trabalho politrópico para os seis casos e para cada método, tem-se os gráficos de barra da Fig. 23.

Figura 23 – Diagrama comparativo de barras do trabalho politrópico

Fonte: Elaborado pelo autor

Segundo figura acima pode-se perceber que os valores para cada método

estão próximos dos valores estimados pelo fornecedor.

O resultado do cálculo dos desvios relativos dos trabalhos politrópicos para os seis casos e para cada método estão mostrados nos gráficos de barra da Fig. 24.

Figura 24 – Diagrama de barras dos desvios no trabalho politrópico

Fonte: Elaborado pelo autor

Pode-se inferir do diagrama acima, que para o caso 4, o critério de aceitabilidade não foi cumprido para apenas o método dos Expoentes Politrópicos, pois ultrapassou a linha vermelha de corte.

O resultado do cálculo da eficiência politrópica para os seis casos e para cada método estão mostrados nos gráficos de barra da Fig. 25.

Figura 25 – Diagrama de barras da eficiência politrópica

Fonte: Elaborado pelo autor

Segundo figura acima pode-se perceber que os valores do método de Sandberg e método de Lüdtkke estão próximos dos valores estimados pelo fornecedor, quanto à eficiência politrópica, já os valores do método dos Expoentes Politrópicos apresentam desvios consideráveis, quando comparados aos estimados pelo fornecedor.

O resultado do cálculo do desvio da eficiência politrópica para os seis casos e para cada método estão mostrados nos gráficos de barra da Fig. 26.

Figura 26 – Diagrama dos desvios na eficiência politrópica

Fonte: Elaborado pelo autor

Segundo a figura acima, pode-se inferir que somente o método dos expoentes politrópicos ultrapassou o limite de aceitabilidade na eficiência politrópica. Casos 3, 4 e 6.

Na figura 27 abaixo, estão representados os desvios na potência cedida ao eixo do compressor, para os seis casos.

Figura 27 – Diagrama dos desvios na potência cedida ao eixo

Fonte: Elaborado pelo autor

Segundo a Fig. 27, o Método de Sandberg ultrapassa valor do desvio de referência da seção 3.1, nos casos 3 e 4, enquanto, que o método de Lütke fica abaixo da linha de corte para todos os casos. Já o Método dos Expoentes Politrópicos, só fica abaixo da linha de corte para os casos 1 e 5.

4.7.2 Influência dos parâmetros (k_m), (Z_m) e (η_p) no Trabalho e na Potência.

Na Fig. 28 abaixo, estão representados por meio de barras verticais, a influência dos desvios das variáveis (k_m), (Z_m) e (η_p) na incerteza total do trabalho politrópico, para todos os casos e métodos.

Analisando o diagrama de barras, podemos inferir que o desvio na variável que mais influencia na incerteza do trabalho politrópico, para a maioria dos casos, é do expoente isoentrópico (k_m), seguido do desvio no coeficiente de compressibilidade médio (Z_m).

Os desvios na eficiência politrópica (η_p), salvo nos casos de grandes desvios, não influenciam de modo significativo a incerteza no trabalho politrópico, como era de se esperar.

Figura 28 – Diagrama de barras das incertezas no trabalho politrópico

Fonte: Elaborado pelo autor

Na Fig. 29 abaixo, estão representados por meio de barras verticais, a influência dos desvios das variáveis (k_m), (Z_m) e (η_p) na incerteza total da potência, cedida ao eixo do compressor.

Analisando o diagrama de barras, podemos inferir que o desvio na variável que mais tem influência, na incerteza da potência cedida ao eixo do compressor, para a maioria dos casos, é a eficiência politrópica (η_p), seguido do desvio no expoente isoentrópico (k_m).

A influência preponderante dos desvios da eficiência politrópica na incerteza da potência, cedida ao eixo, justifica-se pelo fato da mesma figurar no denominador da fórmula da potência, cedida ao gás

Figura 29 – Diagrama de barras das incertezas na potência cedida no eixo

Fonte: Elaborado pelo autor

5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Analizando a dissertação, sob um ponto de vista global, pode-se afirmar que seu objetivo principal foi atingido, pois o mesmo era estimar o desempenho de um compressor centrífugo multiestágio, bem como, apresentar seu pré-dimensionamento, empregando métodos mais modernos.

A razão, de se considerar o objetivo alcançado, pode ser compreendida, analisando as justificativas, expostas abaixo.

Apesar da amostragem dos casos, envolver somente seis compressores e dezoito estimativas, pode-se afirmar que as vantagens, tendências e limitações de cada método foram estabelecidas, baseadas nos resultados da seção 4.

Analizando os métodos, à luz dos desvios indicados nas tabelas e gráficos de barra, para os seis casos, pode-se afirmar que o Método Simplificado e Corrigido de Lüdtke foi o que apresentou melhores resultados, cumprindo com todos os critérios de desvios estabelecidos na seção 3.1, pois o desvio relativo máximo apresentado foi na potência de eixo do Caso 3, cujo valor foi de 5,1%. Na especificação deste compressor, priorizou-se o consumo de energia e como consequência a eficiência politrópica, implicando em maiores valores da mesma para coeficientes de fluxo na faixa de 0,06. Uma das únicas desvantagens do Método Simplificado e Corrigido de Lüdtke é que para coeficientes de fluxo maiores do que 0,15, as curvas de eficiência politrópica (η_p), coeficiente de trabalho politrópico (ψ_p) e fator de transferência de trabalho (s), são indefinidas. Considerando o Método de Sandberg, verifica-se a partir dos desvios listados nas tabelas, que não cumpriu com o limite de aceitabilidade no tocante à potência no eixo, conforme a seção 3.1, para os Casos 3 e 4. Como justificativa para o Caso 3, pode-se apontar o desvio marcante na eficiência politrópica (2,8%) aliado a um desvio no trabalho politrópico de (1,0%). Devendo-se considerar também que as folgas, adotadas na potência, por parte do fornecedor, são muito mais precisas do que as adotadas pelo método. No Caso 4, aconteceu o oposto, com grande desvio relativo no trabalho politrópico (2,29%), aliado a um desvio moderado (1,8%) na eficiência politrópica, mais as folgas menores do fornecedor. Más, com exceção aos Casos 3 e 4, o método mostrou-se bastante satisfatório. Uma das desvantagens do método é sua imprecisão, na curva do coeficiente de trabalho politrópico, para coeficientes de fluxo menores que 0,03, onde a curva começa a ficar assintótica com o eixo da ordenadas. Para coeficientes de fluxo nesta faixa, os

cálculos só convergem após muitas iterações. Como vantagem deste método, pode-se apontar sua grande abrangência, podendo possibilitar cálculos estimativos de compressores com coeficientes de fluxo até 0,2; a outra é sua característica genérica quanto ao tipo de impelidores, englobando também os semiabertos. Finalmente, analisando o Método dos Expoentes Politrópicos, citado por Gresh (2001), publicado novamente por Gresh em 2018, baseado nas tabelas de carcaças (*frames*) do fabricante ELLIOTT, pode-se dizer que este método só foi aceitável para os Casos 1 e 5. Para os demais casos, segundo os desvios indicados nas tabelas, o método mostrou-se inadequado, devido a desvios significativos na sua eficiência politrópica, ocasionando grandes desvios na potência de eixo do compressor. A justificativa de aceite para o Caso 1, no tocante a este método, está relacionada à grande vazão requerida, aliada à uma eficiência moderada por parte do fornecedor. Enquanto para o Caso 5, o único fator que influenciou positivamente foi a baixa eficiência do compressor, devido ao baixo coeficiente de fluxo. Resumidamente, pode-se considerar este método satisfatório para compressores operando com grandes vazões de gás, da ordem de 25000 m³/h, onde apresentam eficiências politrópicas competitivas. Entretanto, abaixo desta vazão, dependendo do coeficiente de fluxo, o método frequentemente mostra-se inadequado. Uma das grandes desvantagens do método é que as variáveis principais do compressor ficam vinculadas a determinadas carcaças (*frames*).

Outros fatores importantes, que também contribuíram para diferenças nos resultados do desempenho, calculado pelos métodos, quando comparado aos resultados previstos pelos fornecedores, podem ser resumidos, conforme abaixo:

O desvio na variável que mais tem influência na incerteza do trabalho politrópico, para a maioria dos casos, é do expoente isoentrópico (k_m), seguido do desvio no coeficiente de compressibilidade médio (Z_m).

O desvio na variável que mais tem influência, na incerteza da potência cedida ao eixo do compressor, para a maioria dos casos, é a eficiência politrópica (η_p), seguido do desvio no expoente isoentrópico (k_m).

Para trabalhos futuros, pode-se sugerir duas melhorias nestes procedimentos de cálculo:

- a) Adotar o modelo de gás real para a mistura ao invés de gás ideal, aplicando uma equação de estado adequada, conforme descrito na seção 3.3.1. Por

exemplo, conforme a composição da mistura gasosa, escolher uma das seguintes equações: BWRS (Benedict-Webb-Rubin-Starling), ou RKS (Redlich-Kwong-Soave) ou LKP (Lee-Kesler-Plöcker).

- b) As incertezas no trabalho politrópico e potência cedida ao eixo do compressor poderiam ser minimizadas, escolhendo-se uma equação de estado mais adequada para cada mistura gasosa e ao mesmo tempo, adotando uma fórmula mais adequada para os expoentes politrópicos (n), no caso do trabalho politrópico e (m), no caso da temperatura de descarga, conforme calculados pelo método de Schultz, por exemplo, segundo apêndice B.7.
- c) Calcular o compressor estágio por estágio, na chamada técnica de “*stacking stage*”, onde são estimadas as propriedades do gás, na saída e entrada de cada estágio, tornando o método de cálculo mais preciso.

REFERÊNCIAS

AFFONSO, L. O. A.; MARTINS, G. L. **DESEMPENHO DE TURBOMÁQUINAS NO CAMPO**. Rio de Janeiro: Instituto Brasileiro de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (IBP), 2009. ISBN 9788561325244.

AL-BUSAIDI, W.; PILIDIS, P. A new method for reliable performance prediction of multi-stage industrial centrifugal compressors based on stage stacking technique: Part II–New integrated model verification. **Applied Thermal Engineering**, Bedfordshire, 90, 5 nov. 2015. 927-936. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.07.081>.

AL-BUSAIDI, W.; PILIDIS, P. A new method for reliable performance prediction of multi-stage industrial centrifugal compressors based on stage stacking technique: Part I – existing models evaluation. **Applied Thermal Engineering**, Bedfordshire, 98, 5 abr. 2016. 10-28. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.115>.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE (API). **Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors**. API STANDARD 617 EIGHTH EDITION, SEPTEMBER 2014. Washington, p. 386. 2014.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME). **Performance Test Code on Compressors and Exhausters**. PTC 10-1997. Nova Iorque, p. 191. 1997.

AUNGIER, R. H. Centrifugal Compressor Stage Preliminary Aerodynamic Design and Component Sizing. **ASME 1995 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition**, 5-8 jun. 1995. 8.

AUNGIER, R. H. **Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis**. [S.l.]: ASME Press, 2000. 328 p. ISBN 978-0791800935.

BABCOCK-BORSIG. **Borsig Pocket-Book**. Tradução de Patrick J. Greaney. 7ª. ed. Berlim: Deutsche Babcock-Borsig Aktiengesellschaft, 1994. 489 p.

BALJE, O. E. **Turbomachines: A Guide to Design, Selection and Theory**. [S.l.]: John Wiley & Sons Inc., 1981. 513 p. ISBN 978-0471060369.

BLOCH, H. P. **A practical guide to compressor technology**. 2^a. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2006. 574 p. ISBN 978-0-471-72793-4.

BLOCH, H. P.; SOARES, C. **Process Plant Machinery**. 2^a. ed. [S.I.]: Butterworth-Heinemann, 1998. ISBN 9780080514949.

CASEY, M. V.; MARTY, F. **Centrifugal compressors—performance at design and off-design**. Institute of Refrigeration at the Institute of Marine Engineers. Londres. 1986.

CASEY, M.; ROBINSON, C. A Method to Estimate the Performance Map of a Centrifugal Compressor Stage. **J. Turbomach**, 08 nov. 2012. 10. doi: 10.1115/1.4006590.

CASEY, M.; ZWYSSIG, C.; ROBINSON, C. THE CORDIER LINE FOR MIXED FLOW COMPRESSORS. **Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air**, Glasgow, 14-18 jun. 2010. 11. doi:10.1115/GT2010-22549.

CLAUS BORGNÄKKE, R. E. S. **Fundamentos de Termodinâmica**. 7^a. ed. [S.I.]: Wiley, 2009. 914 p. ISBN 0470041927.

ELLIOTT. **Selection Guide For: Multistage Centrifugal Compressors**. [S.I.], p. 15. 1995.

ELLIOTT. **Multi-Stage Centrifugal Compressors**. [S.I.]. 2000.

FUKUSHIMA, Y. et al. Solutions for Reduced Life Cycle Costs of Centrifugal Compressors in Oil and Gas Industry. **Hitachi Review**, 58, 2009. 7-13.

GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSOCIATION (GPSA). **ENGINEERING DATA BOOK**. Tulsa, p. 2000. 1980.

GRESH, T. **Compressor Performance: Aerodynamics for the User**. 2^a. ed. [S.I.]: Elsevier Science & Technology Books, 2001. 203 p. ISBN 9780750673426.

GRESH, T. **Compressor performance: aerodynamics for the user**. 3. ed. Cambridge: Butterworth-Heinemann, 2018. 270 p. ISBN 978-0-12-81429-6.

KALINKEVYCH, M.; SHCHERBAKOV, O. Numerical Modeling of the Flow in a Vaneless Diffuser of Centrifugal Compressor Stage. **ISRN Mechanical Engineering**, 2013, 2013. 10. <http://dx.doi.org/10.1155/2013/602384>.

KLEIN, S. A.; ALVARAD, F. L. **Engineering Equation Solver for Microsoft Windows Operating Systems**. [S.l.], p. 191. 1998.

LAPINA, R. P. **Estimating Centrifugal Compressor Performance (Process compressor technology)**. [S.l.]: Gulf Publishing Company, v. Vol. 1, 1982. 207 p. ISBN 978-0872011014.

LÜDTKE, K. H. **Process centrifugal compressors: basics, function, operation, design, application**. Berlin: Springer Science & Business Media, 2004. 328 p. ISBN 978-3-642-07330-4.

MARSHALL, D. F.; COTRONEO, J. A. MAXIMIZING COMPRESSOR EFFICIENCY WHILE MAINTAINING RELIABILITY. **PROCEEDINGS OF THE EIGHTEENTH TURBO MACHINERY SYMPOSIUM**, Houston, 1989. 91-100.

MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES (MHI). **Catalog - Centrifugal Compressors**. [S.l.], p. 12. 2009.

MOSANIA, S. M.; POURMIRZAAGHA, H. CENTRIFUGAL COMPRESSOR FLUID FLOW ANALYSIS USING CFD. **2nd National Conference of Engineering Sciences**, 2015.

NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY (NIST). **Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results**. NIST Technical Note 129. Gaithersburg, p. 25. 1994.

NELSON, L. C.; OBERT, E. F. Generalized Compressibility Charts. **Chemical Engineering**, 61, 1954. 203.

NIAZI, S.; STEIN, A.; SANKAR, L. Development and application of a CFD solver to the simulation of centrifugal compressors. **36th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit**, 1997. doi:10.2514/6.1998-934.

PETROBRAS. **Folha de Dados de Fabricante**. Rio de Janeiro, p. 20. 2012. Documento de projeto e fabricação da UFN-3.

PETROBRAS. **Folha de Dados de Fabricante**. Rio de Janeiro, p. 20. 2012. Documento de projeto e fabricação da COMPERJ.

PETROBRAS. **Folha de Dados de Fabricante**. Rio de Janeiro, p. 20. 2012. Documento de projeto e fabricação da RNEST.

PETROBRAS. **Folha de Dados de Fabricante**. Paulínia, p. 20. 2012. Documento de projeto e fabricação da REPLAN.

PETROSKILLS. The Sensitivity of k-Values on Compressor Performance, 1 maio 2009. Disponível em: <<http://www.jmcampbell.com/tip-of-the-month/2009/05/the-sensitivity-of-k-values-on-compressor-performance/>>. Acesso em: 16 dez. 2016.

PETROSKILLS. Compressor Calculations: Rigorous Using Equation of State vs Shortcut Method, 01 nov. 2011. Disponível em: <<http://www.jmcampbell.com/tip-of-the-month/2011/11/compressor-calculations-rigorous-using-equation-of-state-vs-shortcut-method/>>. Acesso em: 16 dez. 2016.

REID, R. C.; PRAUSNITZ, J. M.; POLING, B. E. **The properties of gases and liquids**. 4ª. ed. Nova Iorque: McGraw-Hill, 1987. 735 p.

ROBINSON, C.; CASEY, M.; WOODS, I. An integrated approach to the aeromechanical optimisation of turbo compressors. **2011 – Current Trends in Design and Computation of Turbomachinery**, 2011. 43.

RODRIGUES, P. S. **Compressores Industriais**. Rio de Janeiro: EDC Editora Didática e Científica, 1991. ISBN 8571900299.

RUSCH, D.; CASEY, M. The design space boundaries for high flow capacity centrifugal compressors. **Journal of Turbomachinery**, 25 mar. 2013. 11. doi: 10.1115/1.4007548.

SALAMAT, R. **GAS PATH DIAGNOSTICS FOR COMPRESSORS**. CRANFIELD UNIVERSITY. CRANFIELD, p. 225. 2012.

SANDBERG, M. R. Copyright© 2016 by Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station Centrifugal Compressor Configuration, Selection and Arrangement: A User's Perspective. **45th Turbomachinery and Pump Symposia**, Houston, 12-15 jul. 2016. 44.

SANDBERG, M. R.; COLBY, G. M. Limitations of ASME PTC 10 in Accurately Evaluating Centrifugal Compressor Thermodynamic Performance. **Proceedings of the Forty-Second Turbomachinery Symposium**, Houston, 1-3 out. 2013. 16.

SAUSSE, P. L. et al. CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range. **EPJ Web of Conferences**, 2013. 8. <http://dx.doi.org/10.1051/epjconf/20134501059>.

SCHULTZ, J. M. The Polytropic Analysis of Centrifugal Compressors. **J. Eng. Power**, 1 jan. 1962. 14. doi:10.1115/1.3673381.

SHULTZ, J. **AUTHENTICATING TURBOCHARGER PERFORMANCE UTILIZING ASME PERFORMANCE TEST CODE CORRECTION METHODS**. KANSAS STATE UNIVERSITY. Manhattan, p. 139. 1998.

SOLAESA, S. S. **ANALYTICAL PREDICTION OF TURBOCHARGER COMPRESSOR PERFORMANCE: A COMPARISON OF LOSS MODELS WITH NUMERICAL DATA**. Universidad Politécnica de Madrid. Madrid, p. 91. 2016.

SOROKES, J. M.; KUZDZAL, M. J. CENTRIFUGAL COMPRESSOR EVOLUTION. **PROCEEDINGS OF THE THIRTY-NINTH TURBOMACHINERY SYMPOSIUM**, Houston, 2010. 59-70.

WEI, I. T. C. Real Gas Vs. Ideal Gas: Predicting discharge temperature of a Centrifugal Compressor in a realistic way based on ASME PTC 10. **COMPRESSORtech**, 2017.

APÊNDICE A – PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA APLICADA A COMPRESSORES CENTRÍFUGOS

A primeira lei da termodinâmica aplicada a compressores centrífugos, para o volume de controle “SB” mostrado na Figura 30, assume a seguinte forma:

Figura 30 – Modelo termodinâmico para compressor centrífugo

Fonte: Lüdtke (2004)

$$P + \dot{m}h_{sts} + \dot{m}\frac{c_s^2}{2} + \dot{m}gz_s = \dot{Q} + \dot{m}h_{std} + \dot{m}\frac{c_d^2}{2} + \dot{m}gz_d \quad (84)$$

Onde: h_{sts} é a entalpia estática do gás na sucção, h_{std} é a entalpia estática do gás na descarga, c_s é a velocidade do gás na sucção, c_d é a velocidade do gás na descarga, z_s é altura do bocal de sucção, z_d é altura do bocal de descarga.

A diferença de energias potenciais entre os bocais de sucção e descarga pode ser considerada desprezível e as energias cinéticas e entalpias podem ser combinadas da seguinte forma:

$$h_s = h_{sts} + \frac{c_s^2}{2} \quad (\text{entalpia de estagnação na sucção}) \quad (85)$$

$$h_d = h_{std} + \frac{c_d^2}{2} \quad (\text{entalpia de estagnação na descarga}) \quad (86)$$

Levando-se em consideração, que a perda de calor $\dot{Q}$ de uma seção de compressão, envolvendo radiação e convecção, totaliza apenas 1% da potência de entrada, podemos considerar o compressor como adiabático e a Eq. (84), fica:

$$P = \dot{m}(h_d - h_s) = \dot{m}\Delta h \quad (87)$$

Portanto, a potência, absorvida pelo gás, iguala o produto da vazão mássica pela diferença das entalpias de estagnação específicas do gás nos bocais de descarga e sucção.

Nota: por convenção $W > 0$, quando trabalho é fornecido ao sistema; $Q > 0$, quando calor é cedido pelo sistema.

APÊNDICE B – TRABALHO ISOENTRÓPICO, POLITRÓPICO E RELAÇÕES TERMODINÂMICAS ENVOLVENDO GÁS PERFEITO

Embora todos os cálculos desenvolvidos ao longo da dissertação foram aplicados a mistura de gases reais, o modelo termodinâmico baseou-se em gases perfeitos, devido à simplicidade das equações e à magnitude dos desvios nos resultados, levando em consideração um cálculo estimativo de performance. Portanto é importante saber a origem das equações, que nortearam e que serão descritas nos tópicos abaixo.

B.1 Relações entre pressões e temperaturas em processos politróticos

Equação geral envolvendo mudanças de estado:

$$p v^n = cte \quad (88)$$

Equação de Estado para gás perfeito:

$$p v = R_g T \quad (89)$$

Onde: R_g é a constante do gás sendo comprimido

Por outro lado:

$$k = \frac{c_p^0}{c_v^0} \quad (90)$$

$$c_p^0 - c_v^0 = R_g \quad (91)$$

$$c_p^0 = R_g \frac{k}{k - 1} \quad (92)$$

Combinando as equações (88) e (89) e considerando *constante* = *cte*, obtém-se:

$$v^n = cte \frac{T^n}{p^n} \quad (93)$$

$$p \frac{T^n}{p^n} = cte \quad (94)$$

$$\frac{p^n}{T^n p} = cte \quad (95)$$

$$\frac{p^{n-1}}{T^n} = cte \quad (96)$$

Analisando a equação (96), conclui-se que para um processo de compressão arbitrário entre estados 1 e 2, o quociente da equação permanece constante, portanto, elevando-se à potência (1/n), tem-se:

$$\frac{p_2^{\frac{n-1}{n}}}{T_2} = \frac{p_1^{\frac{n-1}{n}}}{T_1} \quad (97)$$

A partir da equação (97) obtém-se seguinte relação pressão-temperatura:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \frac{T_2}{T_1} \quad (98)$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (99)$$

Notar que o expoente “n” pode assumir qualquer valor, dependendo apenas do processo termodinâmico, se o processo de mudança de estado for isentrópico, adota-se:

$$n = k \text{ (processo isentrópico)} \quad (100)$$

B.2 O Trabalho Isentrópico

Segundo a equação da primeira lei para trabalho isentrópico entre os estados (1) e (2), o trabalho pode ser expresso por:

$$y_s = h_{2s} - h_1 \quad (101)$$

Por outro lado, para gás perfeito, também é valido:

$$h_{2s} - h_1 = c_p (T_{2s} - T_1) \quad (102)$$

$$c_p (T_{2s} - T_1) = c_p T_1 \left[\left(\frac{T_{2s}}{T_1} \right) - 1 \right] \quad (103)$$

Considerando as equações: (98), (100), (102) e (103) obtém-se:

$$y_s = c_p T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (104)$$

Assumindo-se o valor de c_p , como o mesmo, obtido da equação (92), obtém-se para o trabalho isentrópico:

$$y_s = R_g T_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (105)$$

Onde:

$$k = \frac{k_1 + k_{2s}}{2} \quad (106)$$

Sendo k_{2s} definido, como expoente do gás na descarga isentrópica.

B.3 Eficiência Isentrópica

Define-se eficiência isentrópica para uma mudança de estado qualquer entre dois estados “1” e “2” como:

$$\eta_s = \frac{y_s}{\Delta h} \quad (107)$$

B.4 Trabalho Politrópico

A equação para o trabalho politrópico (*head* politrópico) para gás perfeito será obtida de uma maneira diferente da anterior, pois a mudança de estado em um processo de compressão politrópico, um importante conceito na tecnologia dos compressores centrífugos, envolve o conceito de estágio de compressão infinitesimal, como mostrado na Figura 31.

Uma característica importante da mudança de estados politrópica é que existe uma razão constante entre a diferença de entalpias isentrópicas e a diferença de entalpias reais. Tal razão é denominada “eficiência politrópica”:

$$\frac{v dp}{dh} = \eta_p = cte \quad (108)$$

Figura 31 – Diagrama de um estágio infinitesimal de compressão politrópica

Fonte: Elaborado pelo autor

A integração da equação (entre o estado “1” de sucção e o estado “2” de descarga, implica:

$$\Delta h = \int_{p_1}^{p_2} \frac{v dp}{\eta_p} \quad (109)$$

Embora " η_p ", não seja rigorosamente constante ao longo de todo o caminho de

compressão, pode ser considerada suficientemente constante para se eleger o trabalho politrópico como o trabalho de referência para a compressão politrópica. Portanto, a equação (109) pode ser reescrita, como:

$$\Delta h = \frac{1}{\eta_p} \int_{p_1}^{p_2} v dp = \frac{y_{p,rev}}{\eta_p} \quad (110)$$

Portanto, o trabalho politrópico (*head* politrópico) fica:

$$y_{p,rev} = \int_{p_1}^{p_2} v dp \quad (111)$$

Doravante, adotou-se por convenção, denominar o trabalho politrópico reversível($y_{p,rev}$) do gás perfeito de simplesmente (y_p).

Segundo (88), tem-se:

$$p v^n = p_1 v_1^n \quad (112)$$

$$v = v_1 p_1^{1/n} \frac{1}{p^{1/n}} \quad (113)$$

Considerando (111), (113) e a nova convenção, vem:

$$\begin{aligned} y_p &= v_1 p_1^{1/n} \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{p^{1/n}} = v_1 p_1^{1/n} \frac{n}{n-1} \left[p_2^{\frac{n-1}{n}} - p_1^{\frac{n-1}{n}} \right] \\ &= p_1 v_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \end{aligned} \quad (114)$$

Considerando (89), obtém-se a equação do trabalho politrópico para gás perfeito:

$$y_p = R_g T_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \text{ com } n = \frac{n_1 + n_2}{2} \quad (115)$$

Observa-se que para gás real a equação (115), pode ser modificada para:

$$H_p = R_g Z_m T_s \frac{n}{(n-1)} \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (116)$$

Onde: H_p equivale a y_p ; R_g é a constante do gás em kJ/(kg.K); Z_m é o coeficiente de compressibilidade médio do gás; T_s é a temperatura de sucção do gás em K; P_d é a pressão absoluta de descarga do gás em bar (a) e P_s é a pressão absoluta sucção do gás em bar (a).

B.5 Dedução da fórmula para o expoente politrópico “n”

Convém explicitar o expoente politrópico (n), figurante na Eq. (115), em termos de grandezas já conhecidas, pois simplificará de maneira significativa os cálculos do trabalho politrópico para gás real. Sob o ponto de vista termodinâmico, trata-se de uma aproximação, como mencionado em seções anteriores.

O expoente politrópico (n) pode ser expresso em termos de (k) e (η_p), segundo a seguinte dedução:

Considerando a Figura 32, abaixo e a equação (104), obtém-se o trabalho isentrópico para um estágio de compressão infinitesimal (i), como sendo:

$$y_{si} = T_{1i} c_p \left[\left(\frac{p_{2i}}{p_{1i}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (117)$$

Substituindo a razão de pressões, pela razão de temperaturas politrópicas, equação (98), tem-se:

$$y_{si} = T_{1i} c_p \left[\left(\frac{T_{2i}}{T_{1i}} \right)^{\frac{(k-1)n}{k(n-1)}} - 1 \right] \quad (118)$$

Figura 32 – Configuração do trabalho politrópico no diagrama h-s

Fonte: Lüdtkke (2004)

Como mencionado anteriormente, a transição do processo de compressão para um número infinito de estágios, implica em $T_{2i} \rightarrow T_{1i}$, conforme figura (32), portanto deve-se investigar o que acontece com “ y_{si} ” e “ Δh_i ”.

Diferenciando y_{si} , equação (118), com respeito à razão (T_{2i}/T_{1i}) obtém-se:

$$y'_{si} = \frac{d y_{si}}{d \left(\frac{T_{2i}}{T_{1i}} \right)} = T_{1i} c_p \frac{k-1}{k} \frac{n}{n-1} \left(\frac{T_{2i}}{T_{1i}} \right)^{\frac{(k-1)n}{k(n-1)} - 1} \quad (119)$$

Quando $T_{2i} \rightarrow T_{1i}$:

$$y'_{si} = T_{1i} c_p \frac{k-1}{k} \frac{n}{n-1} \quad (120)$$

Agora considerando-se o trabalho politrópico total (*Euler head*), para o mesmo estágio infinitesimal (i), Fig. (32), obtém-se:

$$\Delta h_i = T_{1i} c_p \left(\frac{T_{2i}}{T_{1i}} - 1 \right) \quad (121)$$

Diferenciando Δh_i , equação (121), com respeito à razão (T_{2i}/T_{1i}) obtém-se:

$$\Delta h' = \frac{d(\Delta h_i)}{d\left(\frac{T_{2i}}{T_{1i}}\right)} = T_{1i}c_p \quad (122)$$

Dividindo-se (120) por (122), obtém-se a eficiência politrópica, pois ambos os trabalhos (*heads*) foram convertidos em um número infinito de estágios de compressão deste modo tem-se:

$$\eta_p = \frac{y_{si}'}{\Delta h'} = \frac{T_{1i}c_p \frac{k-1}{k} \frac{n}{n-1}}{T_{1i}c_p} = \frac{k-1}{k} \frac{n}{n-1} \quad (123)$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k \eta_p} \quad (124)$$

Substituindo-se (124) em (115), tem-se o trabalho politrópico (*head*) para gás perfeito, expresso em função do expoente isentrópico e eficiência politrópica:

$$y_p = R_g T_1 \frac{k \eta_p}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k \eta_p}} - 1 \right] \quad (125)$$

$$k = \frac{k_1 + k_{2s}}{2} \quad (126)$$

Onde, k_{2s} é definido para descarga isentrópica.

B.6 Definição da eficiência politrópica como um limite

A partir dos conceitos, expostos no item anterior e da equação (107), pode-se também definir a eficiência politrópica, como um limite:

$$\eta_p = \lim_{T_{2i} \rightarrow T_{1i}} \eta_s = \frac{y_p}{\Delta h} \quad (127)$$

B.7 Método de Schultz

Para os casos em que a hipótese de gás perfeito não se mostrar satisfatória, recomenda-se o procedimento estabelecido por Schultz, implicando em uma correção dos expoentes (n) para o trabalho politrópico e para relações de temperaturas. Isto é feito a partir de um determinado processo politrópico entre dois estados termodinâmicos “1” e “2”, também o método requer que se considere um processo adicional isoentrópico entre os mesmos estados.

B.7.1 Processo Politrópico

Inicialmente assume-se entre os estados “1” e “2”, um processo politrópico, com uma determinada eficiência politrópica, de tal forma que:

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n \quad (128)$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^m = \frac{T_2}{T_1} \quad (129)$$

Onde:

$$m = \frac{Z R_g}{C_p} \left(\frac{1}{\eta_p} + X \right) \quad (130)$$

$$n = \frac{1}{Y - m(1 + X)} \quad (131)$$

Sendo:

$$X = \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \quad (132)$$

$$Y = 1 - \frac{p}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial p} \right)_T \quad (133)$$

Os fatores (X) e (Y) foram obtidos a partir dos diagramas generalizados das figuras 33 e 34, tendo sido traçados por Schultz, a partir dos diagramas de

compressibilidade de Nelson-Obert, tendo por base as propriedades reduzidas do gás

Estes cálculos envolvem também a determinação de um calor específico à pressão constante C_p , que será calculado a partir do calor específico à pressão constante C_p^* , para o gás ideal, acrescido de uma correção em função da pressão, designada por ΔC_p , compondo a Eq. (134):

$$C_p = C_p^* + \Delta C_p \quad (134)$$

Quanto à Eq. (134), a dependência de C_p com a pressão pode ser obtida de ábacos generalizados, disponíveis na literatura, ou em função de uma equação de estado, que descreve as propriedades de determinado gás, empregando a equação (135):

$$\Delta C_p = - \int_p T \left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2} \right)_p dp \quad (135)$$

Figura 33 – Fator Função de Compressibilidade (X)

Fonte: Adaptado de Barbosa (1984)

Figura 34 – Fator Função de Compressibilidade (Y)

Fonte: Barbosa (1984)

O trabalho politrópico (útil) entre os estados 1 e 2 é obtido por:

$$h_{p1,2,rev} = \int_1^2 v dp \quad (136)$$

Levando em consideração a equação a Eq. (89), (128), Eq. (136) e renomeando $h_{p1,2,rev}$ como $h_{p1,2}$, tem-se:

$$h_{p1,2} = R_g T_1 Z_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (137)$$

Sendo que, o expoente politrópico “n”, da Eq. (137), é dado agora pela Eq. (131) e o expoente “m”, da Eq. (129) é dado agora, pela Eq. (130).

Considerando que os valores dos expoentes “n” e “m” não são constantes ao longo do processo, pode-se considerar os valores médios destes expoentes, considerando as condições de sucção e uma estimativa das condições de descarga.

B.7.2 Processo Isoentrópico

Para completar Método de Schultz, é necessário também efetuar cálculos relativos a um processo isoentrópico entre os estados “1” e “2”, para isto deve-se repetir o que foi feito na seção anterior, porém utilizando as seguintes relações:

$$p_1 v_1^{n_s} = p_2 v_2^{n_s} \quad (138)$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{m_s} = \frac{T_2}{T_1} \quad (139)$$

Onde:

$$m_s = \frac{Z R_g X}{C_p} \quad (140)$$

$$n_s = \frac{1}{Y - m_s (1 + X)} \quad (141)$$

O trabalho isoentrópico entre os estados 1 e 2 é obtido por:

$$h_{i1,2} = R_g T_1 Z_1 \frac{n_s}{n_s - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n_s-1}{n_s}} - 1 \right] \quad (142)$$

B.7.3 Fator de correção para o Trabalho Politrópico

Schultz, recomenda em seu artigo, que para se elaborar um cálculo exato do trabalho isoentrópico, seja adotada a variação isoentrópica de entalpia, dada pela Eq.143, ao invés da Eq. (142):

$$\Delta h_{i1,2} = h_{2s} - h_1 \quad (143)$$

Sendo assim, quando se adota o expoente isoentrópico médio “ n_s ”, constante na Eq. (141), comete-se um erro equivalente, expresso pela seguinte relação:

$$f_{Sch} = \frac{h_{2s} - h_1}{R_g T_1 Z_1 \frac{n_s}{n_s - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_s - 1}{n_s}} - 1 \right]} \quad (144)$$

Portanto, “ f_{Sch} ” pode ser considerado um fator de correção para o trabalho isoentrópico.

Por outro lado, Schultz pondera, que quando se adota um expoente médio no cálculo do trabalho politrópico, incorre-se em um erro cuja magnitude se aproxima daquela prevista pela Eq. (144), portanto sugere a seguinte correção na Eq. (137), para o trabalho politrópico:

$$h_{p1,2} = f_{Sch} R_g T_1 Z_1 \frac{n}{n - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n - 1}{n}} - 1 \right] \quad (145)$$

Essa correção, mencionada no Código ASME PTC-10, para testes de desempenho de compressores centrífugos, revela-se pouco prática. A justificativa está em função da dificuldade em se calcular a variação isoentrópica do gás, com precisão suficiente compatível com esta correção, uma vez que o valor deste fator é próximo da unidade, segundo o próprio Schultz. Portanto, o uso desta correção não compensa a complexidade envolvida.

B.8 Relações entre o triângulo de velocidades, coeficiente de trabalho politrópico e fator de transferência de trabalho

B.8.1 Equação do Trabalho Politrópico por Estágio baseada no triângulo de velocidades

Segundo a teoria de Euler, o trabalho politrópico, por estágio de um compressor centrífugo, pode ser expresso pela seguinte equação:

$$h_p = (c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1)\eta_p \quad (146)$$

Onde: c_{u2} é a componente da velocidade absoluta do gás na saída, na direção tangencial ao impelidor; u_2 é a velocidade periférica na saída do impelidor; c_{u1} é a componente da velocidade absoluta de entrada, na direção tangencial ao impelidor; u_1 é a velocidade periférica na entrada do impelidor.

B.8.2 Triângulos de Velocidade na Saída do Impelidor

As variáveis que realmente são relevantes na dinâmica dos compressores centrífugos estão relacionadas, quase que exclusivamente, às velocidades de saída no impelidor, Fig. 35(a), isto devido ao fato dos baixos valores das três componentes da velocidade na entrada do impelidor.

A Fig. 35(b) mostra o triângulo dimensional de velocidades no ponto 2 da periferia do impelidor e a Fig. 35(c), considera o triângulo adimensional de velocidades, onde se leva em conta a deformação dos ângulos por conta do escorregamento (*slip*), bem como, a divisão de todas as componentes pela velocidade periférica u_2 . Esta operação será útil para a interpretação do fator de transferência de trabalho (τ), segundo a notação de Sandberg ou (s), segundo a notação de Lüdtke.

Figura 35 – Triângulos de velocidades na saída do impelidor

(a) Vetores velocidade de saída, (b) Triângulo verdadeiro de velocidades, (c) Triângulo real, adimensional, já considerando o escorregamento. Fonte: Baseado em Lüdtkke (2004)

B.8.3 A aproximação de Lüdtkke

Como visto na Eq.51 da dissertação, o coeficiente do trabalho politrópico pode ser aproximado por $\psi_p = 2\eta_p s$, ao invés de obtê-lo diretamente da curva da Fig. 16, em função do coeficiente de fluxo. Como pode-se adotar para s_{avg} o valor 0,63, segundo Lüdtkke(2004), ψ_p fica apenas função da eficiência politrópica η_p .

O fator de transferência de trabalho (s) ou (τ) pode ser interpretado da seguinte maneira:

A equação (146) pode ser reduzida à seguinte expressão aproximada, pois as componentes da velocidade de entrada podem ser desprezadas, bem como, perdas secundárias devido a fugas pelos labirintos:

$$h_p = c_{u2} u_2 \eta_p \quad (147)$$

Mas, segundo a Eq. (52) da dissertação e considerando U_{tip}^2 e u_2^2 , a mesma variável:

$$h_p = \frac{2\eta_p s}{2000} u_2^2 \quad (148)$$

Convertendo, para J/kg, tem-se:

$$h_p = \eta_p s u_2^2 \quad (149)$$

Considerando, a Eq. (147) e a Eq.(149)

$$c_{u2} u_2 \eta_p = \eta_p s u_2^2 \quad (150)$$

$$s = \frac{c_{u2}}{u_2} \quad (151)$$

Portanto, o fator de transferência de trabalho iguala a componente tangencial da velocidade absoluta, em um compressor ideal, com todas as três velocidades divididas pela velocidade periférica. (ver triângulo da Figura 35c).

APÊNDICE C-EXEMPLOS DE CÁLCULO ENVOLVENDO OS TRÊS MÉTODOS

C.1-Método de Lüdtke aplicado ao Caso 1

Todos os cálculos efetuados para o compressor de CO₂ referem-se à seção 1 de compressão operando nas condições normais da planta. Para este caso, os resultados dos cálculos figuram na seção 4.1, tabelas 6, 7 e 8.

A folha de dados do compressor, estimada pelo fornecedor, é apresentada na Tabela 24.

Tabela 24 – Condições de operação do compressor do Caso 1 (CO₂)

Variável	Valor
Seção de compressão	Seção 1
Modelo do compressor	7H-5B
Vazão mássica de gás (úmido) (kg/h)	115881
Condições de Sucção	
Pressão (kgf/cm ² A)	1,5
Temperatura (°C)	40,0
Massa molecular	42,13
C _p /C _v (k ₁)	1,295
Fator de compressibilidade (z ₁)	0,994
Volume de sucção (úmido) (m ³ /h)	48378
Condições de descarga	
Pressão (kgf/cm ² A)	4,77
Temperatura (°C)	148,6
C _p /C _v (k ₂)	1,263
Fator de compressibilidade (z ₂)	0,993
Potência requerida no eixo (kW)	3251
Rotação (rpm)	7462
Trabalho politrópico (N.m/kg)	82870
Eficiência politrópica (%)	82,7

Fonte: Adaptado de Mitsubishi, (2013)

Abaixo o fluxograma (Figura 36) do compressor e composição molar do gás

(Tabela 25).

Tabela 25 – Composição molar do gás do Caso1

Gás (base seca)	Valor (%)
H ₂	0,49
N ₂	2,22
CO ₂	96,75
O ₂	0,54
CH ₄	0,0038

Fonte: Adaptado de Mitsubishi, (2013)

Como o Método de Lüdtke envolve muitos cálculos, decidiu-se optar por uma rotina de cálculos executada por um aplicativo de acesso gratuito (*open source*), acessível a todos os usuários, trata-se do SCILAB-5.3.3, muito similar ao MATLAB. Antes de executar o código, deve-se calcular as seguintes propriedades do gás.

Segundo a folha de dados do compressor, composição do gás e dados de entrada do gás, calculou-se os seguintes parâmetros: a pressão de sucção é 147,06 kPa, a temperatura de sucção é 313 K e a pressão de descarga é 467,65 kPa. Por sua vez, a temperatura de descarga foi estimada em 424,69 K.

Para calcular o expoente isentrópico de sucção (k_s), a pressão (P_{cr}) e temperaturas (T_{cr}) críticas, na sucção e descarga, adotou-se as seguintes equações

simplificadas, que figuram na seção 3.

$$k(P, T) = r_{x_1} k_{x_1} + r_{x_2} k_{x_2} + r_{x_3} k_{x_3} + \dots + r_{x_n} k_{x_n}$$

$$P_{cr} = r_{x_1} P_{cr\ x_1} + r_{x_2} P_{cr\ x_2} + r_{x_3} P_{cr\ x_3} + \dots + r_{x_n} P_{cr\ x_n}$$

$$T_{cr} = r_{x_1} T_{cr\ x_1} + r_{x_2} T_{cr\ x_2} + r_{x_3} T_{cr\ x_3} + \dots + r_{x_n} T_{cr\ x_n}$$

Em que r é fração molar do componente, k é o expoente isentrópico do componente e x_n é o componente do gás. Os valores de r são dados da Tabela 25. Por sua vez, os valores de k foram obtidos através do *software* ESS nas condições de temperatura e pressão da sucção e da descarga, respectivamente, ambos calculados como gás real (Tabela 26).

Tabela 26 – Cálculo dos expoentes isoentrópicos e press. críticas (EES) Caso 1

Componentes	k_s	k_d	P_{cr} (kPa)	T_{cr} (K)
H ₂	1,405	1,401	1296	33,00
N ₂	1,401	1,402	3396	126,00
CO ₂	1,281	1,245	7377	303,98
O ₂	1,395	1,382	5043	154,50
CH ₄	1,298	1,249	4599	190,41

Fonte: Elaborado pelo autor

O expoente isentrópico médio (k_m), pressões (P_r) e temperaturas reduzidas (T_r) na sucção e na descarga são calculados por:

$$k_m = \frac{k_s + k_d}{2}$$

$$P_r = \frac{P}{P_{cr}}$$

$$T_r = \frac{T}{T_{cr}}$$

Aplicando as Equações, já descritas na seção 3, obtêm-se os seguintes valores para o Caso 1.

Tabela 27 – Resultados do cálculo das variáveis para a condição inicial do Gas do Caso 1

Variável	Valor
k_s	1,2849
k_d	1,2500
k_m	1,26745
P_{cr} (kPa)	7246,116
T_{cr} (K)	297,889
P_{rs}	0,0203
P_{rd}	0,0650
T_{rs}	1,0507
T_{rd}	1,4260

Fonte: Elaborado pelo autor

Com os valores de P_{rs} e T_{rs} entra-se nos diagramas generalizados do fator de compressibilidade de Nelson-Obert e calcula-se Z_s . De forma semelhante, entra-se com os valores de P_{rd} e T_{rd} e calcula-se Z_d . E finalmente, Z_m através da seguinte equação:

$$Z_m = \frac{Z_s + Z_d}{2}$$

Os valores do fator de compressibilidade são apresentados na Tabela 28.

Tabela 28 – Resultados do fator de compressibilidade para o Caso 1

Variável	Valor
Z_s	0,994
Z_d	0,994
Z_m	0,994

Fonte: Elaborado pelo autor

Após os cálculos acima, os valores da Tabela 27 e Tabela 28 são inseridos no código do programa Scilab (ver listagem abaixo). Os resultados gerados pelo código são apresentados na Tabela 29.

Tabela 29 – Resultados do cálculo dos parâmetros principais para o compressor do Caso 1

Variável	Valor	Variável	Valor
T_d (°C)	147,5	η_{pb}	0,826
V_s (m³/s)	13,44	η_p	0,828
Mu_2	1,003756	H_p (kJ/kg)	82,617
ϕ_c	0,115	ψ_p	1,043
D (m)	0,725	h_p (kJ/kg)	41,455
N (rpm)	7425,5	n_{stage}	2
ϕ_d	0,0488	P_i (kW)	3244,7
ϕ_m	0,0821	P_{VL} (kW)	126,8
η_{ps}	0,824	P_{VD} (kW)	2
η_{pm}	0,837	P_k (kW)	3374
η_{pd}	0,817	—	—

Fonte: Elaborado pelo autor

Abaixo segue listagem do programa de cálculo para o Caso 1, compressor de CO₂, Seção 1 de compressão, condição normal de operação. O programa foi desenvolvido no aplicativo SCI-LAB, versão 5.3.3.

```

Ps=input("pressão de sucção em bar-abs=")
Pd=input("pressão de descarga em bar-abs=")
ts=input("temperatura de sucção em °C=")
Ts=ts+273
disp("temperatura de sucção="+string(Ts)+"°K")
Mf=input("mass flow em kg/h=")
mf=Mf/3600
disp("fluxo em massa="+string(mf)+"kg/s")
Mw=input("molecular mass em kg/kmol=")
R=8.3145
Rg=R/Mw
disp("gas constant="+string(Rg)+"kJ/kg°K");
ks=input("coef. isoentr.sucção=")
kd=input("coef.isoentr.desc=")
km=(ks+kd)/2
disp("km="+string(km))
zs=input("compress. factor sucção=")
zd=input("compress. factor desc=")
zm=(zs+zd)/2
Effi=input("assumir valor inicial para eff em 0.79,ou outro=")
m=(km-1)/(km*Effi)
disp("m="+string(m))
minv=1/m
disp("minv="+string(minv))

```

```

td=Ts*(Pd/Ps)^m-273
disp("temperatura de desc. aprox."+string(td))
Vi=(mf*zs*Rg*Ts)/(100*Ps)
disp("volume atual,na sucção="+string(Vi)+"m3/s")
u2=input("assumir valor inicial para veloc.perif em 290m/s ,ou outro=")
a0=(1000*ks*zs*Rg*Ts)^0.5
Mu2=u2/a0
Fc=input("flow coeficiente,primeiro impelidor,assumir=")
di=(4*Vi/(3.1416*u2*Fc))^0.5
disp("Diametro do primeiro impelidor =" +string(di)+"m")
N=u2*60/(3.1416*di)
disp("Rotação aproximada="+string(N)+"rpm")
disp("cálculo do flow coef. last stage")
Fd=Fc*(Pd/Ps)^(m-1)
disp("cálculo do flow coef. médio")
Fm=(Fd+Fc)/2
disp("flow coef.primeiro impelidor="+string(Fc))
disp("flow coef. medio="+string(Fm))
disp("flow coef.descarga="+string(Fd))
if (Fc<=0.06) then
    EFFc=10833300*Fc^5-2029170*Fc^4+145833*Fc^3-5052.08*Fc^2+87.5583*Fc+0.137
    disp("Efic. sucção="+string(EFFc));
elseif(Fc<=0.11) then
    EFFc=-25000*Fc^4+9333.33*Fc^3-1312.5*Fc^2+82.0167*Fc-1.079
    disp ("Efic. sucção="+string(EFFc));
elseif(Fc<=0.15) then
    EFFc=-3047.62*Fc^4+1379.05*Fc^3-240.495*Fc^2+19.1341*Fc+0.2396
    disp ("Efic. sucção="+string(EFFc));
end;
if (Fm<=0.06) then
    EFFm=10833300*Fm^5-2029170*Fm^4+145833*Fm^3-5052.08*Fm^2+87.5583*Fm+0.137
    disp ("Efic. media="+string(EFFm));
elseif(Fm<=0.11) then
    EFFm=-25000*Fm^4+9333.33*Fm^3-1312.5*Fm^2+82.0167*Fm-1.079
    disp ("Efic. media="+string(EFFm));
elseif(Fm<=0.15) then
    EFFm=-3047.62*Fm^4+1379.05*Fm^3-240.495*Fm^2+19.1341*Fm+0.2396
    disp ("Efic. media="+string(EFFm));
end;
if (Fd<=0.06) then
    EFFd=10833300*Fd^5-2029170*Fd^4+145833*Fd^3-5052.08*Fd^2+87.5583*Fd+0.137
    disp ("Efic. desc="+string(EFFd));
elseif(Fd<=0.11) then
    EFFd=-25000*Fd^4+9333.33*Fd^3-1312.5*Fd^2+82.0167*Fd-1.079
    disp ("Efic. desc="+string(EFFd));
elseif(Fd<=0.15) then
    EFFd=-3047.62*Fd^4+1379.05*Fd^3-240.495*Fd^2+19.1341*Fd+0.2396
    disp ("Efic. desc="+string(EFFd));
end;
Efb=(EFFc+EFFm+EFFd)/3
disp("Eficiencia basica="+string(Efb))
disp("Eficiencia corrigida(Efff=Efb+Dsc+Ddd+Dic+DMu+DRe+Dblcb)")
Dsc=input("Size Effect correction,graf.Fig.4.5(fig 19) Bus./Pil.,Dsc=")
Ddd=input("Diffuser/Diam.Ratio correction,graf.Fig.4.6(fig 21) Bus./Pil.,Ddd=")
Dic=input("Inlet Loss correction,adopted Dic(-0.01)=")
DMu=input("Mach Number correction,graf Fig.4.7(fig 22).Bus./Pil,DMu=")

```



```

DRe=input("Reynolds Number correction DRe(0.0)=")
Dblcb=input("Blade cut-back correction Dblcb(0.01)=")
Efff=Efb+Dsc+Ddd+Dic+DMu+DRe+Dblcb
disp("Eficiencia corrigida="+string(Efff))
disp("P/MAQ EXIST. Efff<Effi+2% E Efff>Effi-2%,SE N.VERD,VERIF.Effi DO FABRIC.")
disp("PARA OS 2 CRITERIOS ACIMA ,Effi E Efff DEVERÃO SER EXPRESS. EM % ")
disp("cálculo do head politrópico total")
a=(km-1)/(km*Efff)
b=1/a
Hp=Ts*zm*Rg*b*((Pd/Ps)^a-1)
disp("Head Total Politrópico="+string(Hp)+"kJ/kg")
disp("cálculo do average pol. head/stage hp")
s=input("average work input factor 0.63=")
Fp=2*Efff*s
hp=(Fp*u2^2)/2000
disp("head polyt/stage="+string(hp)+"kJ/kg")
i=Hp/hp
disp("núm aprox de estágios="+string(i))
It=input("num total de estag=")
disp("Numero Total de Estágios="+string(It)+"estágios")
disp("Cálculo da Potência em kW")
disp("Pa=1.1xPk")
disp("Pk=(Pi+Pvl+Pvd)x1/Ng")
disp("Pi=mfx(1+Ll)xHp/Efff,Gas Power")
disp("Ll=labyrinth losses ,depende do frame")
disp("Pvl=Rlx(N/1000)^2=bearing losses,depende do frame")
disp("Pvd=dry gas seal losses=2kW")
disp("Seleção do Frame ,entrar com o diametro,tabela Fig.3.2.4 e determ. o frame")
disp("diametro medio dos impelidores="+string(di)+"m")
FRAME=input("frame size=")
Ll=input("Labirinth Losses,tabela Fig.3.2.5 ,Ll=")
Rl=input("Rl,loss bearng coef,tabela Fig 3.2.5,Rl=")
disp("Ng=Gear eff")
Ng=input("Gear Eff=")
Pi=mf*(1+Ll)*Hp/Efff
Pvl=Rl*(N/1000)^2
Pvd=2
Pk=(Pi+Pvl+Pvd)*1/Ng
Pa=1.1*Pk
disp("Recommended driver power="+string(Pa)+"kW")

```

Abaixo segue cálculos do programa para Caso 1, compressor de CO₂, Seção 1 de compressão, condição normal de operação:

scilab-5.3.3

Consórcio Scilab (DIGITEO)

Copyright (c) 1989-2011 (INRIA)

Direitos reservados (c) 1989-2007 (ENPC)

Execução de iniciação:

carregando o ambiente inicial

pressão de sucção em bar-abs=1.4706

$P_s =$

1.4706

pressão de descarga em bar-abs=4.6765

$P_d =$

4.6765

temperatura de sucção em °C=40

$t_s =$

40.

$T_s =$

313.

temperatura de sucção=313°K

mass flow em kg/h=115881

$M_f =$

115881.

$m_f =$

32.189167

fluxo em massa=32.189167kg/s

molecular mass em kg/kmol=42.13

$M_w =$

42.13

$R =$

8.3145

$R_g =$

0.1973534

gas constant=0.1973534kJ/kg°K

coef. isoentr.sucção=1.2849

$k_s =$

1.2849

coef.isoentr.desc=1.25

$k_d =$

1.25

km =

1.26745

km=1.26745

compress. factor sucção=0.994

zs =

0.994

compress. factor desc=0.994

zd =

0.994

zm =

0.994

assumir valor inicial para eff em 0.79,ou outro=0.827

Effi =

0.827

m =

0.2551563

m=0.2551563

minv =

3.9191668

minv=3.9191668

td =

147.47636

temperatura de desc. aprox.=147.47636

Vi =

13.439731

volume atual,na sucção=13.439731m3/s

assumir valor inicial para veloc.perif em 290m/s ,ou outro=281.936

u2 =

281.936

a0 =

280.881

Mu2 =

1.003756

flow coeficiente,primeiro impelidor,assumir=0.1154246

Fc =

0.1154246

di =

0.7251459

Diametro do primeiro impelidor =0.7251459m

N =

7425.4968

Rotação aproximada=7425.4968rpm

cálculo do flow coef. last stage

Fd =

0.0487606

cálculo do flow coef. médio

Fm =

0.0820926

flow coef.primeiro impelidor=0.1154246

flow coef. medio=0.0820926

flow coef.descarga=0.0487606

EFFc =

0.8238034

Efic. sucção=0.8238034

EFFm =

0.8369052

Efic. media=0.8369052

EFFd =

0.8167363

Efic. desc=0.8167363

Efb =

0.8258149

Eficiencia basica=0.8258149

Eficiencia corrigida(Efff=Efb+Dsc+Ddd+Dic+DMu+DRe+Dblcb)

Size Effect correction,graf.Fig.4.5(fig 19) Bus./Pil.,Dsc=0.02

Dsc =

0.02

Diffuser/Diam.Ratio correction,graf.Fig.4.6(fig 21) Bus./Pil.,Ddd=0.0

Ddd =

0.

Inlet Loss correction,adopted Dic(-0.01)=-0.01

Dic =

- 0.01

Mach Number correction,graf Fig.4.7(fig 22).Bus./Pil,DMu=-0.018

DMu =

- 0.018

Reynolds Number correction DRe(0.0)=0.0

DRe =

0.

Blade cut-back correction Dblcb(0.01)=0.01

Dblcb =

0.01

Efff =

0.8278149

Eficiencia corrigida=0.8278149

P/MAQ EXIST. Efff<Effi+2% E Efff>Effi-2%,SE N.VERD,VERIF.Effi DO FABRIC.

PARA OS 2 CRITERIOS ACIMA ,Effi E Efff DEVERÃO SER EXPRESS. EM %

cálculo do head politrópico total

a =

0.2549051

b =

3.9230288

Hp =

82.617404

Head Total Politrópico=82.617404kJ/kg

cálculo do average pol. head/stage hp

average work input factor 0.63=0.63

s =

0.63

$F_p =$

1.0430468

$h_p =$

41.454805

head polyt/stage=41.454805kJ/kg

$i =$

1.9929512

núm aprox de estágios=1.9929512

num total de estag=2

$I_t =$

2.

Numero Total de Estágios=2estágios

Cálculo da Potência em kW

$P_a = 1.1 \times P_k$

$P_k = (P_i + P_{vl} + P_{vd}) \times 1 / N_g$

$P_i = m \dot{V} x (1 + L_l) \times H_p / \text{Eff}_f$, Gas Power

L_l =labyrinth losses ,depende do frame

$P_{vl} = R_l x (N/1000)^2$ =bearing losses,depende do frame

P_{vd} =dry gas seal losses=2kW

Seleção do Frame ,entrar com o diametro,táb.Fig.3.2.4 e determ. o frame

diámetro medio dos impelidores=0.7251459m

frame size=850

FRAME =

850.

Labyrinth Losses,tabela Fig.3.2.5 , $L_l=0.01$

$L_l =$

0.01

R_l ,loss bearing coef,tabela Fig 3.2.5, $R_l=2.3$

$R_l =$

2.3

N_g =Gear eff

Gear Eff=1

Ng =

1.

Pi =

3244.6615

Pvl =

126.81741

Pvd =

2.

Pk =

3373.4789

Pa =

3710.8268

Recommended driver power=3710.8268kW

Execução completada.

C.2 Método de Sanberg aplicado ao Caso 4

Todos os cálculos efetuados para o compressor de gás de síntese ($H_2 + N_2$) referem-se à seção 1 de compressão operando nas condições normais da planta. Para este caso, os resultados dos cálculos figuram na seção 4.4, tabelas 15,16 e 17.

A folha de dados do compressor, estimada pelo fornecedor é apresentada na Tabela 30.

Tabela 30 – Condições de operação do compressor do Caso 4 (Gás de Síntese)

Variável	Valor
Seção de compressão	Seção 1
Modelo do compressor	5V-7
Vazão mássica de gás (úmido) (kg/h)	98754
Condições de Sucção	
Pressão (kgf/cm ² A)	32,60
Temperatura (°C)	1,8
Massa molecular	8,62

C_p/C_v (k_1)	1,422
Fator de compressibilidade (z_1)	1,012
Volume de sucção (úmido) (m^3/h)	8296
Condições de descarga	
Pressão (kgf/cm^2A)	72,45
Temperatura ($^{\circ}C$)	89,1
C_p/C_v (k_2)	1,417
Fator de compressibilidade (z_2)	1,031
Potência requerida no eixo (kW)	8261
Rotação (rpm)	10373
Trabalho politrópico (N.m/kg)	249190
Eficiência politrópica (%)	83,8

Fonte: Adaptado de Mitsubishi, (2013)

A Figura 37, mostra o fluxograma do compressor e a Tab.31 a composição molar do gás

Figura 37 – Fluxograma do Compressor do Caso 4 (Gás de Síntese de Amônia)

Fonte: Baseado em Mitsubishi, (2013)

Tabela 31 – Composição molar do gás do Caso 4

Gás (base seca)	Valor (%)
H ₂	74,76
N ₂	24,93
Ar	0,31

Fonte: Adaptado de Mitsubishi, (2013)

Segundo a folha de dados do compressor, composição do gás e condições iniciais do gás, calculou-se os seguintes parâmetros (vide seção 3). A pressão de sucção é 3196 kPa, a temperatura de sucção é 274,8 K e a pressão de descarga é 7103 kPa. Por sua vez, a temperatura de descarga foi estimada em 373 K.

Semelhante ao exemplo anterior, os valores de k foram obtidos através do *software* ESS nas condições de temperatura e pressão da sucção e da descarga, respectivamente, ambos calculados como gás real (Tabela 32).

Tabela 32 – Cálculo dos expoentes isoentrópicos e press. críticas (EES) Caso 4

Componentes	k_s	k_d	P_{cr} (kPa)	T_{cr} (K)
H ₂	1,444	1,455	1296	33
N ₂	1,456	1,506	3396	126
Ar	1,452	1,498	3786	132,4

Fonte: Elaborado pelo autor

Aplicando as Equações da seção 3 obtêm-se os valores para o Caso 4.

Tabela 33 – Resultados do cálculo das variáveis para a condição inicial do Gás do Caso 4.

Variável	Valor
k_s	1,447
k_d	1,468
k_m	1,4575
P_{cr} (kPa)	1827,249
T_{cr} (K)	56,49304
P_{rs}	1,7491
P_{rd}	3,887
T_{rs}	4,864
T_{rd}	6,542

Fonte: Elaborado pelo autor

Novamente, encontra-se o valor do fator de compressibilidade pelos diagramas de Obert. Estes valores são apresentados na Tabela 34.

Tabela 34 – Resultados do fator de compressibilidade para o Caso 4

Variável	Valor
Z_s	1,019
Z_d	1,04
Z_m	1,0295

Fonte: Elaborado pelo autor

Após os cálculos acima, com os valores da Tabela 33 e Tabela 34 serão efetuados os cálculos referentes ao desempenho do compressor, conforme exposto abaixo, porém sem auxílio de qualquer rotina computacional. Os resultados decorrentes dos cálculos são apresentados na Tabela 35.

Assumindo as premissas iniciais: $\phi = 0,053$, segundo gráfico da Fig.11, obtêm-se: $\eta_p = 0,82$. O volume de sucção expresso em (m^3/s), será dado por:

$$\dot{V}_s = \frac{\dot{m} Z_s R_g T_s}{100 P_s}$$

Onde $\dot{m} = 27,432 \text{ kg/s}$; $Z_s = 1,019$, $R_g = 0.96456 \text{ kJ/(kg K)}$, $T_s = 274,8 \text{ K}$, $P_s = 31,96 \text{ bar (a)}$ e $\dot{V}_s = 2,31828 \text{ m}^3/\text{s}$.

O volume de sucção, expresso em (m^3/h), resulta em:

$$Q_a = 8345,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

O Cálculo do Trabalho Politrópico:

$$H_p = \frac{8314,46 Z_m T_s}{MW} \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Onde: $Z_m=1,0295$; $MW=8,62 \text{ kmol}$; $P_d = 71,03 \text{ bar(a)}$; $k_m=1,4575$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k_m-1}{k_m \eta_p} = 0,3828$$

$$\frac{n}{n-1} = 2,6123$$

Resultando:

$$H_p = 254904,6 \text{ J/kg}$$

Cálculo do trabalho politrópico por estágio estimando o número de estágios em 7, vem:

$$n_{stg} = 7$$

$$h_p = H_p/n_{stg}$$

$$h_p = 36414,94 \text{ J/kg por estágio}$$

Calculando o diâmetro específico (d_s) segundo gráfico da Fig. 12, para $\phi=0,053$, resulta $d_s = 4,18$.

A Eq.35, expressa em termos da vazão volumétrica em (m^3/h), trabalho politrópico por estágio expresso em J/kg e diâmetro em (mm), pode ser reescrita como:

$$D = \frac{\sqrt{\dot{Q}_a}}{C9 \left(\frac{H_p}{n_{stg}} \right)^{0,25}} d_s$$

Onde: $C9 = 0,06$ é um fator de conversão de unidades.

Substituindo todas as variáveis na equação acima, resulta: $D=460,7 \text{ mm}$.

Calculando a velocidade específica (n_s) segundo gráfico da Fig. 13, para $d_s = 4,18$, resulta $n_s = 0,657$.

A Eq.36, expressa em termos da vazão volumétrica em (m^3/h) e o trabalho politrópico por estágio expresso em J/kg, pode ser reescrita como:

$$N = \frac{\left(\frac{H_p}{n_{stg}} \right)^{0,75} n_s}{C7 \sqrt{\dot{Q}_a}}$$

Onde: $C7 = 1,74533/1000$ é um fator de conversão de unidades.

Substituindo todas as variáveis na equação acima, resulta: $N=10862,1$ rpm.

Calculando o coeficiente do trabalho politrópico (μ_p) de acordo com a Eq. 37, o coeficiente pode ser expresso por:

$$\sqrt{\mu_p} = \frac{2,0}{n_s d_s}$$

Substituindo todas as variáveis na equação acima, resulta em $\mu_p = 0,53036$.

Segundo gráfico da Fig. 14, para $\mu_p = 0,53$, resulta $\varphi = 0,053$, aproximadamente.

Verificando o coeficiente de fluxo (φ): a Eq. 38, expressa em termos da vazão volumétrica em (m^3/h), diâmetro em (mm) e rotação em (rpm), pode ser reescrita como:

$$\varphi = \frac{C5 \dot{Q}_a}{N D^3}$$

Onde: $C5=6,7548 \times 10^6$ é um fator de conversão de unidades.

Substituindo todas as variáveis na equação acima, resulta: $\varphi = 0,0531$.

Valor este muito próximo ao obtido, citado anteriormente, portanto o método convergiu.

Calculando a potência absorvida no eixo do compressor. Primeiramente, o cálculo de P_i , potência requerida pelo gás (*gas power*), segundo a Eq.16:

$$P_i = \frac{\dot{m}_f H_p}{\eta_p}$$

Onde $\dot{m}_f$ é a vazão em massa, expressa em (kg/s), incluindo as fugas pelos selos e labirintos, segundo a Eq.17:

$$\dot{m}_f = \dot{m} + \dot{m} \left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)$$

Onde: $\left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}}\right)$ representa a porcentagem de fugas de gás pelos selos e labirintos do compressor, estas fugas estão listadas na Tab.1, para o diâmetro em questão (0,4607 m), têm-se um frame de 500 mm, como diâmetro máximo, com $\left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}}\right) = 0,03$.

Sendo, segundo Tab.30: $\dot{m} = 98754/3600$, ou

$$\dot{m} = 27,4317 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_f = 28,2547 \text{ kg/s}$$

$$P_i = 8783,23 \text{ kW}$$

Cálculo de P_{VL} , dissipação de potência pelos mancais do compressor segundo a Eq. 19:

$$P_{VL} = R_L \left(\frac{N}{1000} \right)^2$$

Onde: pela Tab. 1, $R_L = 0,35$ e pelo cálculo $N = 10862,1 \text{ rpm}$

$$P_{VL} = 41,295 \text{ kW}$$

Estimando P_{VD} , dissipação de potência nos selos do compressor segundo a Eq.20: $P_{VD} = 2,0 \text{ kW}$.

Calculando a potência absorvida no eixo do compressor segundo a Eq. 18:

$$P_K = \frac{(P_i + P_{VL} + P_{VD})}{\eta_G}$$

Onde: a eficiência de engrenamento $\eta_G = 1$, resultando em: $P_K = 8827 \text{ kW}$.

Verificando a temperatura de descarga T_d :

$$T_d = T_s \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$T_d = 373 \text{ K}$$

Sendo $T_{\text{limite}} = 478\text{K}$, não há necessidade de resfriamento intermediário.

Tabela 35 – Resultados do cálculo dos parâmetros principais para o compressor do Caso 4

Variável	Valor
$T_d (^{\circ}\text{C})$	99,9
$V_s (\text{m}^3/\text{s})$	2,318
φ	0,0531
$D(\text{m})$	0,461
$N (\text{rpm})$	10862
ds	4,18
ns	0,657
η_p	0,82
$H_p (\text{kJ/kg})$	254,9
μ_p	0,5304
$h_p (\text{kJ/kg})$	36,415
n_{stage}	7
$P_i (\text{kW})$	8783
$P_{VL} (\text{kW})$	41,3
$P_{VD} (\text{kW})$	2
$P_k (\text{kW})$	8827

Fonte: Elaborado pelo autor

C.3-Método dos Expoentes Politrópicos aplicado ao Caso 2

Todos os cálculos efetuados para o compressor de ar de processo referem-se à seção 2 de compressão operando nas condições normais da planta. Para este caso, os resultados dos cálculos figuram na seção 4.2, Tab.9, 10 e 11

A folha de dados do compressor, estimada pelo fornecedor é apresentada na Tabela 36.

Tabela 36 – Condições de operação do compressor do Caso 2.(Ar de Processo)

Variável	Valor
Seção de compressão	Seção 2
Modelo do compressor	2MCL1007
Vazão mássica de gás (seco) (kg/h)	164660
Condições de Sucção	
Pressão (kgf/cm ² A)	2,72
Temperatura (°C)	40,0
Massa molecular	28,7
C_p/C_v (k_1)	1,402
Fator de compressibilidade (z_1)	0,999
Volume de sucção (úmido) (m ³ /h)	56016
Condições de descarga	
Pressão (kgf/cm ² A)	8,23
Temperatura (°C)	179
C_p/C_v (k_2)	1,394
Fator de compressibilidade (z_2)	1,001
Potência requerida no eixo (kW)	-
Rotação (rpm)	4595
Trabalho politrópico (N.m/kg)	121410
Eficiência politrópica (%)	85,4

Fonte: Baseado em GE-NUOVO PIGNONE, (2012)

Abaixo o fluxograma (Figura 38) do compressor e composição molar do gás (Tabela 37).

Figura 38 – Fluxograma do Compressor do Caso 2. (Ar.de Processo)

Fonte: Baseado em GE-NUOVO PIGNONE, (2012)

Tabela 37 – Composição molar do gás do Caso 2.

Gás (base seca)	Valor (%)
N ₂	78,08
O ₂	20,95
Ar	0,94
CO ₂	0,03

Fonte: Baseado em GE-NUOVO PIGNONE, (2012)

Segundo a folha de dados do compressor, composição do gás e dados de entrada do gás, calculou-se os seguintes parâmetros (ver seção 3). A pressão de sucção é 266,7 kPa, a temperatura de sucção é 274,8 K e a pressão de descarga é 806,86 kPa. Por sua vez, a temperatura de descarga foi estimada em 453,76 K.

Semelhante ao exemplo anterior, os valores de k foram obtidos através do *software* ESS nas condições de temperatura e pressão da sucção e da descarga, respectivamente, ambos calculados como gás real (Tabela 38).

Tabela 38 – Cálculo dos expoentes isoentrópicos e pressões críticas (EES) Caso 2.

Componentes	k_s	k_d	P_{cr} (kPa)	T_{cr} (K)
N ₂	1,403	1,404	3396	126
O ₂	1,396	1,370	7377	154,4
Ar	1,671	1,677	4863	150,5
CO ₂	1,280	1,240	5043	154,4

Fonte: Elaborado pelo autor

Aplicando as Equações já descritas na seção 3, obtêm-se os seguintes valores para o Caso2.

Tabela 39 – Resultados do cálculo das variáveis para a condição inicial do Gás do Caso 2

Variável	Valor
k_s	1,404
k_d	1,399
k_m	1,4015
P_{cr} (kPa)	3756,03
T_{cr} (K)	132,23
P_{rs}	0,071
P_{rd}	0.2148
T_{rs}	2,367
T_{rd}	3,4236

Fonte: Elaborado pelo autor

Novamente, encontra-se o valor do fator de compressibilidade pelos diagramas de Obert. Estes valores são apresentados na Tabela 40.

Tabela 40 – Resultados do fator de compressibilidade para o Caso 2

Variável	Valor
Z_s	0,99
Z_d	1,055
Z_m	0,9975

Fonte: Elaborado pelo autor

Após os cálculos acima, com os valores das Tabelas 39 e 40 serão efetuados os cálculos referentes ao desempenho do compressor, conforme exposto abaixo porem sem auxílio de qualquer rotina computacional. Os resultados, decorrentes dos cálculos, são apresentados na Tabela 41.

Calculando a vazão de gás na entrada no compressor em (m^3/h):

$$\dot{Q}_a = 3600\dot{V}_s$$

Sendo $V_s = 15,3956 \text{ m}^3/\text{s}$, resulta:

$$\dot{Q}_a = 55424,16 \text{ m}^3/\text{h}$$

O valor de $\dot{Q}_a$ implica no Frame E, segundo a Tab. 2.

O trabalho politrópico foi calculado por:

$$H_p = \frac{8314,46 Z_m T_s}{MW} \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Onde: $Z_m = 0,9975$; $MW = 28,7 \text{ kmol}$; $T_s = 313 \text{ K}$; $P_d = 8,0686 \text{ bar (a)}$;

$P_s = 2,667 \text{ bar(a)}$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k_m - 1}{k_m \eta_p} = 0,3452$$

$$\frac{n}{n-1} = 2,8969$$

Onde: assume-se $\eta_p = 0,83$, segundo Tab.2 e $k_m = 1,4015$, segundo Tab.39 .

Substituindo todos os valores das variáveis anteriores na equação do trabalho politrópico, resulta:

$$H_p = 121,9536 \text{ kJ/kg}$$

Verificando a temperatura de descarga:

$$T_d = T_s \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$T_d = 459 \text{ K}$$

Sendo $T_{\text{limite}} = 478 \text{ K}$, não há necessidade de resfriamento intermediário.

Verificando a compatibilidade do *frame* com a razão vazão e rotação. Adotando $N = 5000$ rpm, como a rotação máxima do compressor para o *frame* E, segundo Tab.2, a razão vazão e rotação fica:

$$\frac{\dot{Q}_a}{N} = 11,1$$

Como, $\left(\frac{\dot{Q}_a}{N}\right)_{max.} = 20,391$

Segundo a Tab.2, o critério fica satisfeito.

Calculando o número de estágios, segundo a Eq.60:

$$h_p = \alpha N^2$$

Onde: $\alpha = 1,196 \times 10^{-6}$, $N = 5000$ rpm, segundo Tab. 2 para *frame* E., portanto o trabalho politrópico por estágio fica:

$$h_p = 29,9 \text{ kJ/kg}$$

$$n_{stg} = \frac{H_p}{h_p}$$

$$n_{stg} = 4,08$$

Adotando um número inteiro:

$$n_{stgi} = 4$$

Corrigindo o trabalho politrópico por estágio segundo a Eq.47:

$$h_{pc} = \frac{H_p}{n_{stgi}}$$

$$h_{pc} = 30,4884 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Corrigindo a rotação, segundo a Eq.48:

$$N_c = N \left(\frac{h_{pc}}{h_p} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Onde: N_c é a rotação corrigida

$N_c=5049$ rpm

Calculando o diâmetro do impelidor e sua velocidade periférica segundo Eq.54:

$$\psi_{avg} = 2 \eta_p 0,63$$

Substituindo o valor de η_p :

$$\psi_{avg} = 1,0458$$

Explicitando a Eq.55 em termos de U_{tip} , chega-se na expressão abaixo:

$$U_{tip}^2 = \frac{2000 h_{avg}}{\psi_{avg}}$$

Onde:

$$h_{avg} = h_{pc} = 30,4884 \frac{kJ}{kg}$$

Substituindo os valores de ψ_{avg} e h_{avg} , na equação de U_{tip} , têm-se:

$$U_{tip} = 241,467 \text{ m/s}$$

Explicitando a Eq.39 em termos de (D), têm-se:

$$D = \frac{60 U_{tip}}{\pi N_c}$$

Substituindo os valores das variáveis na equação acima, têm-se $D = 0,913$ m.
Calculando o coeficiente de fluxo do primeiro impelidor segundo a Eq.15:

$$\varphi = \frac{4 \dot{V}_s}{\pi U_{tip} D^2}$$

Substituindo os valores das várias variáveis, já mencionadas, na equação acima têm-se: $\varphi = 0,09739$.

Calculando a potência absorvida no eixo do compressor: cálculo de P_i , potência requerida pelo gás (*gas power*), segundo a Eq.16:

$$P_i = \frac{\dot{m}_f H_p}{\eta_p}$$

Onde: $\dot{m}_f$ é o fluxo mássico expresso em (kg/s, incluindo as fugas pelos selos e labirintos) segundo a Eq.17:

$$\dot{m}_f = \dot{m} + \dot{m} \left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)$$

Onde: $\left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)$ representa a porcentagem de fugas de gás pelos selos e labirintos do compressor, estas fugas estão listadas na Tab.1, para o diâmetro em questão (0,913 m), teríamos um frame de 1000 mm, como diâmetro máximo, com $\left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \right) = 0,01$, segundo Tab.1

Mas $\dot{m} = 164660/3600$, segundo Tab.36, resultando:

$$\dot{m} = 45,739 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_f = 46,1964 \text{ kg/s}$$

$$P_i = 6787,73 \text{ kW}$$

Calculando (P_{VL}), dissipação de potência pelos mancais do compressor segundo a Eq. 19: $P_{VL} = 112,2$ kW. Estimando P_{VD} , dissipação de potência nos selos

do compressor segundo a Eq.20: $P_{VD} = 2,0$ kW. Calculando a potência absorvida no eixo do compressor segundo a Eq. 18: $P_K = 6902$ kW. Finalmente a Tabela 41, informa todos os parâmetros calculados do compressor.

Tabela 41 – Resultados do cálculo dos parâmetros principais para o compressor Caso 2

Variável	Valor
T_d (°C)	186
V_s (m³/s)	15,396
Frame	E
ϕ	0,0974
D(m)	0,913
N (rpm)	5049
U_{tip} (m/s)	241,47
α	$1,196 \times 10^{-6}$
η_p	0,83
H_p (kJ/kg)	121,954
ψ_p	1,0458
h_p (kJ/kg)	30,4884
n_{stage}	4
P_i (kW)	6787,7
P_{VL} (kW)	112,2
P_{VD} (kW)	2
P_K (kW)	6902

Fonte: Elaborado pelo autor