

NOVO MÉTODO PARA A CARACTERIZAÇÃO DE COMPRESSORES NA PRESENÇA DE INCERTEZA.

Rodrigo L. Meira¹, Gloria M. N. Costa¹, Ricardo A. Kalid² e Karen V. Pontes¹

1: Programa de Pós-Graduação em Engenharia Industrial
Escola Politécnica
Universidade Federal da Bahia
Rua Professor Aristides Novis, 2 - Federação, Salvador - BA
e-mail: rodrigolm18@gmail.com, gmeberg@ufba.br, karenpontes@ufba.br

2: Centro de Formação em Tecnologia e Inovação da UFSB
Universidade Federal do Sul da Bahia
Rua Itabuna, s/n, Rod. Ilhéus-Vitória da Conquista, km 39, BR 415, Ferradas, Itabuna - BA
e-mail: ricardo.kalid@gmail.com

Palavras chave: Curva de surge, Compressores centrífugos, Equação de estado, Incerteza

Resumo. *Os compressores centrífugos são importantes equipamentos em vários meios industriais, contudo sua operação necessita de grandes gastos de energia e riscos operacionais. Dentre os riscos mais comuns está o surge, um fenômeno que leva o compressor a instabilidade e como consequência a falhas. De modo a evitar o surge, o controle anti-surge é utilizado, e para isso a etapa inicial consiste no conhecimento da curva de surge do compressor, bem como suas curvas características. Contudo a estimação dessas curvas características é função de variáveis que possuem incerteza, tal como pressão, temperatura e rotação. Portanto haverá uma incerteza avaliada, também, as essas curvas, as quais podem ser usadas para definir melhor a região de operação do compressor. A relação dessas curvas com as variáveis medidas pode ser fornecida pelo modelo proposto por Gravdahl(1999), baseado em uma abordagem fenomenológica. Dessa forma, através da simulação de Monte Carlo, as incertezas das variáveis medidas foram propagadas para as curvas do compressor. Para esse trabalho foram utilizados dados da literatura do compressor, e para o comportamento de gás foi utilizada a equação de Soave-Redlich-Kwong. Dessa forma mostrado que o uso do escoamento compressível, bem como da equação de estado para gás real são fundamentais para prever as curvas do compressor. Também foi avaliada a curva de controle de surge com base na incerteza da curva de surge, e obteve uma curva com maior credibilidade do que a metodologia usada na literatura, sendo que para uma abrangência de 99 % o compressor poderia operar em condições de maior eficiência.*

1 INTRODUÇÃO

Os compressores são equipamentos industriais de grande importância, já que estão presentes nos mais diversos tipos de processo e funcionalidade, desde a distribuição de gás, termoelétricas, plantas de processos, como o a fabricação de amônia e em refinarias. Compressores centrífugos são equipamentos contínuos. O gás entra no impelidor, onde a energia mecânica, através do torque exercido pelo eixo, é convertida em energia cinética e conseqüentemente aumenta a sua velocidade, como indicado na Figura 1. Logo após o gás passa pelo difusor e finalmente pelo indutor, na qual o aumento da área de escoamento transforma o aumento da energia cinética em aumento de pressão. Contudo, como as velocidades do gás no interior do compressor são muitas altas e existem inúmeros percalços ao longo do escoamento, tem-se como consequência a transformação de energia em calor, por exemplo, por meio de atrito ou mudança da direção do gás.

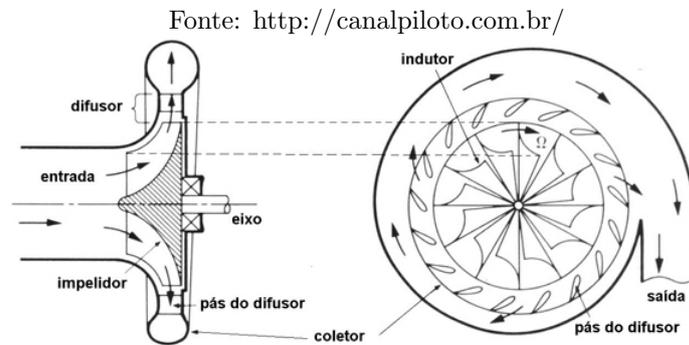


Figura 1: Funcionamento de um compressor

Esses equipamentos possuem um custo elevado, tanto em consumo de energia quanto em manutenção. Outro problema é que na região onde há maior eficiência do compressor, expressa em termos de razão de compressão, coincide com o limite do surge. O surge é um fenômeno na qual o fluxo de gás no compressor sofre refluxo, o que leva a vazão do compressor oscilar. As oscilações de vazão são bruscas e fazem com que o compressor vibre. Como resultado o compressor pode falhar até mesmo perder a funcionalidade. O surge ocorre quando o compressor opera a baixas vazões, e é uma função da rotação do compressor, sendo que a curva de surge delimita a região de operação do compressor como representado na Figura 2. Nessa figura, além da apresentação das curvas características do compressor e a curva de surge, se encontra também a curva de controle de surge, que é utilizada como referência para realizar o controle anti-surge. Sendo que a região de operação do compressor é o lado direito da curva de controle de surge.

Outro fator limitante na operação do compressor é a curva de Stonewall, que consiste no limite operacional na qual o gás atinge a velocidade sônica no compressor. Ao atingir a velocidade sônica o gás não consegue mais aumentar sua velocidade, e dessa forma a energia transferida ao gás é transformada em ondas de choque, causando vibração no

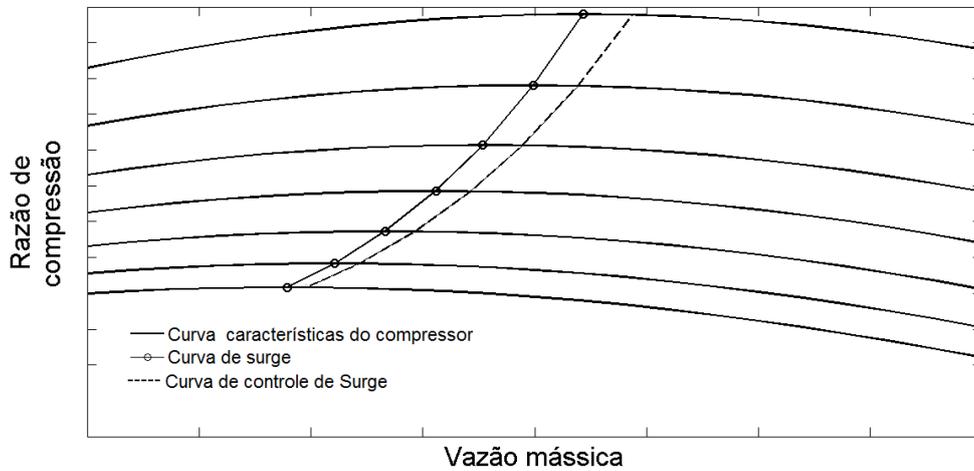


Figura 2: Representação das curvas características de um compressor

compressor. Apesar da importância da curva de Stonewall, nesse trabalho a análise será fixada apenas na curva de surge.

A forma mais comum de evitar o surge e operar em pontos mais próximos da máxima eficiência do compressor é através do controle anti-surge. Entretanto essa estratégia de controle requer o conhecimento da curva de surge e as curvas características do compressor, apresentadas na Figura 2. Dentre os métodos de obtenção dessas curvas podemos citar: determinação experimental, [6, 12], através de modelos empíricos [3, 18], e utilização de modelos fenomenológicos [4, 9, 10].

Os métodos experimentais são a melhor forma de caracterizar o compressor, contudo o experimento é perigoso, pois o compressor é levado a operar em surge e caso não sejam tomados os devidos cuidados pode leva-lo a falha. Nesses compressores, normalmente são monitoradas as condições de temperatura e pressão na sua alimentação e na sua descarga, bem como a vazão do gás. Dessa forma, com essas informações é possível inferir as curvas do compressor e a curva de surge, cujas vazões resultam em bruscas oscilações da pressão e o aumento da temperatura, além das propriedades do gás, como densidade, viscosidade, dentre outras.

Os modelos empíricos são os mais fáceis de implementação, contudo não possuem boa qualidade na estimação das curvas, visto que são baseados em relações matemáticas que tentam descrever valores experimentais, sem fundamentação teórica. Já os modelos fenomenológicos são mais precisos que os modelos empíricos e se aplicados corretamente podem descrever com certa precisão as curvas reais.

Esse trabalho usa o modelo da teoria de perdas por choque da NASA [8] que consiste em calcular as perdas de energia no compressor, identificando e modelando fenomenologicamente as perdas mais significativas. Esse método foi escolhido por ser um modelo fenomenológico, bem como possível usar os dados das características geométricos do com-

pressor e também as especificidades do gás, o que resulta em uma técnica abrangente aos compressores centrífugos.

Entretanto o modelo proposto pela literatura [8], também utilizado por [4, 10], não leva em conta a variação da densidade do gás em cada parte do compressor, o impelidor e o difusor, ocasionada por variação de pressão e temperatura. Também no modelo [8] é utilizada a lei dos gases perfeitos para descrever o comportamento do gás e consequentemente as curvas características e de surge, e as propriedades do gás, o que pode ser conveniente dependendo do gás ou da aplicação.

No presente artigo será tratado o modelo fenomenológico com variação da densidade do gás a pressão e a temperatura, ou seja escoamento compressível. Como forma de comparação, além da comparação com o comportamento do gás ideal, é apresentada a avaliação de gases reais, sendo selecionada a equação de Soave-Redlich-Kwong (SRK). Será estudada e verificada a influência destas equações no comportamento das curvas do compressor.

Além destas considerações, outro fator relevante é a avaliação da incerteza da curva de surge, com a qual seria possível avaliar melhor o limite de operação do compressor. Dessa forma, esse trabalho contribui com a avaliação da incerteza da curva de surge. E assim avalia-la melhor, e obter uma melhor estimativa da curva de operação no controle anti-surge. A avaliação da incerteza tem sido cada vez mais importante na indústria de processos [5, 15], contudo ainda não há pesquisas na literatura que realizem essa avaliação na caracterização de compressores. A incerteza também é um importante componente na área de controle e automação, de modo a melhorar as ações dos controladores.

Dessa forma o objetivo desse estudo é obter as curvas do compressor com o modelo de perdas de carga para escoamento compressível, como também será estudada sua influência. Será também investigada a influência da equação de estado na caracterização dos compressores, sendo as utilizadas as de gás ideal e a de SRK. Por fim, será observado como a partir da avaliação da incerteza é possível obter uma curva de controle de surge mais robusta.

2 METODOLOGIA

Nesse trabalho foi utilizado o cálculo das perdas de carga no interior de um compressor associado a um modelo termodinâmico para caracteriza-lo. Para isso foram utilizadas as equações que descrevem o escoamento compressível, bem como uma equação de estado que descreva o comportamento do gás. A curva de surge foi estimada pelo método de Monte Carlo associada à sua incerteza. As subseções seguintes descrevem essa metodologia com maior detalhe.

2.1 Modelagem do Compressor

A entalpia específica fornecida ao fluido deve ser igual à potência recebida pelo fluido. Portanto a energia transferida do compressor ao gás é medida pelo ganho da velocidade

centrípeta do gás dentro do impelidor, como visto na Eq. 1

$$\Delta h_{real} = (U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1}) \quad (1)$$

onde Δh_{real} é a energia específica que o compressor fornece ao gás, U_2 e U_1 são as velocidades centrípetas do gás do impelidor na saída e na entrada respectivamente, e $C_{\theta 2}$ e $C_{\theta 1}$ são as velocidades perpendiculares à centrípeta do gás.

Assumindo que a velocidade na entrada no impelidor é muito menor que na saída e que é definindo "σ" como a razão entre $C_{\theta 2}$ e U_2 [8], é possível obter a relação da entalpia de compressão expresso na Eq. 2. É possível notar na Eq. 2 que não há dependência entre entalpia específica utilizada na compressão com a vazão volumétrica, apenas com a rotação.

$$\Delta h_{real} = \sigma \cdot U_2^2 \quad (2)$$

Contudo, a energia fornecida ao gás expressa pela Eq. 2 não é necessariamente a energia de compressão do gás. A energia de compressão é a energia que o gás necessita para aumentar sua pressão isentrópicamente, ou seja livre de perdas. Dessa forma, devido a existência de perdas, a energia fornecida pelo compressor é transformada em calor e diminui a pressão de saída do gás. Como o intuito do compressor é aumentar a pressão do gás, há uma eficiência na qual se computa a energia fornecida ao gás apenas para a compressão, como descrita na Eq. 3. Essa eficiência também é chamada de eficiência de compressão isentrópica, ou seja a energia aproveitada dessa compressão na realização do trabalho a entropia constante.

$$\eta = \frac{\Delta h_{ideal}}{\Delta h_{real}} = \frac{\Delta h_{real} - \Phi_{perdas}}{\Delta h_{real}} \quad (3)$$

onde Δh_{ideal} é a energia necessária para aumentar a pressão do gás isentropicamente e Φ_{perdas} é a energia perdida, não consumida, no processo de compressão.

A energia transformada em perdas, na Eq. 3, é a soma de todas as perdas de cargas consideradas. Neste trabalho foram avaliadas as perdas por incidência, Eq. 4 e 5, decorrente da mudança de direção do fluido e a perda por fricção, Eq. 6 e 7, proveniente do atrito entre o fluido e o equipamento. Vale salientar que há outras perdas presentes no compressor, como perda na entrada do compressor, perda por vazamento, perda por fricção nos discos do compressor dentre outras [9, 16]. Contudo as perdas por fricção e incidência são as que mais impactam nas curvas do compressor [8]. As perdas estudadas foram calculadas tanto no impelidor quanto no difusor, haja vista que são as partes do equipamento em que as perdas são mais significativas.

$$\Phi_{imp,inci} = 0.5 \cdot \left(U_1 - \frac{m \cdot \cot g(\beta_{1b})}{\rho_{01} A} \right)^2 \quad (4)$$

$$\Phi_{dif,inci} = 0.5 \cdot \left(U_2 \sigma - \frac{m \cdot \cot g(\alpha_{2b})}{\rho_{imp} A} \right)^2 \quad (5)$$

$$\Phi_{imp,fric} = \frac{2f \cdot l_{imp}}{D (\rho_{imp} \cdot A \cdot \text{sen}(\beta_{1b}))^2} \cdot m^2 \quad (6)$$

$$\Phi_{dif,fric} = \frac{2f \cdot l_{dif}}{D (\rho_{dif} \cdot A \cdot \text{sen}(\alpha_{2b}))^2} \cdot m^2 \quad (7)$$

onde m é a vazão mássica, l_i é o comprimento médio hidráulico no trecho, D é o diâmetro hidráulico, ρ_0 é a densidade na entrada do compressor, ρ_i é a densidade do trecho, β_{1b} é o ângulo de entrada do impelidor e α_{2b} é o ângulo de saída do impelidor, U_i é a velocidade centrípeta do disco do compressor na entrada do trecho, e f é o fator de fricção. Nesse trabalho f é calculada pela equação de Blasius, Eq. 8, que também foi empregada em [8], sendo apresentado um maior detalhamento da dedução dessas equações. Os sobescritos *imp* e *dif* representam as perdas que ocorrem no impelidor e difusor respectivamente e os sobescritos *inc* e *fric* representam o tipo de perda, se é por incidência ou por fricção, respectivamente.

$$f = 0.3164 \times Re^{-0.25} \quad (8)$$

Dessa forma a soma das perdas do compressor é representada pela Eq. 9:

$$\Phi_{perdas} = \Phi_{imp,inc} + \Phi_{dif,inc} + \Phi_{imp,fric} + \Phi_{dif,fric} \quad (9)$$

A curva de surge é o lugar geométrico dos pontos de máxima eficiência do compressor, ou seja, onde a perda de carga é mínima em uma dada rotação. Dessa forma para determinar os pontos da curva de surge, devem-se encontrar as vazões da minimização da perda de carga, como é mostrado na Eq. 10. Caso seja considerado a densidade constante a curva de surge é obtida de forma analítica. Contudo, como nesse trabalho o comportamento compressível é utilizado, e a curva de surge deve ser obtida via um método numérico de otimização.

$$\min_m \Phi_{perdas} \quad (10)$$

2.2 Modelo Termodinâmico

Neste trabalho é proposto que as curvas características do compressor, bem como a curva de surge sejam calculadas considerando a densidade variável já que os gases são

fluidos compressíveis. Dessa forma a aproximação da densidade constate normalmente não é válida, dependente do gás e das condições de temperatura e pressão, bem como da aplicação. Para que a variação da densidade seja considerada no cálculo da perda de carga nas partes que compõe o compressor, uma equação de estado deve ser adotada. Assim, torna-se necessário a resolução do sistema de equações do balanço de energia térmica, expressa em energia por unidade de massa, e do balanço de energia mecânica, expresso pela Eq. 11, e bem como uma equação de estado, que relacione temperatura, pressão e volume.

$$\Delta h + \int u \cdot du + W = 0 \quad (11)$$

$$\int u \cdot \rho^2 du + \int \rho \cdot dP + (\Phi_{i,fric} + \Phi_{i,inc}) \rho^2 + W \cdot \rho^2 = 0$$

onde Δh é a variação de entalpia, u é a variação da velocidade do fluido no compressor, G é a velocidade mássica, W é trabalho recebido pelo gás, se for no impelidor equivale à Δh_{real} e zero para o difusor, ρ é a densidade do gás. O termo $\int \rho \cdot dP$ é obtido via uma equação de estado, e para uma equação de estado explícita na pressão pode ser calculado pela Eq. 12. E $\Phi_{i,imp}$ e $\Phi_{i,fric}$ são as perdas de fricção e incidência do trecho i , impelidor ou difusor, expresso pelas Eq. 4 à 7.

$$\int \rho \cdot dP = \int \rho \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial V} \right)_T dV + \int \rho \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_V dT \quad (12)$$

A literatura mostra que há uma significativa diferença quando se usa as equações de estado e a equações dos gases ideais em modelagens de compressores [17]. A equação de estado usada nesse trabalho foi a de Soave-Redlich-Kwong (SRK), Eq. 13, visto que esta representa bem mistura de gases apolares [19]

$$P = \frac{R \cdot T}{V - b} - \frac{a(T)}{V(V + b)}$$

$$b = 0.08664 \times \frac{R \cdot T_C}{P_C} \quad (13)$$

$$a(T) = 0.42747 \times \frac{R^2 \cdot T_C^2}{P_C} \cdot \left[1 + k(\omega) \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_C}} \right) \right]^2$$

onde T e V designam a temperatura e o volume molar, T_C e P_C são a temperatura e pressão crítica respectivamente, R é a constante universal dos gases e ω é o fator acêntrico do gás.

Dessa forma, através da resolução do sistema apresentado pela Eq. 11 tanto para o impelidor quanto para o difusor, e se encontra as condições de temperatura e volume em cada um dessas partes. Com essas informações através das Eq. 4 à 7, são calculadas as perdas de carga, e a eficiência isentrópica do compressor pela Eq. 3. Por fim torna-se possível calcular a razão de compressão, através do conceito de compressão isentrópica, ou seja a entropia constante, Eq. 14.

$$\begin{aligned}\Delta h(T, V) - \eta \cdot \Delta h_{real} &= 0 \\ \Delta s(T, V) &= 0\end{aligned}\tag{14}$$

onde $\Delta h(T, V)$ e $\Delta s(T, V)$ são as variações de entalpia e entropia do gás de um dado estado de T_1 e V_1 até um novo estado T_2 e V_2 . São calculados a partir do conceito de propriedade residual de um gás, Eq. 15, visto que como não existem tabelas para calcular a variação de entropia e entalpia para qualquer condição de temperatura e pressão.

$$\Delta m(T, V) = m_2^R - m_1^R + \Delta m^{ideal}\tag{15}$$

onde $\Delta m(T, V)$ é a variação de uma propriedade do gás, que por exemplo pode ser a entalpia e entropia, Δm^{ideal} é a variação de m para um gás ideal e m^R é a propriedade residual do gás a temperatura T e volume V , sendo definida pela diferença da propriedade real pela propriedade de um gás ideal, nas mesmas condições de T e V .

2.3 Avaliação da Incerteza

Até agora houve uma grande preocupação em modelar as curvas características do compressor com maior consistência termodinâmica possível. Entretanto em um processo industrial, é comum que haja variabilidade das condições de processo, bem como no funcionamento dos equipamentos. Mesmo que, por meio de controle de processos, tenta-se diminuir essa variabilidade, não há modo de anula-la. Dessa forma é de grande importância a avaliação da incerteza das variáveis de processo. No caso das curvas do compressor, cuja função é detalhar e delimitar a operação do processo, essa avaliação é imprescindível para que haja maior qualidade, assim como estudar meios de diminuir a variabilidade do processo.

Em uma indústria de processos, a incerteza é a medida da variabilidade de uma variável. A incerteza pode ser avaliada através da análise estatística de dados experimentais, caso haja medições da variável estudada. Caso contrário há um modelo matemático que correlacione as variáveis medidas experimentalmente com as calculadas por um modelo, e para isso o Guia de Avaliação da incerteza (GUM) e seu suplemento (GUM-S1) [1, 2] sugere meios de avaliar a incerteza. Na estimação da curva de surge de um compressor, a avaliação da incerteza está de acordo com o segundo caso, visto que a curva é obtida através de um modelo matemático.

De acordo com o GUM e GUM-S1, para sistemas não lineares, como o tratado nesse trabalho, há duas abordagens para avaliar a incerteza, o MLPU (Multi Variable Law of

Propagation of Uncertainties) e o método de Monte Carlo. O primeiro se baseia em, uma aproximação linear da expansão da série de Taylor, propaga a incerteza das variáveis de entrada para as variáveis de saída. É um método simples, contudo para sistemas altamente não lineares o método pode não representar bem a incerteza do sistema, devido à aproximação linear.

Já o método de Monte Carlo propaga as *pdf*'s (*probability density function*) das variáveis de entrada, cujas incertezas são conhecidas, para a variável inferida, como mostrado na Figura 3. Esse método funciona bem para sistemas altamente não lineares e possui a vantagem de propagar *pdf*'s de diferentes formas. Sua desvantagem diz respeito ao método necessitar de várias simulações para obter um resultado representativo, o que aumenta drasticamente o custo computacional e tempo de resposta.

PDF é a função que informa a variabilidade de uma dada variável, a sua integral definida informa a probabilidade de uma medida aleatória está no intervalo de integração, sendo que a integral da curva completa sempre é igual a 1. Existe também a *cdf* (*cumulative distribution function*), que é a integral *pdf* sendo assim a função da probabilidade acumulada. Dentre as *pdf*'s a mais comum e estudada é a Normal, sendo sua característica ser centrada em um valor médio com um dado desvio padrão. A Figura 4 apresenta a *pdf* e *cdf* de uma Normal padronizada, ou seja com média 0 e desvio 1.

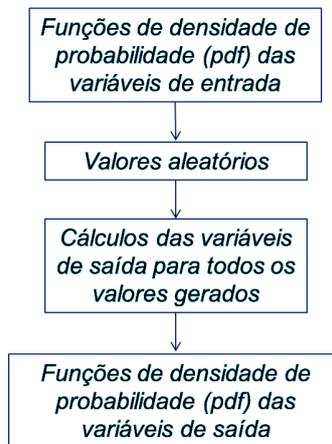
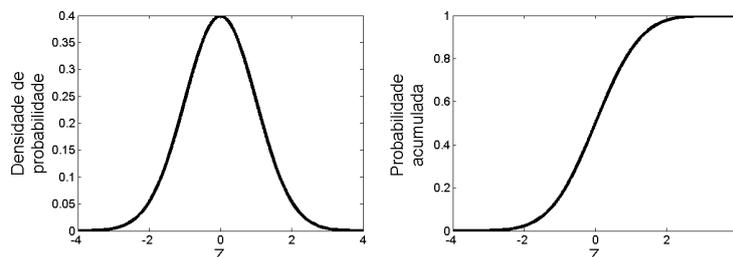


Figura 3: Fluxograma do método de Monte Carlo

Escolheu-se método de Monte Carlo para avaliação da incerteza da curva de surge, visto que há vários cálculos via método numérico, o que caracteriza uma alta não linearidade. Dessa forma métodos derivativos de avaliação de incerteza como o MLPU (GUM) se tornam complicadas para serem implementados, devido a complexidade do sistema, além de não garantir uma estimativa correta [13].

Para as simulações foram consideradas a existência de incerteza nas propriedades de entrada do gás, temperatura e pressão, e na rotação do compressor. Os valores da incerteza estão configurados na Tabela 1. Essas variáveis foram selecionadas pois em um processo de

Figura 4: *pdf* e *cdf* de uma função Normal padronizada

produção são aquelas com maior fonte de incerteza, e os valores de suas incertezas foram considerados de acordo com as possíveis variações que um processo pode haver. O número de simulações foram 10 000, já que esse é um limite aceitável para a implementação desse método, e que mais pontos acarretariam um maior tempo de simulação.

| Variável | Unidade | Valor Absoluto | Incerteza Relativa |
|------------------------|---------|-------------------------|--------------------|
| Temperatura de entrada | K | 300 | 2 % |
| Pressão de entrada | kPa | 101 | 2 % |
| Rotação | rpm | $(20 - 50) \times 10^3$ | 1 % |

Tabela 1: Dados de entrada

As *pdf*'s das variáveis de entrada consideradas foi a Normal visto que a maioria dos modelos da natureza segue tal comportamento. Em um estudo prático seria necessário experimentar primeiramente qual *pdf* se adéqua melhor as variáveis. Dessa forma poderia obter uma avaliação mais robusta da curva de surge.

3 RESULTADOS

Esse trabalho utiliza os dados apresentados em [8], descritos na Tabela 2, e adiciona ao trabalho anterior os conceitos de escoamento compressível, equação de estado e incerteza. O sistema é um compressor de ar, cujas entradas são 300 K e 101 kPa. A vazão mássica foi analisada entre os valores de 0 kg/s à 0,45 kg/s, e a rotação do compressor entre 20 000 rpm à 50 000 rpm, que são as faixas de rotação utilizada pela referência.

O software MATLAB® foi utilizado para a resolução dos sistemas de equações descritos na secção 2, Eq. 14 e 11, ao todo são dois sistemas não lineares de duas equações cada um, bem como para a otimização, Eq. 10. Sendo que para a resolução de sistemas foi utilizada a rotina *fsolve* e para otimização a rotina *fmincon*. Para obter as estimativas iniciais foram observadas as condições de temperatura e pressão para a vazão nula e assim as ajustando.

A Figura 5 apresenta as curvas características calculadas, pelo cálculo da perda de carga no compressor e da razão de compressão, para três abordagens: • escoamento

| Variável | Símbolo | Unidade | Valor Absoluto |
|---|---------------|---------|----------------|
| Diâmetro de saída do impelidor | D_2 | m | 0,128 |
| Diâmetro de entrada do impelidor | D_1 | m | 0,057 |
| Ângulo das pás na entrada do impelidor | β_{1b} | rad | 0,61 |
| Ângulo da velocidade do gás na saída do impelidor | α_{2b} | rad | $\pi/2$ |
| Razão $\frac{C_{\theta 2}}{U_2}$ | σ | - | 0,9 |
| Número de Reynolds | Re | - | 10^5 |

Tabela 2: Dados do compressor

incompressível considerando gás ideal, • escoamento compressível considerando gás ideal, ● escoamento compressível considerando SRK.

Os resultados mostram que a influência na razão de compressão em decorrência da variação da densidade no cálculo da perda de carga é significativa. Sendo que em baixas rotações as curvas características variam muito pouco com o método utilizado. Isso ocorre, pois, nesses casos as condições de volume e temperatura no interior do compressor não possuem uma alteração significativa. Para as abordagens considerando escoamento compressível, as curvas do compressor encontradas obtiveram resultados similares. A explicação para esse comportamento decorre do seguinte fato: nas condições de pressão e temperatura do sistema, e da natureza, o efeito da equação de estado real não difere muito da ideal.

A variação da densidade também influencia na eficiência obtida na simulação do compressor. De modo que para vazões menores a eficiência do compressor é maior para o escoamento compressível, comparado ao método convencional, que considera a densidade constante. Já para vazões altas a variação da densidade diminui a eficiência do compressor no escoamento compressível, comparado com o escoamento incompressível. Caso fossem analisadas vazões maiores, do que avaliadas nesse trabalho, haveria também necessidade de delimitar a curva de Stonewall, através do cálculo da velocidade sônica no gás. E assim com o monitoramento da velocidade sônica, é possível identificar a vazão na qual a velocidade do fluido atinge a sônica, o que determina o ponto de Stonewall.

Uma vantagem dessa abordagem é a possibilidade de acompanhar as propriedades do gás, tais como velocidade sônica, densidade, temperatura, nas partes do compressor, além da entrada e saída, também, o escoamento no impelidor e difusor. E a velocidade do som é de grande importância para a estimativa da curva de Stonewall. E outras variáveis como o aumento de entropia, e consequentemente aumento de temperatura, podem ser analisadas também, contudo esses estudos serão realizados posteriormente. E com isso novas direções no projeto de compressores podem ser impostas e obter equipamentos mais eficientes.

A Figura 6 apresenta as curvas de surge obtidas usando os três métodos de cálculo da densidade. Foi observado que os estudos com escoamento compressível resultam em uma curva mais posicionada a esquerda que a da curva que considera densidade constante.

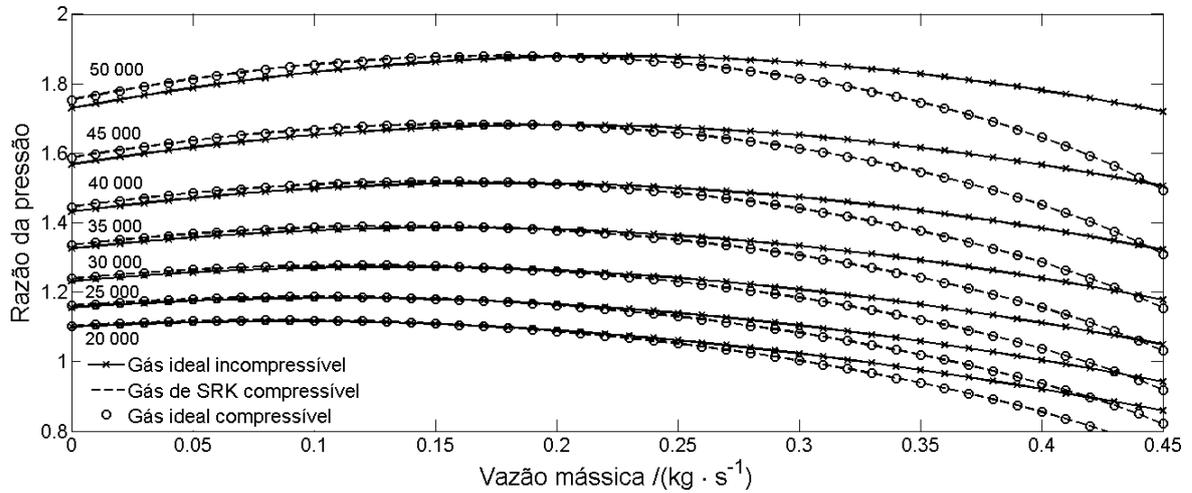


Figura 5: Curvas características do compressor simuladas

Dessa forma, conclui-se que o método convencional poderia levar o compressor a operar em condições de menor eficiência. É apontado que também para as curvas de surge com escoamento compressível, as curvas a equação de estado de SRK e do gás ideal apresentaram um comportamento semelhante, proporcionado pela faixa de temperatura e pressão no interior do compressor.

Vale ressaltar que o gás utilizado, no caso o ar, é uma mistura de gases apolares cujas propriedades são bem definidas e conhecidas. A condição de entrada, próximas as condições atmosféricas, é uma condição afastada das condições críticas o que caracteriza um sistema relativamente simples. Assim para estudos com condições de altas pressões e temperatura e mistura de gases mais complexas, comumente encontrado na indústria química, seria necessária uma avaliação melhor da equação de estado nessa aplicação dentre outras considerações.

Caso fosse realizado um estudo em planta industrial, seria importante a validação da curva de surge e das características do compressor com as curvas de referência, como exemplo as curvas fornecidas pelo fabricante. Dessa forma, em eventuais mudanças nas condições de operação, como temperatura e pressão de entrada no compressor, a metodologia apresentada poderia fornecer tanto uma curva característica como uma curva de surge.

Calculada a curva de surge o próximo passo é definir a curva de controle de surge do compressor. Na prática a vazão mínima de operação é definida como 10 % mais do valor da vazão no surge [7, 14]. Porém, nesse trabalho é avaliada a incerteza da curva de surge e dessa forma estabelecer a curva de operação de melhor qualidade.

Para isso o método de Monte Carlo foi implementado considerando apenas o caso de

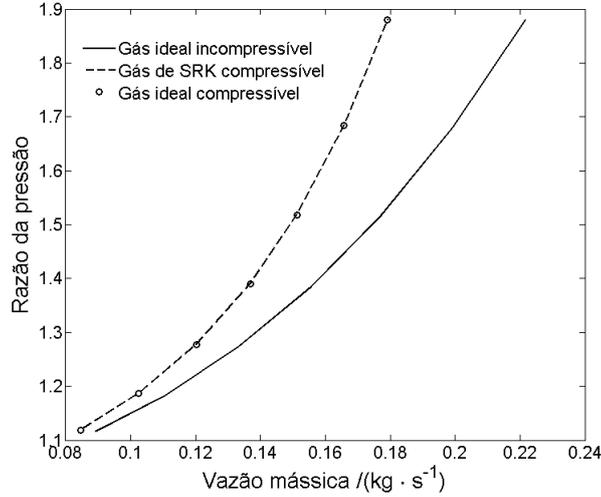


Figura 6: Curvas de surge do compressor

escoamento compressível com a equação de SRK, pois esta possui maior probabilidade de descrever o comportamento real do gás. Após a simulação de Monte Carlo, é possível obter a média, variância e covariância das variáveis simuladas, como está apresentado nas Eq. 16, 17 e 18, respectivamente, para os pontos de surge, vazão de surge, m_{surge} , e a razão de compressão no surge, ϕ_{surge} , dispostas na Tabela 3.

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^N \frac{x_i}{N} \quad (16)$$

| Rotação Nominal /rpm | \bar{m}_{surge} /($kg \cdot s^{-1}$) | $\sigma_{m_{surge}}^2 \times 10^6$ /($kg^2 \cdot s^{-2}$) | ϕ_{surge} | $\sigma_{\phi_{surge}}^2 \times 10^4$ | $\sigma_{m_{surge}, \phi_{surge}} \times 10^5$ /($kg \cdot s^{-1}$) |
|-------------------------|---|--|----------------|---------------------------------------|--|
| 20 000 | 0,085 | 3,64 | 1,12 | 0,124 | 0,672 |
| 25 000 | 0,103 | 4,27 | 1,19 | 0,323 | 1,174 |
| 30 000 | 0,120 | 4,53 | 1,28 | 0,732 | 1,820 |
| 35 000 | 0,137 | 4,35 | 1,39 | 1,493 | 2,548 |
| 40 000 | 0,151 | 4,16 | 1,52 | 2,767 | 3,391 |
| 45 000 | 0,166 | 3,83 | 1,69 | 5,144 | 4,435 |
| 50 000 | 0,179 | 3,49 | 1,88 | 9,118 | 5,637 |

onde \bar{x} representa a média da variável, σ_x^2 representa a variância de uma variável e $\sigma_{x,y}$ a covariância entre variáveis.

Tabela 3: Dados estatísticos dos pontos de surge.

$$\sigma_x^2 = \sum_{i=1}^N \frac{(x_i - \bar{x})^2}{N - 1} \quad (17)$$

$$\sigma_{x,y} = \sum_{i=1}^N \frac{(x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{N - 1} \quad (18)$$

onde \bar{x} e \bar{y} são as médias de duas variáveis x e y , x_i e y_i são os valores para x e y e N é o número de amostras.

A Figura 7 apresenta o resultado da simulação de Monte Carlo, em que os pontos da curva de surge agora são na realidade regiões onde o surge pode ocorrer. O aumento da região dos pontos com a rotação na Figure 3 e os dados da Tabela 3 apontam que há uma relação entre a variância dos pontos de surge com a rotação. Uma vez realizada a simulação de Monte Carlo o próximo passo é definir qual *pdf* descreve cada ponto de surge, a partir da qual será estimada a curva de controle de surge.

Uma prática comum de avaliar a *pdf* de uma variável é através do histograma, Figura 8. Revela-se pelo histograma que as variáveis que compõem o ponto de surge se assemelham a uma *pdf* normal. Isso pode ser esperado visto que os dados de entrada foram considerados normais, e durante a simulação de Monte Carlo essa característica foi mantida. Foi observado também que todos os demais pontos de surge tiveram um comportamento similar ao ponto da Figura 6. Contudo para assegurar de que o ponto de surge pode ser regida por uma *pdf* multivariada, é necessário realizar testes de normalidade.

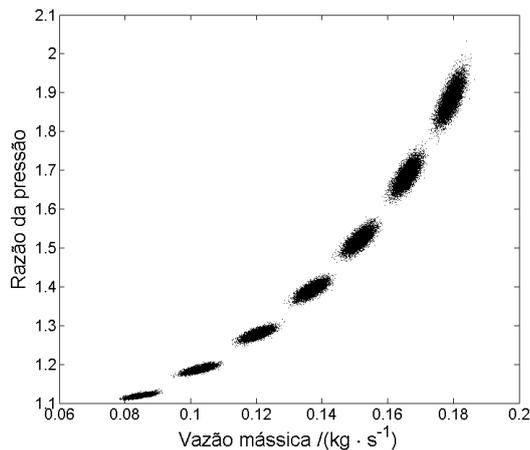


Figura 7: Resultado da simulação de Monte Carlo

O teste de Kolmogorov-Smirnov, Eq. 19 testou a normalidade das variáveis da curva de surge e indicou que para 95 % de confiança as variáveis possuem distribuição normal. Isso pode ser provado ao comparar a curva da *cdf* normal padronizada com a *cdf* padronizada

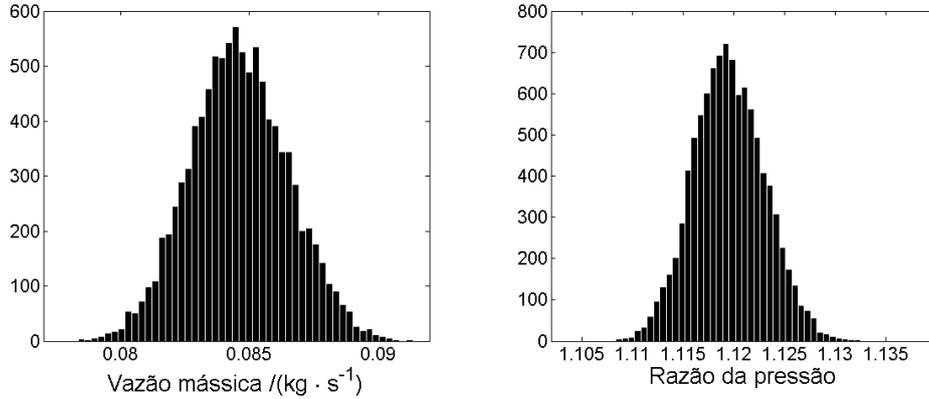


Figura 8: Histograma do ponto de surge para rotação nominal de 20 000

das variáveis da curva de surge, como está apresentado na Figura 9. Assim é mostrado que os pontos de surge se adequam a *pdf* normal. Esse teste apresentou o mesmo resultado para todos os pontos da curva de surge.

$$\max (|F(x) - G(x)|) \quad (19)$$

onde $F(x)$ é a *cdf* padronizada empírica dos pontos simulados e $G(x)$ é a *cdf* normal padronizada.

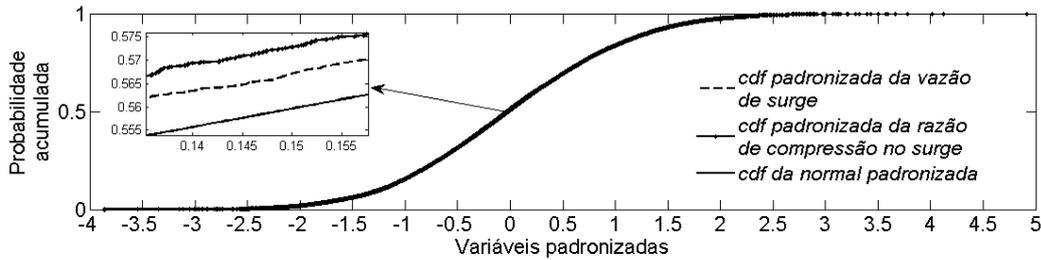
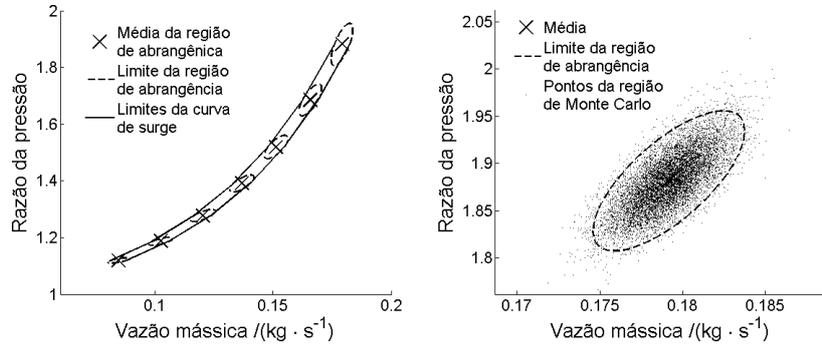


Figura 9: *CDF* para o ponto de surge para rotação nominal de 20 000 rpm

Dessa forma, para cada ponto da curva de surge, é possível avaliar uma região de abrangência para uma normal bidimensional, ilustrada por uma elipse. A Figura 10 mostra a região de abrangência dos pontos da curva de surge para um fator de abrangência 95 %. As curvas que contornam todas as elipses delimitam assim a região na qual o surge pode ocorrer. Assim, a partir das curvas que limitam a região de surge, pode-se estimar a curva de operação de surge, ao utilizar o limite superior da região de surge.

Construiu-se, também, essa região para um fator de abrangência de 99 %, apresentado na Figura 11. Nota-se que a curva de controle de surge obtido de forma convencional, 10



(a) região de abrangência dos pontos da curva de surge,
 (b) região de abrangência em tornos dos pontos para uma rotação nominal de 50 000 rpm.

Figura 10: Região da curva de surge para uma probabilidade de abrangência de 95 %

% da vazão de surge, faz com que o compressor opere além dos limites da região de surge obtida para o fator de 99 %. Isso aponta que o compressor poderia operar a uma vazão menor, e dessa forma com maior eficiência.

Destaca-se que a região de abrangência de surge provém da incerteza das condições de processo, o que ressalta a importância de manter a variabilidade baixa tanto quanto conhecê-la. E assim, a curva de controle de surge depende não só das dimensões do compressor ou das condições do processo, como também da variabilidade do mesmo de modo que a região de operação do compressor tanto pode aumentar quanto diminuir. Por fim é mostrada a importância do estudo da incerteza das variáveis de um processo, de modo a melhorar a sua qualidade, bem como proteje-lo de riscos operacionais.

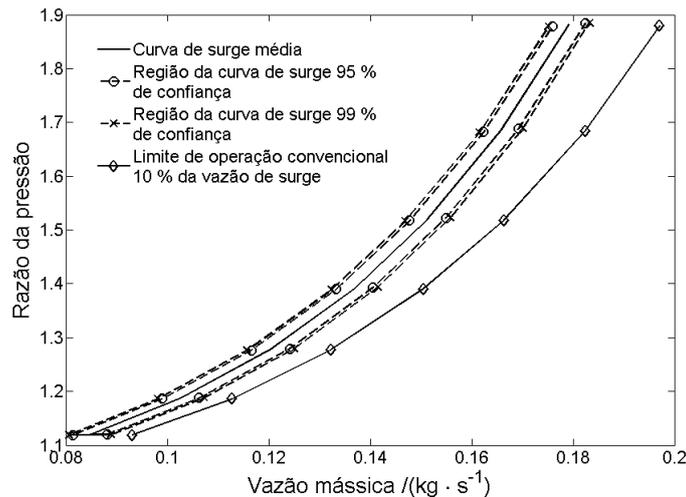


Figura 11: Curvas do controle de surge via avaliação da incerteza.

4 CONCLUSÃO

Esse trabalho apresentou um aperfeiçoamento do método de determinação das curvas características do compressor, incorporando os conceitos de escoamento compressível, equação de estados e incerteza. Foi possível assim mostrar a importância do estudo da variação da densidade para a caracterização do compressor, o que apresentou uma significativa influência da curva e surge, e é decisivo na implementação do controle anti-surge. De modo que as curvas obtidas pelo escoamento compressível restringem mais a região de operação do compressor. Também observou-se que nas condições de pressão e temperatura do sistema e para o gás utilizado, a influência da equação de estado não se mostrou significativa para o cálculo das curvas do compressor.

Outro ponto abordado foi a delimitação da curva de controle de surge, que geralmente é obtida sem a devida precisão. O que foi mostrado é que pela avaliação da incerteza da curva de surge é possível obter uma curva de controle de surge com maior qualidade, sem que haja muitas dúvidas sobre a operação. De modo que para o sistema em estudo a região de surge para um fator de abrangência de 99 % apresentou uma curva de controle de surge, na qual o compressor pode operar com maior eficiência do que se fosse realizada a aproximação de 10 % da curva de surge.

REFERÊNCIAS

- [1] BIPM, IEC, IFCC, ILAC, ISO, IUPAC, IUPAP and OIML (2008a). *Evaluation of measurement data - guide to the expression of uncertainty in measurement. joint committee for guides in metrology, Technical report, Bureau International des Poids et Mesures*. JCGM 100:2008. Primeira versão desse documento referente ao ano de 1995 foi traduzido pelo INMETRO e ABNT, terceira edição brasileira em 2003.
- [2] BIPM, IEC, IFCC, ILAC, ISO, IUPAC, IUPAP and OIML (2008b). *Evaluation of measurement data-supplement 1 to the guide to the expression of uncertainty in measurement-propagation of distributions using a Monte Carlo method*. Technical report, Joint Committee for Guides in Metrology, Bureau International des Poids et Mesures, JCGM 200:2008.
- [3] Boyce, M. P. *Principles Of Operation And Performance Estimation Of Centrifugal Compressors*. XXII TURBO MACHINERY SYMPOSIUM.
- [4] Chu, F., Wang, F., Wang, X. Zhang, S. *Performance modeling of centrifugal compressor using kernel partial least squares*. Applied Thermal Engineering 44, 90–99 (2012).
- [5] Costa, E. A., Martins, M. A. F., Fernandes, J. K. O. Kalid, R. A. *Análise de desempenho de um trocador de calor industrial considerando a incerteza de medição*. XX Congresso Brasileiro de Engenharia Química 1–8 (2014).

- [6] Galindo, J., Serrano, J. R., Guardiola, C. Cervelló, C. *Surge limit definition in a specific test bench for the characterization of automotive turbochargers*. Experimental Thermal and Fluid Science 30, 449–462 (2006).
- [7] Ghanbariannaeni, A. Ghazalehsadat, G. *Protecting a centrifugal compressor from surge*. Pipeline Gas Journal 239, (2012).
- [8] Gravdahl, J. T. *Modeling and Control of Surge and Rotating Stall in Compressors*. (1998).
- [9] Gravdahl, J. T., Willem, F., Jager, B. De Egeland, O. *Modeling for surge control of centrifugal compressors: comparison with experiment*. Conference on DEcision and Control 1341–1346 (2000).
- [10] Jiang, W., Khan, J. Dougal, R. a. *Dynamic centrifugal compressor model for system simulation*. Journal of Power Sources 158, 1333–1343 (2006).
- [11] Li, S. Li, F. *Prediction of Cracking Gas Compressor Performance and Its Application in Process Optimization*. Chinese Journal of Chemical Engineering 20, 1089–1093 (2012).
- [12] Liu, a. X. Zheng, X. Q. *Methods of surge point judgment for compressor experiments*. Experimental Thermal and Fluid Science 51, 204–213 (2013).
- [13] Martins, M. A. F. Kalid, R. A. *Comparação entre os métodos linear e não linear para a avaliação da incerteza de medição*. 21, (2010).
- [14] Oldřich, J. *Variable Composition Gas Centrifugal Compressor*. ČKD NOVÉ ENERGO 177–184 (2004).
- [15] Requião, R., Martins, M. A. F., Kalid, R. de A. Soares, R. de P. *Uncertainty evaluation for multivariate industrial processes*. Computer Aided Chemical Engineering 31, 365–369 (2012).
- [16] Romualdo, M. dos S. *Otimização geométrica e aerodinâmica de um impelidor de compressor centrífugo*. (2011).
- [17] Sandberg, M. R. Staff, S. *Equation Of State Influences On Compressor Performance Determination*. THIRTY-FOURTH TURBOMACHINERY SYMPOSIUM, 2005.
- [18] Tirnovan, R., Giurgea, S., Miraoui, a. Cirrincione, M. *Surrogate modelling of compressor characteristics for fuel-cell applications*. Applied Energy 85, 394–403 (2008).
- [19] Valderrama, O. *The State of the Cubic Equations of State*. Ind. Eng. Chem. Res., Vol. 42, No. 8, 1603–1618 (2003).

- [20] Watson, N. Janota, M. S. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. MacMillan (New York, 1982).