

MITIGAÇÃO DE SURGE E SISTEMAS DE CONTROLE EM CASCATA DE COMPRESSORES CENTRIFUGOS

MATEUS C. LUCENA* JOÃO B. M. DOS SANTOS* ANTONIO M. N. LIMA*

**Departamento de Engenharia Elétrica
Centro de Engenharia Elétrica e Informática
Universidade Federal de Campina Grande*

Av. Aprígio Veloso, 882, 58429-970 Campina Grande, PB, Brasil

Email: mateus.lucena@ee.ufcg.edu.br joaobatista@dee.ufcg.edu.br bramnlina@dee.ufcg.edu.br

Abstract— Nos sistemas de compressão centrífuga há o fenômeno do "surge", durante o qual há aumento do consumo de energia associado ao comprometimento da integridade estrutural do sistema. O surge se caracteriza pela instabilidade de operação, manifestando-se por meio de oscilações de pressão e vazão as quais podem provocar falhas mecânicas. Os sistemas de controle de compressores centrífugos utilizam válvulas de reciclo para mitigar o problema do surge. De modo geral, essas leis de controle não exploram o controle de velocidade do acionador do compressor. No entanto, o projeto da lei de controle do acionador enseja um subsistema que contribui efetivamente para maximização operacional destes sistemas. Nesse contexto, este trabalho estuda conceber e avaliar soluções de controle anti-surge que integrem uma malha de controle de velocidade do acionador e uma malha de controle da válvula de reciclo. Este trabalho propõe um sistema de controle anti-surge por meio de estratégias de controle em cascata utilizando um acionador a velocidade variável ideal.

Keywords— Compressores Centrífugos, Fenômeno do Surge, Controle em Cascata, Válvula de Reciclo.

Resumo— In centrifugal compression systems there is the phenomenon of the "surge" during which there is an increase in energy consumption associated with impairment of the system's structural integrity. The surge is characterized by unstable operation, manifesting itself through pressure and flow fluctuations which may cause mechanical failures. The centrifugal compressor control system using recycle valve to mitigate the problem arises. In general, these control laws do not exploit the speed control of the compressor driver. However, the design of drive control law gives rise to a subsystem that contributes effectively to maximize operating these systems. In this context, this paper studies design and evaluate anti-surge incorporating a mesh trigger speed control and a control loop recycle valve control solutions. This paper proposes a control system anti-surge through cascade control strategies using a driver the ideal variable speed.

Palavras-chave— Centrifugal Compressor systems, Phenomenon of Surge, Cascade Control, Recycle Valve.

1 Introdução

Os sistemas de controle nos compressores centrífugos atuam em suas condições operacionais, modificando a vazão de sucção, vazão de descarga, a pressão de sucção ou a pressão de descarga. Para realizar essas alterações, as ações praticadas modificam essas variáveis através de uma válvula de circulação para a atmosfera, ou de uma válvula de recirculação da descarga para a sucção ou modificando a velocidade de rotação operacional do compressor (de Campos, 2006). Os trabalhos desenvolvidos por (Bastard, 2010) e (Gravdahl and Ege-land, 2012) apresentam soluções que envolvem a ação destas válvulas no sistema de controle. Este mesmo contexto é apresentado sob diferentes perspectivas por (Paduano et al., 2001), (Hovd, 2007), (Aaslid, 2009).

A maior desvantagem da ação de recirculação da descarga para a sucção é que "o mesmo gás" é comprimido diversas vezes, consumindo energia da unidade de acionamento do sistema a cada vez que é comprimido novamente. Para o caso da circulação para atmosfera, a maior desvantagem diz respeito ao consumo de energia da unidade de acionamento o qual é completamente desperdiçado, pois o gás comprimido é despejado na atmosfera.

O uso da unidade de acionamento em estratégias de controle anti-surge apresenta vantagens. A principal é que esta é uma unidade que está sempre presente no sistema, o que implica que não são necessários componentes adicionais para propiciar a mitigação do surge. É evidente ainda que dessa forma não há desperdício de energia, uma vez que o gás comprimido não é expelido à atmosfera, e tampouco recomprimido. Em um cenário experimental, os estudos apresentados por (Gravdahl et al., 2002) e (Bohagen, 2007), explicitam que a unidade de acionamento é capaz de garantir o funcionamento do sistema em pontos de operação localizados a direita e a esquerda da linha de surge. Os estudos apresentados por (Torrissi et al., 2015) exibem a tendência atual em associar a unidade de acionamento e a válvula de reciclo na construção de novas leis de controle para estes sistemas.

Nesse contexto, este trabalho propõe estruturas de controle em cascata utilizando tanto a ação de controle da unidade de acionamento quanto as estratégias de controle anti-surge tradicionalmente praticadas (válvula de reciclo). Desse modo, com a redução do montante de gases recirculados e/ou expelidos para a atmosfera há um desempenho e eficiência do sistema. Tudo quando comparado com o cenário onde não há utilização

do sistema de acionamento.

O conteúdo apresentado neste trabalho está organizado da seguinte forma: na Seção 2 é apresentada a modelagem do compressor, o sistema de reciclo, o fenômeno do surge e o sistema de controle anti-surge(CAS) implementado; na Seção 3 são apresentadas as estruturas de controle propostas; na Seção 4 seguem os resultados de simulação; na Seção 5 seguem as conclusões.

2 Sistemas de Compressão Centrífugas

2.1 Modelo do Sistema de Compressão

O modelo do sistema de compressão utilizado é proposto e validado em (Bastard, 2010). Este modelo foi apresentado pela primeira vez em (Gravdahl and Egeland, 2012).

O sistema de compressão é modelado com um compressor, um canal de comprimento L , dois plenums de volume V_1 e V_2 respectivamente, uma válvula de reciclo acionada por um controlador PI, duas válvulas reguladoras e uma unidade de acionamento que transmite o conjugado do sistema de acionamento ao compressor, conforme mostrado na Figura 1.

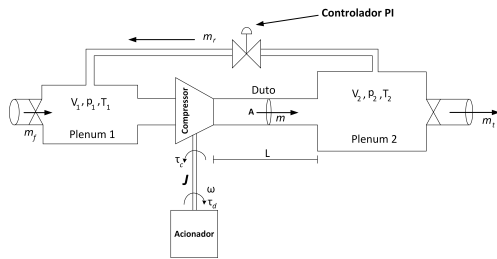


Figura 1: Ilustração do sistema de compressão.

Primeiro é aplicado o balanço de massa nos plenum 1 e 2 considerando o gás ideal e isentrópico. Em seguida, é feito o cálculo do equilíbrio de forças aplicadas no duto e a relação de momento angular aplicado sobre o eixo. Então, conforme demonstrado em (Bastard, 2010), as equações diferenciais que representam este sistema são dadas por

$$\dot{p}_1 = \frac{a^2}{V_1}(m_f + m_r - m) \quad (1)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{a^2}{V_2}(m - m_r - m_t) \quad (2)$$

$$\dot{m} = \frac{A}{L}(\psi(m, \omega)p_1 - p_2) \quad (3)$$

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J}(\tau_d - \tau_c). \quad (4)$$

O torque do compressor é dado por,

$$\tau_c = \dot{m}r_2^2\omega\mu. \quad (5)$$

As válvulas são modeladas como um fluxo mássico através de um orifício conforme de modo

que

$$m_t = Bc_t\sqrt{(p_2 - p_{01})B} \quad (6)$$

$$m_f = c_f\sqrt{(p_{up} - p_1)} \quad (7)$$

$$m_r = c_r\sqrt{(p_2 - p_1)} \quad (8)$$

em que

$$B = \tanh(\zeta(p_2 - p_{01})). \quad (9)$$

Para controlar a vazão através das válvulas reguladoras, os orifícios c_f , c_r e c_t devem ser ajustado entre zero e 100%. Dessa forma, o fluxo através das válvulas de admissão, exaustão e reciclo podem ser controlados. A constante ζ é uma constante característica do sistema.

As grandezas envolvidas e suas unidades são dados por,

- m - Fluxo de massa do compressor [kg/s]
- m_t - Vazão mássica na válvula de exaustão [kg/s]
- m_r - Vazão mássica na válvula de reciclo [kg/s]
- m_f - Vazão mássica na válvula de admissão [kg/s]
- a - Velocidade sônica [m/s]
- A - Área do olho do impelidor (referência) [m²]
- L_c - Comprimento do duto do compressor [m]
- p_1 - Pressão no plenum 1 [Pa]
- p_2 - Pressão no plenum 2 [Pa]
- V_1 - Volume no plenum 1 [m³]
- V_2 - Volume no plenum 2 [m³]
- ψ - Razão de compressão
- J - Momento de inércia [kg.m²]
- τ_d - Torque de acionamento [N.m]
- τ_c - Torque do compressor [N.m]
- ω - Velocidade angular eixo do compressor [rad/s]

O modelo do sistema dado nas Equações(1)-(4) é representado por equações diferenciais não lineares que possuem pontos de equilíbrio que precisam ser analisados para que possa ser determinada sua região de estabilidade. Eventualmente, as características do sistema convergem para uma solução complexa. Neste trabalho propõe-se explorar o entendimento básico da dinâmica do sistema para encontrar soluções mais simples com o propósito de facilitar o projeto do sistemas de controle.

2.2 Mapa de Compressão

O mapa de compressão fornece tipicamente uma relação entre a razão de compressão versus fluxo mássico, com a linha de surge (LS) delimitando a região de operação estável (Figura 2). A LS apresenta-se a esquerda da linha de controle de surge (LCS). Estas linhas são separadas de tal sorte a manter sempre uma margem de segurança pré-estabelecida.

A linha de controle de surge ψ_{lcs} é linear e apresenta uma margem horizontal à linha de surge dada por

$$\psi_{lcs}(m) = am + b. \quad (10)$$

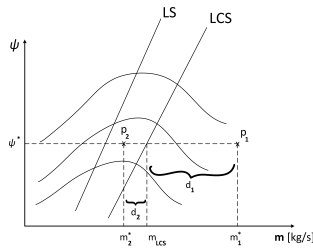


Figura 2: Ilustração da estratégia de ação de controle da válvula de reciclo.

A determinação dos coeficientes a e b , o levantamento da reta de surge e as características do mapa de compressão do compressor são apresentados em Bastard(2010).

2.3 Fenômeno do Surge

O fenômeno do surge nos compressores centrífugos ocorre quando a vazão do compressor cai abaixo de certo valor, que depende essencialmente do compressor e do tipo de gás que está sendo comprimido. O fenômeno se caracteriza pela instabilidade de operação, manifestando-se através da oscilação de pressão e vazão do sistema, acompanhado de forte vibração e ruído, podendo implicar ainda em falha mecânica. Muitas vezes, pode ocorrer uma vazão reversa, com o gás voltando da descarga para a sucção da máquina.

Para exemplificar este fenômeno, foi realizada a simulação do compressor entrando em surge (Figure 3) a partir do fechamento da válvula de admissão do sistema. Inicialmente ela se encontra 100% aberta e a partir de 2 segundos passa a ser fechada gradualmente. Em 6 segundos, quando encontra-se com abertura de 20%, a vazão é reduzida ao ponto de ocorrer o surge. Para acionar o compressor foi utilizado um acionador ideal com valor constante de 4Nm.

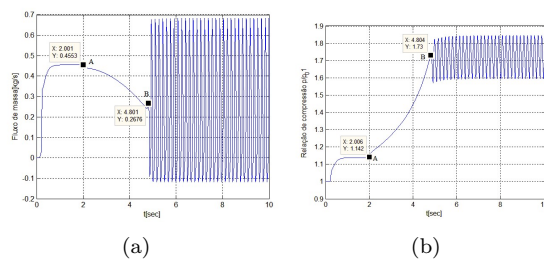


Figura 3: Ciclo de surge.

2.4 PI da Válvula de Reciclo

A estratégia tradicionalmente utilizada para mitigar o surge é atuar na válvula de reciclo utilizando um controlador PI. Para exemplificar sua utilização foram definidos os pontos p_1 e p_2 como pontos de operação para dois casos hipotéticos.

Quando o ponto de operação está à direita da linha de controle de surge (ponto p_1), o controlador é desligado. Já, quando o ponto de operação está à esquerda da linha de controle de surge (ponto p_2), o controlador PI é utilizado para levar o ponto de operação de volta para a direita, ou seja, para o ponto p_1 .

Define-se a distância d como a diferença horizontal entre o ponto de operação e a linha de controle de surge, conforme ilustrado na Figura 2. Assim $d = m - m_{lcs}(\psi_c)$, em que (m, ψ_c) é o ponto de operação do sistema. $m_{lcs}(\psi_c)$ pode ser calculado a partir da Equação (10).

A distância é utilizada como entrada do controlador PI na forma do sinal de erro e este controla o percentual de abertura da válvula de reciclo m_r .

3 Técnica de Detecção de Surge

A técnica de detecção de surge proposta neste trabalho baseia-se na observação do comportamento característico das variáveis de controle do processo. Para tanto, baseado no coeficiente de variação de Pearson, estabelece-se um coeficiente de variação δ definido pela razão das medidas de dispersão calculadas a partir das variáveis de processo.

O coeficiente de variação δ é definido por

$$\delta_m(kh) = \frac{\sigma_m(kh)}{\mu_m(kh)} \quad (11)$$

em que $\sigma_m(kh)$ e $\mu_m(kh)$, expressam o desvio padrão e a média do fluxo de massa, respectivamente.

O desvio padrão e a média são calculados para uma janela deslizante de N medições, havendo uma reinicialização periódica a cada $N+1$ amostras. A duração temporal T da janela de N medições é escolhida como sendo pelo menos duas vezes o tempo necessário para que a ação de controle em questão cesse as oscilações características do fenômeno do surge. Deste modo, a quantidade de amostras é dependente do período de amostragem h .

A hipótese de surge é verificada a partir da avaliação do valor do coeficiente de variação δ . Este cresce bastante ultrapassando o limiar (δ^*) quando calculado durante as oscilações características durante o fenômeno de surge. Isto é esperado uma vez que tais oscilações implicam em um maior desvio padrão dos dados.

Para confirmar tal hipótese, o valor de $\delta_m(kh)$ da variável de processo é calculado dentro das janelas de tempo T e este valor é comparado com um limite escalar de saturação δ^* . Ultrapassado este limite e sabido que este valor representa altas variações na variável de processo observada (fluxo de massa), a ocorrência do fenômeno do surge é

confirmada. O limiar (δ^*) é determinado por inspeção a priori. É escolhido a partir do histórico do sistema.

O diagrama de blocos apresentado na Figura 4 ilustra o algoritmo de detecção de surge implementado. Vale observar a existência de uma malha de detecção de possíveis 'trips' de sobrevelocidade do compressor. Esta malha foi adicionada como proteção e é utilizada para acionar a válvula de reciclo.

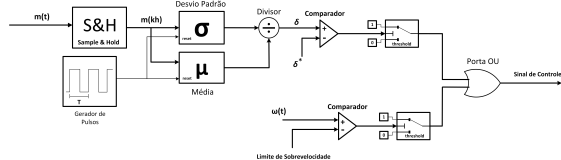


Figura 4: Diagrama de blocos da técnica de detecção de surge.

4 Estratégias de Controle

Tradicionalmente, o surge é evitado utilizando técnicas que mantêm o ponto de funcionamento do compressor fora da região de ocorrência do surge. Uma LCS é adotada a uma distância da LS, deixando certa margem de segurança. Evidentemente, esses métodos restringem a faixa de operação da máquina e limitam a eficiência do sistema de compressão.

O controle de surge mais utilizado é feito através da utilização de uma válvula de reciclo da descarga para a sucção do compressor, fazendo com que o compressor opere acima de certo valor de vazão, conforme explicitado por Bastard(2010).

4.1 Controle em Cascata Proposto

A estrutura de controle proposta para evitar o fenômeno do surge e também para realizar o controle de capacidade é a do controle de cascata. Este é composto de uma malha interna (escrava) de velocidade e outra externa (mestre) de fluxo de massa ou de diferença de pressão (Figura 5).

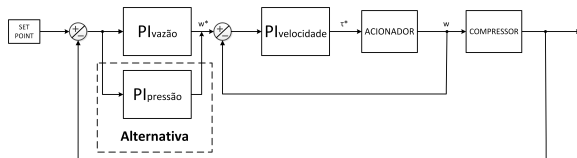


Figura 5: Diagrama de blocos do controle em cascata proposto.

4.1.1 Cascata Vazão e Velocidade

Na primeira situação proposta deseja-se controlar a vazão do compressor manipulando-se a veloci-

dade do acionador, e pôr fim a velocidade operacional do compressor.

Uma alteração na velocidade resulta diretamente em alteração no valor de vazão (Equação (3)). Isto possibilita o controle da vazão através da variação da velocidade do compressor. Outra relação que pode ser observada a partir do modelo, é a do torque de acionamento τ_d com a velocidade (Equação (4)).

Primeiro é definido um ponto de operação $m_{lcs}(\psi_c)$ como referência e, a partir da vazão operacional m do compressor, é calculado o erro para a entrada controlador PI de vazão. A saída do controlador PI de vazão definirá a velocidade de referência da malha escrava.

Para a malha escrava a entrada do controlador PI de velocidade é definida como a diferença entre a velocidade de referência ω^* (obtida da malha mestre) e a velocidade do compressor ω , enquanto a saída será o torque de referência para o acionador do compressor.

4.1.2 Cascata Pressão e Velocidade

As estratégias de controle anti-surge tradicionalmente desenvolvidas são baseadas grande parte em medição de pressão. Estratégias de controle sem medição de fluxo de massa apresentam vantagens já que os sinais do transmissor de fluxo são usualmente ruidosos, imprecisos, e em alguns casos não lineares e ainda introduzem uma queda de pressão (Bastard,2010).

Dessa forma, de modo a evitar referências baseadas em medições de fluxo, a segunda estrutura proposta baseia-se de uma malha interna de velocidade e outra externa de diferença de pressão.

Uma alteração na velocidade resulta indiretamente em alterações nos valores de pressão(sucção e descarga), possibilitando o controle indireto da diferença de pressão através da variação de velocidade do compressor. Dessa forma, o torque de acionamento é utilizado como variável de controle, atuando na velocidade do compressor, alterando seu ponto de operação.

Para o controle proposto é definido uma diferença de pressão Δp^* como referência. Onde Δp é definido como $\Delta p = p_2 - p_1$.

A partir da diferença de pressão operacional (Δp), é calculado o erro para a entrada do controlador PI de pressão. A lei de controle para o controlador de diferença de pressão definirá a velocidade de referência para calcular o erro de velocidade no controlador PI de velocidade.

4.1.3 Sistema de Controle Anti- Surge com auxílio da válvula de reciclo

Apesar do controle anti-surge utilizando a estrutura cascata de pressão e velocidade ser capaz de conter o fenômeno do surge, existem cenários nos quais a utilização da válvula de reciclo compõe

uma estratégia que ensaja maior segurança e proteção do processo. Além disso, a válvula de reciclo normalmente está presente no sistemas e os operadores se sentem confortáveis com a sua utilização. Assim, segue na Figura 6 o diagrama de blocos da estrutura proposta que utiliza tanto o controle em cascata quanto a válvula de reciclo.

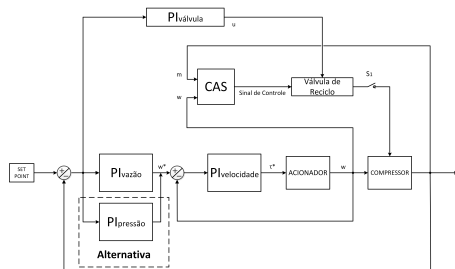


Figura 6: Diagrama de blocos do controle anti-surge em cascata com auxilio da válvula de reciclo.

O bloco CAS é composto pelos elementos da técnica de detecção de surge apresetados na Figura 4. Este bloco arbitra de acordo com as referencias adotadas, e as medições de velocidade e fluxo de massa, o acionamento da válvula de reciclo do sistema.

5 Avaliação das Estratégias Propostas

As simulações tiveram como base ou utilizam os parâmetros ambientais e do compressor apresentados em Bastard(2010).

Para as simulações apresentadas a seguir, o surge é provocado no ponto A através da estrangulação da válvula de admissão do sistema m_f , veja Equação (7). Para as simulações da cascata de pressão, o surge é provocado também nos pontos B e C. Para as simulações apresentadas a seguir o δ^* adotado por inspeção é aproximadamente 0.5 e o período de amostragem é definido como $h = 0.1$.

A estratégia de controle em cascata é utilizada durante todo o ciclo de funcionamento do sistema. A utilização da válvula de reciclo é indicada quando em questão. A procedimento para sintonia dos controladores não cabe na apresentação deste trabalho. Esta será apresentada em outro trabalho. A sintonia do controlador da válvula de reciclo é a mesma adotada por Bastard(2010).

5.1 Cascata Vazão e Velocidade

Os parâmetros dos controladores PI utilizados para esta simulação são apresentados na Tabela 1. A malha de controle de vazão para esta simulação apresenta um estratégia de anti-windup cálculo de volta com ganho K_b , saturação superior de 20.000 e inferior de 0. O tempo de reset T do CAS foi de 2 segundos. Foram desconsiderados limites de

sobrevelocidade. Os resultados são apresentados na Figura 7.

Tabela 1: Parâmetros dos Controladores

Parâmetros	Vazão	Pressão
K_{pp}	80.10^3	20.10^3
K_{ip}	0	500
$K_{p\omega}$	1,0	1,0
$K_{i\omega}$	2,0	1,0
K_{nc}	1.10^{-3}	$\frac{1,0}{p_{atm}}$
K_b	10	1.10^{-3}

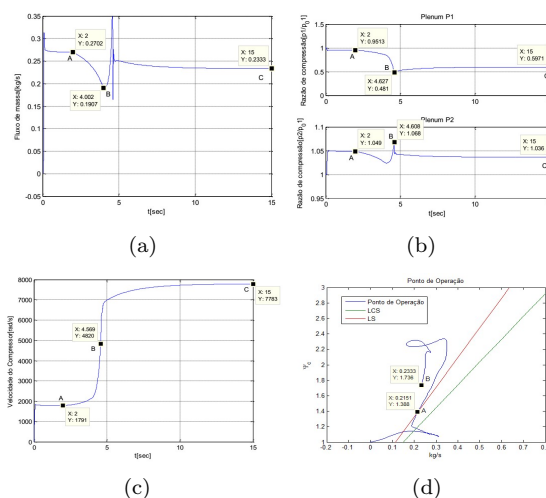


Figura 7: Cascata de Vazão e Velocidade.

Na Figura 7 pode-se observar a queda no valor do fluxo de massa (fechamento da válvula de admissão). Mesmo assim, o controlador mantém o sistema estável com valor de fluxo de massa de reduzido. Com esta vazão, o controlador aumenta a velocidade de modo a não provocar o surge. Com o aumento da velocidade, a pressão no plenum 1 se reduz e a pressão no plenum 2 se estabiliza em valores próximos aos valores iniciais.

5.2 Cascata Vazao e Velocidade com Válvula de Reciclo

O cenário adotado para esta simulação é o mesmo descrito no caso anterior. No entanto, foi considerado um limite de velocidade de 5500 rad/s para demonstrar a ação da válvula de reciclo. O CAS detecta o estado e insere o sistema de reciclo em aproximadamente 5 segundos (Figura 8).

A válvula de reciclo auxilia o acionador do sistema na mitigação do fenômeno do surge, trazendo o ponto de operação para a direita da LS. Além disso, a ação conjunta permite estabilizar o sistema em valores reduzidos de velocidade se comparado ao cenário de ação individual. Também é realizado o controle de capacidade da pressão de descarga no plenum 2, o que permite manter uma elevada razão de compressão.

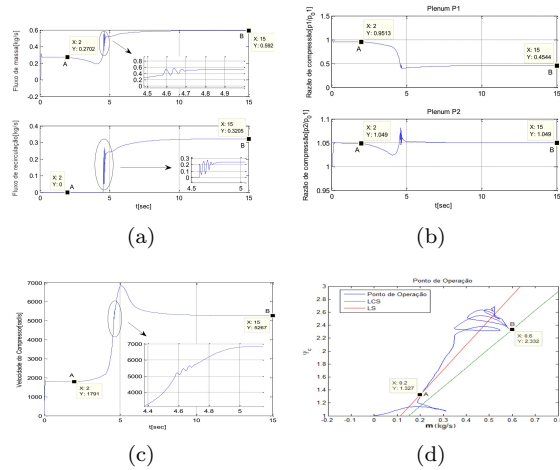


Figura 8: Cascata de Vazão e Velocidade com Vál-vula de Reciclo.

5.3 Cascata Pressão e Velocidade

Os parâmetros dos controladores utilizados para esta simulação seguem na Tabela 1. O tempo de reset para o CAS foi de 5 segundos. Neste caso, a ação de controle ajusta baixas velocidade operacionais, evitando trips de velocidade. O CAS detecta a ocorrência de oscilações do surge e ativa a válvula de reciclo próximo ao ponto C para complementar ação de controle do acionador.

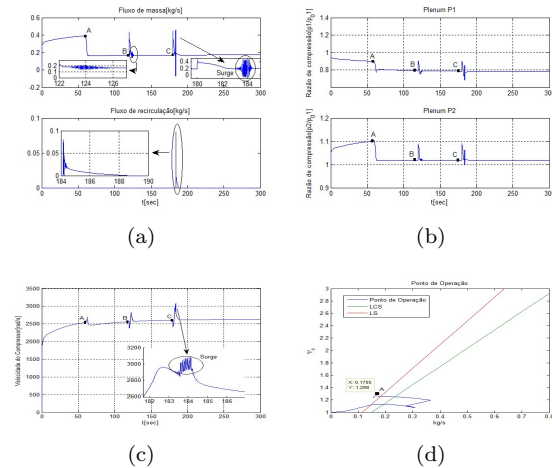


Figura 9: Sistema de Controle Anti-Surge em Cas-cata de Vazão Velocidade.

Neste cenário, foi necessária a atuação conjunta para mitigar o surge. Ao tempo em que esta atinge regime permanente, se faz necessário a atuação momentanea da válvula de reciclo, conforme explicitado no ponto C da Figura 9. Há uma redução do fluxo de massa e um regime de operação sob velocidade reduzida. Isso ocasiona uma operação estável sob baixa razão de compressão e baixo consumo de energia.

6 Conclusões

Neste trabalho foi proposta uma estrutura em cas-cata com ação individual e conjunta com a válvula de reciclo para mitigação do fenômeno de surge. Também foi proposta uma técnica para detecção do fenômeno de surge. Foram realizadas diversas simulações com diferentes estruturas e possibi-lidades de proteção contra trips de velocidade e al-ternativas de medição (velocidade e pressão). As técnicas propostas foram avaliadas em casos de simulação e suas principais características foram apresentadas. Destaca-se a importância da ação da válvula de reciclo quando utilizada em conjunto com o acionador a velocidade variável do sistema.

Agradecimentos

Ao Programa da ANP PRH-42.

Referências

- Aaslid, P. (2009). Modelling of variable speed cen-trifugal compressors for anti-surge control.
- Bastard, B. O. (2010). *The compressor recycle system*, Master's thesis, NTNU.
- Bohagen, B. (2007). *Active surge control of centri-fugal compression systems*, PhD thesis, PhD thesis, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway.
- de Campos, Mario Cesar M Massa e Teixeira, H. C. (2006). *Controles típicos de equipamen-tos e processos industriais*, Edgard Blücher.
- Gravdahl, J. T. and Egeland, O. (2012). *Compres-sor surge and rotating stall: modeling and control*, Springer Science & Business Media.
- Gravdahl, J. T., Egeland, O. and Vatland, S. O. (2002). Drive torque actuation in active surge control of centrifugal compressors, *Automa-tica* **38**(11): 1881–1893.
- Hovd, T. H. (2007). Modeling, state observation and control of compression system.
- Paduano, J. D., Greitzer, E. and Epstein, A. (2001). Compression system stability and ac-tive control, *Annual review of fluid mechanics* **33**(1): 491–517.
- Torrisi, G., Jaramillo, V., Ottewill, J. R., Mari-ethoz, S., Morari, M. and Smith, R. S. (2015). Active surge control of electrically driven centrifugal compressors, *Control Conference (ECC), 2015 European, IEEE*, pp. 1614–1619.