

CONTROLE REGULATÓRIO PI+FEEDFORWARD ANTISURGE APLICADO A COMPRESSORES PARA PLATAFORMAS DE PRODUÇÃO DE PETRÓLEO E GÁS

BRYANT BRUCE PICON YANG*, PAULO RENATO MENDES †, JÚLIO ELIAS NORMEY-RICO‡, ALICE FERREIRA BRANCO§, CAROLINA VETTORAZO¶

**Dpto. de Automação e Sistemas*
Universidade Federal de Santa Catarina
88040-900
Florianópolis, SC, Brasil

Emails: bryanpty84@gmail.com, paulorcm@hotmail.com, julio.normey@ufsc.br, aliceferreirabranco@gmail.com, carolvettor@gmail.com

Abstract— One of the most important systems in the oil and compressed gas production platforms is the gas compression system, which has the compressor as a vital element. In order for the compressors to work correctly, they need to work in a stable region away from the surge line. For that, most compressor manufacturers provide regulatory controllers, based on heuristics and PI controllers. This work presents an alternative, that provides faster speed rejections of disturbances aiming to avoid the occurrence of surge. This paper presents the project which designs a FeedForward controller to assist the existing regulatory control, in order to accelerate the opening of the recirculation valves and thus move faster away from the surge line and decreasing the gas consumption employed in recirculation. Additionally, it is presented the design and implementation of an estimator of the compressor input rate, since this input rate is not measurable. The proposed methodology was applied through simulation on a study case of a compression system for an oil platform and the results were satisfactory.

Keywords— Regulatory control, FeedForward control, PI control, Centrifugal compressor, Flow Estimator.

Resumo— Um dos sistemas mais importantes nas plataformas de produção de petróleo e gás comprimido, é o sistema de compressão de gás, que tem como elemento vital o compressor. Para que os compressores trabalhem de forma apropriada, estes precisam trabalhar numa região estável afastada da linha de surge. Para isso a maioria dos fabricantes dos compressores fornecem controladores regulatórios, baseados em heurísticas e controladores PI. Este trabalho apresenta uma alternativa, que fornece maior rapidez na rejeição de perturbações visando evitar a ocorrência do surge. Este artigo apresenta o projeto de um controlador de tipo antecipativo *FeedForward* para auxiliar ao controle regulatório existente, com a finalidade de acelerar a abertura das válvulas de reciclo de gás, e assim, se afastar com maior rapidez da linha de surge, porém diminuindo o consumo de gás empregado na recirculação. Adicionalmente é apresentado o projeto e implementação de um estimador de vazão de entrada do compressor uma vez que esta não é mensurável. A metodologia proposta foi aplicada através de simulação de um caso de estudo de um sistema de compressão para uma plataforma de petróleo e os resultados se mostraram satisfatórios.

Keywords— Controle Regulatório, Controle *FeedForward*, Controle PI, Compressor centrífugo, Estimador de vazão.

1 Introdução

As unidades de produção de petróleo e gás natural são basicamente constituídas por um separador trifásico que recebe a produção dos poços, um sistema de tratamento de óleo/água e um sistema de compressão de gás (Thomas, 2004). O sistema de compressão é responsável por aumentar a pressão do gás do separador, fornecendo um fluxo de gás específico a uma pressão específica, umidade e temperatura, de acordo com o ponto de operação desejado e as especificações dos sistemas subsequentes. O gás comprimido pode então ser exportado, usado para elevação de gás (*gaslift*), usado para gerar energia elétrica ou ser reinjetado no reservatório em poços de injeção. Menos gás comprimido significa menos gás para (*gaslift*) e para exportação, além da possibilidade de multas pela agência reguladora devido à queima de gás. Para evitar esses problemas, investe-se no aprimoramento dos sistemas de controle aplicados à compressão de gás. O sistema de controle regulatório tenta evitar a queima de gás e o fenômeno

denominado de surge, que é definido como um estado de operação instável no compressor (Campos and Teixeira, 2006). Desta forma, o controlador regulatório tem como objetivo manter o compressor em uma região de trabalho segura atuando nas válvulas de reciclo de gás para evitar o surge, pois, já que a parada de um compressor de gás tem um impacto significativo na operação do sistema de produção, afetando em maior ou menor grau todos os outros sistemas da plataforma, causando grandes perdas econômicas e comprometendo vários equipamentos (Mirsky et al., 2012). Trabalhos relacionados foram propostos para contornar o problema do fenômeno de surge aplicando controle regulatório apresentado em (Wilson and Sheldon, 2006) e (Kvangardsnes, 2009).

O presente trabalho visa apresentar os passos de projeto de uma estratégia de controle regulatório de tipo PI + *FeedForward*, com o objetivo principal de evitar o surge no compressor centrífugo de gás, atuando principalmente na aceleração da abertura da válvula de reciclo mostrada na Figura

1. No processo existem variáveis que não se encontram disponíveis no sistema de medição, pelo que foram desenvolvidos estimadores para poder implementar as estratégia de controle. Em particular, trabalhou-se em um estimador de vazão de entrada de gás com a finalidade de estimar as perturbações para ser utilizada pelo controlador *FeedForward*. Este artigo está organizado da seguinte forma: na seção 2 o modelo do compressor é brevemente discutido conjuntamente com o fenômeno de surge, na seção 3 se apresenta o desenvolvimento do estimador na medição de vazão de entrada de gás utilizado para projetar os controladores, na seção 4 o controlador *FeedForward* foi desenvolvido, na seção 5 os resultados de simulação são apresentados e finalmente na seção 6 as conclusões do presente artigo.

2 Modelo simplificado do compressor

A unidade de compressão em estudo, inicialmente apresentada em (Plucenio et al., 2016) e baseado no modelo de (Greitzer, 1976) é composta de duas linhas de compressores centrífugos de três estágios em série como se mostra na Figura 1.

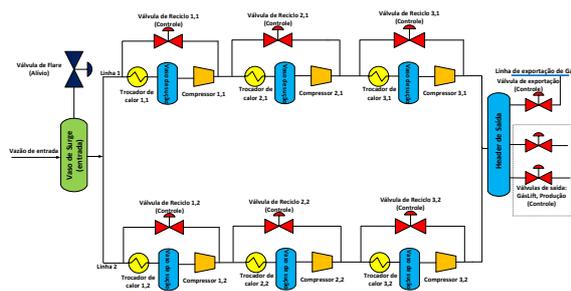


Figura 1: Unidade de Compressão

O sistema de compressão usado neste trabalho inclui uma linha de circulação principal e uma linha de reciclo, como representado na Figura 2.

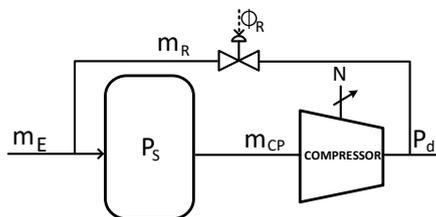


Figura 2: Compressor de um estágio

A linha principal inclui um vaso de pressão e o compressor. A linha de reciclo inclui a válvula de reciclo anti-surge e dois nós. O primeiro representa o ponto físico onde o gás de alimentação mistura-se com o gás de reciclo, enquanto o segundo nó representa o ponto onde a vazão de gás

comprimido divide-se entre a vazão que será entregue pelo processo e a vazão que será recirculada.

As variáveis m_E , m_{CP} e m_R são as vazões mássicas do gás na entrada do sistema, no compressor e na linha de reciclo, respectivamente. P_s corresponde à pressão de sucção do compressor, cuja dinâmica é dada pelo balanço de massa no vaso separador de pressão dada pela expressão (1). P_d é a pressão de descarga do compressor considerada como resultado de uma demanda de vazão por outros sistemas, por exemplo, linhas de exportação de gás, queimadores, separadores, etc. Por fim N representa a rotação do eixo do impelidor.

A dinâmica da vazão de reciclo, assim como a da pressão de sucção, é dada por uma Equação Diferencial Ordinária (EDO) de primeira ordem mostrada em (2). Como a abertura deve ser rápida a fim de evitar o surge, a constante de tempo utilizada é de pequena magnitude. A vazão do compressor m_{CP} é dada por uma curva característica estática e não linear e dada pela expressão (3), que depende da razão de compressão e da velocidade de rotação do eixo.

$$\frac{dP_s}{dt} = \frac{ZT_s R}{M_W V} (m_E + m_R - m_{CP}) \quad (1)$$

$$\frac{dm_R}{dt} = \frac{K_e u_{ASV} - m_R}{\tau} \quad (2)$$

$$m_{CP} = f(R_c, N) \quad (3)$$

Em que Z é o fator do compressor do gás, T_s é a temperatura no vaso de pressão (na sucção), R é a constante dos gases perfeitos, M_W é o peso molecular do gás, V é o volume do vaso, N é a rotação do eixo do impelidor, K_e é o ganho estático da válvula, τ é a constante de tempo da dinâmica da válvula e u_{ASV} é a abertura da válvula.

2.1 Fenômeno de surge

A operação de um compressor é limitada pelo fenômeno de surge que se caracteriza por oscilações nas pressões e vazões, incluindo frequentemente uma vazão reversa (o gás volta da descarga e possui uma pressão maior) para a sucção da máquina. Uma vazão de sucção muito baixa para uma certa pressão de sucção e velocidade angular pode levar o compressor para o surge. Durante a ocorrência do surge, a compressão tem uma operação bastante instável, incluindo ruídos e fortes vibrações, sobretudo na direção axial (Boyse et al., 1983) e (Gravdahl and Egeland, 1998). Para evitar este fenômeno é necessário que a vazão na sucção do compressor seja maior que um valor mínimo, chamado vazão de surge. Este valor é obtido aumentando a vazão na qual a inclinação da curva seja nula. A intersecção dos pontos de vazão de surge de cada curva para diferentes rotações dá-se o nome de linha de surge, que corres-

ponde à linha tracejada como se mostra na Figura 3.

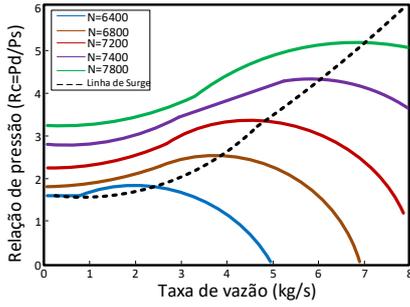


Figura 3: Curvas características do compressor

Um controle anti-surge tipicamente consiste em fazer recircular parte do gás comprimido aumentando a vazão na sucção do compressor através da abertura de uma válvula, chamada válvula de reciclo.

3 Desenvolvimento do estimador na medição de vazão de entrada de gás

Para um controle eficiente da unidade de compressão e aplicação do controle *Feedforward*, é importante que o controle regulatório possua informação da vazão de entrada no compressor, que é a principal perturbação no sistema. Como na plataforma de petróleo estudada esta vazão não pode ser medida, um estimador pode ser usado para gerar a informação necessária para o controle (Marlin, 2000). O estimador implementado em Matlab é descrito a seguir e segue o esquema da Figura 4.

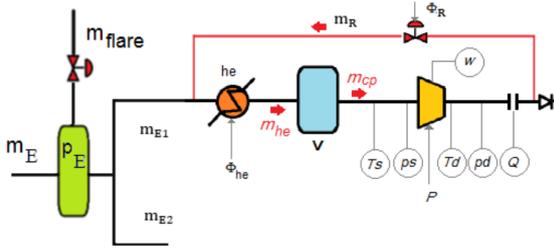


Figura 4: Esquemático do vaso de entrada e do primeiro estágio do compressor

Na entrada do sistema de compressão pode-se fazer uma análise do balanço de massa de forma tal que a variação de vazão de entrada m_E depende das vazões que entram no primeiro e segundo compressor (m_{E1}, m_{E2}) e da vazão que vai para a tocha de queima m_{flare} . Por sua vez, as vazões de cada compressor se relacionam com as pressões de descarga e sucção. O estudo realizado considera que nenhuma das vazões do processo são mensuráveis. Assim, para o cálculo de m_E são

usadas variáveis secundárias e mensuráveis, neste caso as pressões no vaso de entrada e nos compressores.

O seguinte conjunto de equações representa as dinâmicas de interesse:

$$m_E = m_{flare} + m_{E1} + m_{E2} \quad (4)$$

$$m_{flare} = \sqrt{\frac{M_W}{ZRT_E}} \sqrt{P_E(P_E - P_{Emax})} \quad (5)$$

$$m_{E1} = m_{he,1} - m_{R1} \quad (6)$$

$$m_{E2} = m_{he,2} - m_{R2} \quad (7)$$

$$m_{he,1} = \sqrt{\frac{M_W}{ZRT_E}} \sqrt{P_E(P_E - P_{s,1})} \quad (8)$$

$$m_{he,2} = \sqrt{\frac{M_W}{ZRT_E}} \sqrt{P_E(P_E - P_{s,2})} \quad (9)$$

Sendo que m_E é a vazão de entrada do vaso do sistema de compressão (variável a estimar), m_{E1} é a vazão de entrada do primeiro compressor da primeira linha, m_{E2} é a vazão de entrada do segundo compressor da segunda linha, m_{flare} é a vazão de flare do sistema de compressão.

Entre as pressões tem-se: P_E sendo a pressão do vaso de entrada do sistema de compressão, $P_{s,1}$ é a pressão de sucção no primeiro compressor da primeira linha, $P_{s,2}$ é a pressão de sucção no segundo compressor da segunda linha e o valor máximo de pressão admissível no vaso de entrada do sistema de compressão é P_{Emax} .

As vazões de recirculação do sistema de compressão são m_{R1} e m_{R2} . A vazão no trocador de calor no primeiro estágio do primeiro compressor da primeira linha é $m_{he,1}$ e $m_{he,2}$ é a vazão no trocador de calor no segundo compressor da segunda linha.

Assim, o valor estimado de m_E , denotado como \hat{m}_E se obtém do conjunto de equações do balanço de massa de entrada mostrada na equação (4) e das vazões de reciclo. Este estimador funciona claramente em malha aberta, pois não utiliza nenhuma medida corretiva do valor estimado.

A modelagem da vazão de reciclo é mostrada nas equações a seguir:

$$F_k = \frac{k}{1,4} \quad (10)$$

$$x = \min\left(\frac{P_d - P_s}{P_d}, F_k x_T\right) \quad (11)$$

$$Y = 1 - \frac{x}{3F_k x_T} \quad (12)$$

$$m_R = N_{un} CV_N \Phi_R Y P_d \frac{M_W x}{ZRT_d} \quad (13)$$

Em que CV_N é o coeficiente nominal da válvula, Φ_R é a abertura da válvula de reciclo, que é calculada pela lei de controle baseada no *setpoint* da vazão de surge, calculada para cada estágio. F_k é o fator de razão de calor específico e k é a razão

de calor específico, sendo que T_d é a temperatura na descarga do compressor, ou seja, a temperatura do gás que foi comprimido. x é a razão de queda de pressão, P_d é a pressão de descarga do estágio, P_S é a pressão de sucção do estágio, x_T é o fator de razão de queda de pressão, Y é o fator de expansão do gás, m_R é a vazão mássica de reciclo e N_{un} é o fator de ajuste de unidades.

Para fazer os testes de estimação da vazão de entrada no sistema de compressão, foi usado o método de inferência, e foi realizada uma comparação da vazão de entrada estimada \hat{m}_E , e da vazão real m_E , que é calculada através do modelo teórico não-linear como representação da planta real. O estimador usando uma inferência em malha aberta é sensível a erros do modelo usado para o cálculo da estimação.

Para melhorar o sistema de estimação, é possível adicionar a estimação de uma variável auxiliar que pode ser medida para realimentar o erro entre essa nova variável e sua estimação, ajustando a correção de \hat{m}_E . O esquema de estimação proposto pode ser visto na Figura 5, e se denomina estimador em malha fechada. Nesse processo foi escolhida a pressão do *header* de saída como variável auxiliar.

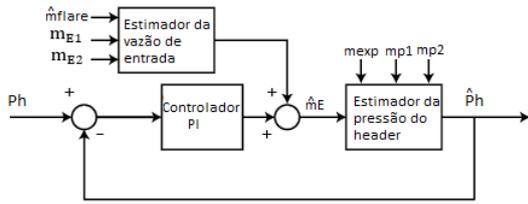


Figura 5: Diagrama de blocos do estimador de m_E em malha fechada

O procedimento consiste em estimar \hat{P}_h para o que se usa novamente um balanço de massa, onde a vazão de entrada no *header* depende da vazão \hat{m}_E , já calculada e das vazões de saída do *header*, que neste caso podem ser medidas. As equações a seguir mostram este modelo:

$$\frac{dP_h}{dt} = K_h(m_{TC}^{s1} + m_{TC}^{s2} - m_{exp} - m_{p1} - m_{p2}) \quad (14)$$

$$K_h = \frac{ZRT^h}{M_W V_h} \quad (15)$$

Sendo que P_h é a pressão no *header*, m_{TC}^{s1} é a vazão de saída do primeiro compressor, m_{TC}^{s2} é a vazão de saída do segundo compressor, m_{exp} é a vazão de saída do *header* entregue a linha de exportação, m_{p1} é a vazão de saída do *header* entregue ao processo 1, m_{p2} é a vazão de saída do *header* entregue ao processo 2 e V_h é o volume ocupado pelo gás no *header*.

$$F(s) = \frac{m_{TC}}{m_E} = \frac{5s + 1}{2,25s^2 + 3s + 1} \quad (16)$$

As vazões m_{exp} , m_{p1} e m_{p2} são consideradas medidas, enquanto as vazões m_{TC}^{s1} e m_{TC}^{s2} são calculadas utilizando, respectivamente, as saídas das equações (6) e (7) e um filtro dado pela função de transferência mostrada na equação (16). Este modelo linear é utilizado para representar a dinâmica do processo entre a seção de entrada das linhas de compressão e o *header*, como se mostra na Figura 6. Para obter os parâmetros de este filtro realizou-se um procedimento de identificação a partir de simulações do modelo completo da estação de compressão para um cenário de variação de m_E representativo da situação real.

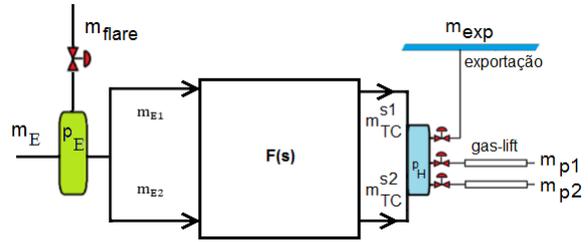


Figura 6: Esquema do filtro que modela a relação das vazões que saem do vaso de entrada com as que entram no *header* de saída

O estimador de malha fechada proposto, funciona da seguinte forma: se compara o valor real da pressão do *header* com o valor estimado por inferência \hat{P}_h , resultando em um erro que deve ser levado a 0 a partir do ajuste do valor de \hat{m}_E . Assim, um controle PI é usado para gerar uma ação de controle que é somada ao valor da vazão estimada em malha aberta. Esta correção da estimação atua de forma a fazer $\hat{P}_h = P_h$, e se espera que desta forma se consiga que $\hat{m}_E = m_E$.

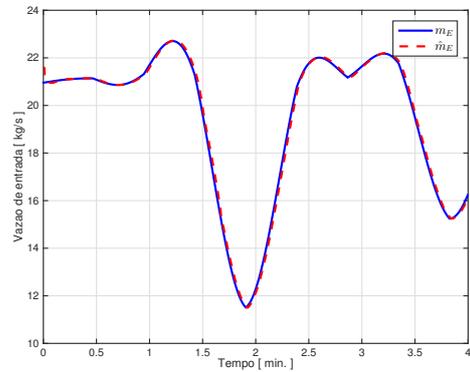


Figura 7: Resultado da estimação em malha fechada

Para teste deste estimador por simulação, foram realizadas mudanças aleatórias na vazão de

entrada do compressor. O resultado pode ser visto na Figura 7.

Pode-se constatar que o estimador tem um comportamento desejado, com pequeno erro mesmo em cenários de vazões variáveis. Assim, ele será utilizado no controlador PI + *FeedForward*.

4 Desenvolvimento do controlador antecipativo *FeedForward*

Apesar de já existir um controle regulatório que evita que o sistema passe da linha de surge, o projeto de controle *FeedForward* tem como objetivo principal atuar e acelerar a resposta da válvula de reciclo para auxiliar o controlador PI e assim, evitar a área de surge e consequentemente prever paradas não programadas.

O estudo de caso apresentado na seção 2 foi realizado simulando o sistema de compressão de uma plataforma de petróleo. O controle regulatório busca definir uma linha paralela à linha de surge, mostrada na Figura 8, fazendo com que essa nova linha seja a linha de segurança contra surge e tenha uma folga em relação à linha real. No controle aplicado: caso a vazão volumétrica do compressor se encontre à esquerda da linha de segurança contra surge, é aplicado um controle para abrir a válvula de reciclo e essa vazão de reciclo leva à vazão no compressor até o lado direito da linha de segurança contra surge.

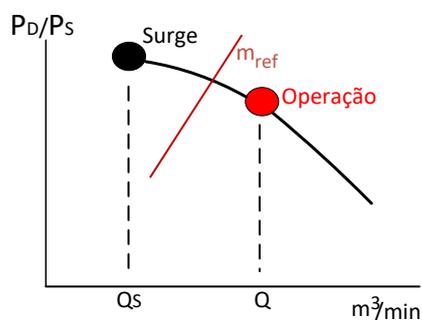


Figura 8: Gráfico de razão de compressão x vazão mostrando a linha de surge

Além das variáveis necessárias para a representação da dinâmica do sistema foram criadas variáveis que representam a proximidade do sistema da região de surge. Essas variáveis são os índices de surge I_s . Cada estágio de compressão possui um índice, que é a razão entre a vazão mínima (ou a vazão inferida de surge) para aquele ponto de operação e a vazão real, conforme a equação abaixo:

$$I_s = \frac{m_s}{m_{cp}} \quad (17)$$

sendo que m_s é a mínima vazão de gás para evitar o surge e m_{cp} é a vazão de gás atual pelo

compressor. Assim, quando I_s se aproxima de 1, o compressor se aproxima da condição de surge, porém, o controle deve manter o índice de surge $I_s < 1$ para garantir a correta operação do compressor. Normalmente o controle regulatório controla a válvula de reciclo para manter I_s abaixo de um valor 0,95, ou seja, mantendo uma distância, ou folga, de 5%.

Para implementar o controlador *FeedForward* é preciso identificar os modelos de G_q e G_u respectivamente, como mostrado na Figura 9. Com esta estrutura de implementação permite-se que o controlador *FeedForward* atue somente quando o índice de surge se aproxima da linha no valor de 0,95.

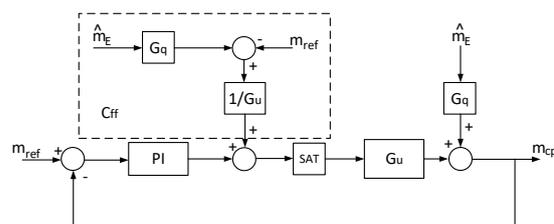


Figura 9: Diagrama de blocos do Controlador *FeedForward*

Sendo que G_q é a relação entre a vazão mássica de entrada m_E e a vazão mássica do compressor m_{cp} , e G_u é a relação entre a vazão mássica de recirculação m_R e a vazão mássica do compressor m_{cp} mostrada na Figura 10.

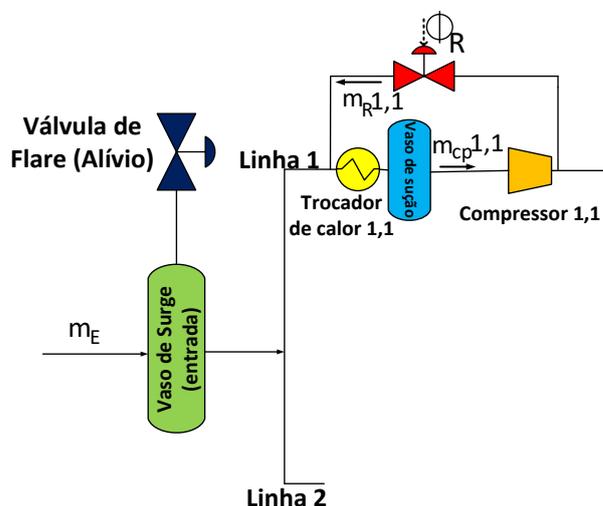


Figura 10: Diagrama do sistema de compressão para identificação dos modelos

Para obter o modelo de G_q , foram aplicados degraus na vazão entrada (m_E), mantendo a válvula de reciclo (Φ_R) totalmente fechada.

Foram aplicados degraus na vazão de entrada desde 21,5kg/s até 10,5kg/s. Na Figura 11, apresenta-se a vazão no compressor ao aplicar os

degraus na vazão de entrada no sistema de compressão.

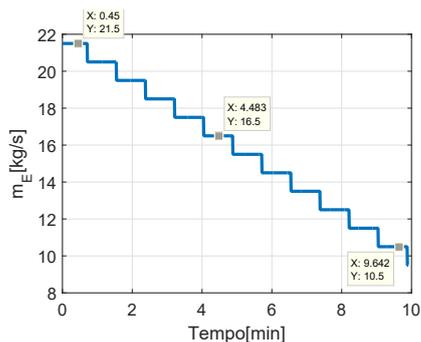


Figura 11: Degraus na vazão de entrada m_E

Na Figura 12, mostra-se que aplicando uma vazão de entrada de $16,5 \text{ kg/s}$ a vazão no compressor encontra-se numa região entre a linha de segurança e a linha de surge, ficando assim numa região crítica, razão pela qual foi o ponto escolhido para obter uma aproximação do modelo.

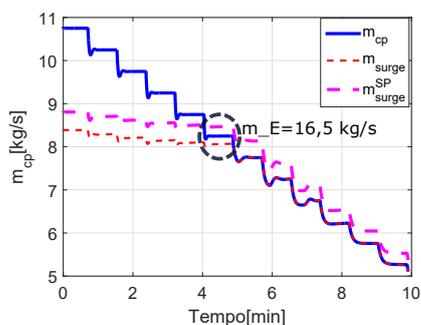


Figura 12: Região de operação para encontrar o modelo G_q

Com este procedimento obtém-se uma aproximação do modelo de G_q , como se mostra na Figura 13.

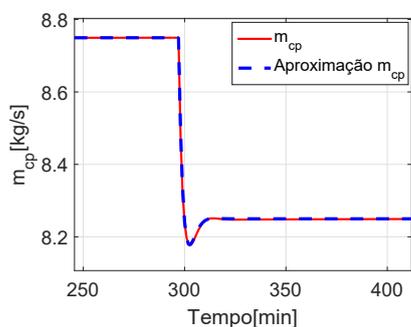


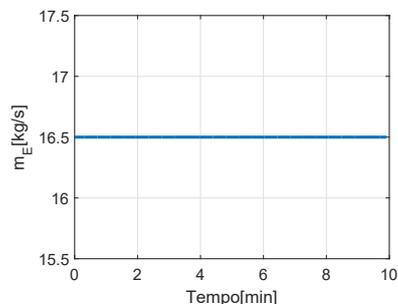
Figura 13: Curvas para Identificar o modelo de G_q

$$G_q(s) = \frac{0,3092s + 0,08813}{s^2 + 0,672s + 0,1764} \quad (18)$$

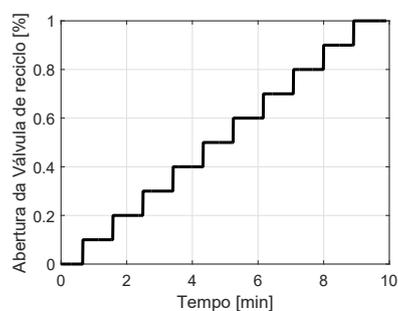
Na equação (18) é apresentado o modelo dinâmico

aproximado da perturbação, representado em função de transferência.

Com o modelo aproximado da perturbação já encontrado, agora devemos encontrar o modelo aproximado de G_u . Para isso, são aplicados degraus na válvula de reciclo Φ_R , desde 10% até 100% de abertura da válvula de reciclo, fixando uma vazão de entrada no valor de $16,5 \text{ kg/s}$. como se mostra nas Figuras 14(a) e 14(b).



(a) Vazão de entrada no valor fixo



(b) Degraus na válvula de reciclo

Figura 14: Procedimento para identificar o modelo de G_u

Com a aplicação do procedimento descrito acima, consegue-se encontrar a vazão no compressor na região crítica. Essa região de operação para obter uma aproximação do modelo de G_u é mostrada na Figura 15.

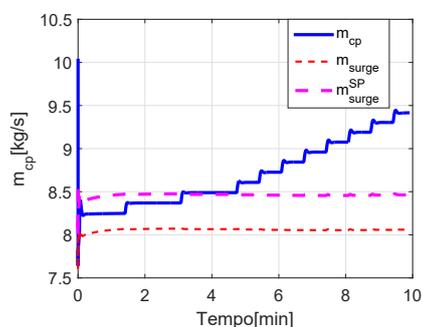


Figura 15: Região de operação para encontrar o modelo G_u

Com este procedimento obtém-se uma aproximação do modelo de G_u , como se mostra na Figura 16.

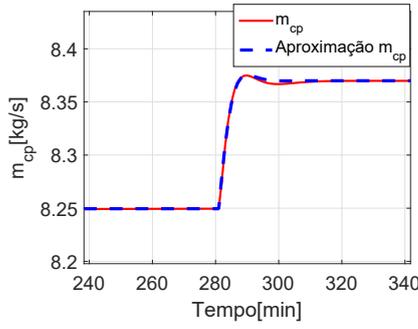


Figura 16: Curvas para Identificar o modelo de G_u

$$G_u(s) = \frac{0,3211s + 0,1927}{s^2 + 0,6s + 0,16} \quad (19)$$

Na equação (19) é apresentado o modelo dinâmico aproximado de G_u , representado em função de transferência.

Com os modelos já identificados de G_q e G_u é projetado o controlador antecipativo *FeedForward* apresentado nas equações (20) e (21) respectivamente:

$$C_{ff}(s) = \frac{-G_q}{G_u} \quad (20)$$

$$C_{ff}(s) = \frac{-0,9629s^3 - 0,8521s^2 - 0,3187s - 0,04391}{s^3 + 1,272s^2 + 0,5796s + 0,1058} \quad (21)$$

5 Resultados de simulação

As simulações foram feitas aplicando o controlador PI no primeiro estágio de ambas as linhas do sistema de compressão, porém aplicando o *FeedForward* somente no primeiro estágio da primeira linha do compressor, para efeito de comparação.

Na Figura 17 podem ser vistas as aberturas das válvulas de reciclo. Tanto na Figura 17 quanto na Figura 18, a primeira linha de gráficos apresenta os valores do controlador PI + *Feedforward* na primeira linha do compressor, e a segunda linha de gráfico apresenta os valores respectivos ao controlador PI na segunda linha do compressor. A primeira coluna de gráficos representa o primeiro estágio de cada linha do compressor, desta forma, a segunda e terceira coluna de gráficos representam respectivamente o segundo e terceiro estágio das duas linhas do compressor.

Pode ser visto que a abertura da válvula de reciclo satura no valor 1 somente no primeiro estágio do compressor, quando a vazão de entrada é muito baixa. Na linha com o PI + *FeedForward*, a válvula é aberta alguns segundo antes da linha somente com o PI, e se mantém sempre aberta até fechar ao mesmo tempo que a válvula da segunda linha. Isso faz com que as válvulas dos estágios seguintes tenham que abrir menos a suas respectivas válvulas de reciclo, se comparadas com a se-

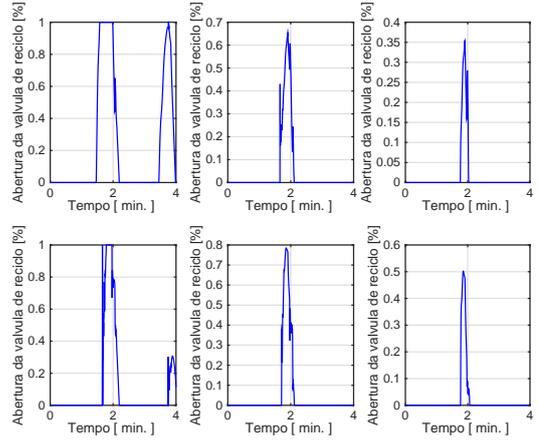


Figura 17: Abertura da válvula de reciclo em cada estágio de cada linha do compressor

gunda linha. Já a válvula da segunda linha apresenta uma dinâmica enquanto está aberta, o que prejudica os estágios seguintes, fazendo com que as válvulas tenham que abrir ainda mais.

Como pode ser visto pelos índices de surge na Figura 18, onde os gráficos estão dispostos na mesma ordem da figura anterior, em todos os estágios ele passa de 0,95 quando a vazão de entrada está no seus valores mais baixos, porém ele não passa de 1 e em nenhum outro momento passa de 0,95. Graças ao PI + *FeedForward* aplicado no primeiro estágio da primeira linha, todos os estágios da primeira linha apresentam valores do índice de surge menores que o da segunda linha, permanecendo em torno de 0,95. Desta forma é possível verificar que a principal vantagem do sistema de controle proposto é antecipar o efeito das perturbações no compressor de forma a melhorar a resposta de rejeição de perturbações e consequentemente manter o compressor funcionando em uma região mais segura.

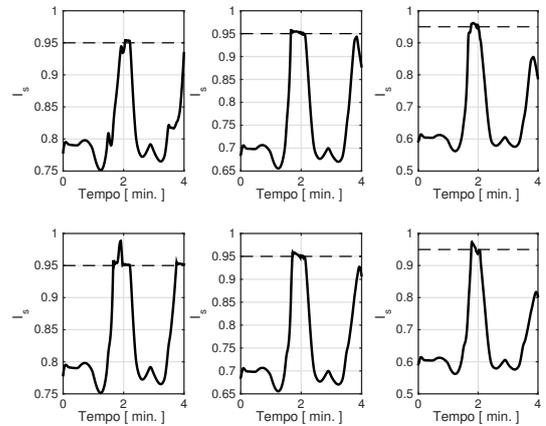


Figura 18: Índice de surge em cada estágio de cada linha do compressor

6 Conclusões

O objetivo desse artigo era propor um controlador para que, junto com o controle regulatório do sistema de compressão de uma plataforma de petróleo, o sistema não entrasse em surge, evitando assim, a possível parada do compressor.

Dessa maneira, foi projetado e aplicado um controlador PI + *FeedForward* no primeiro estágio do sistema de compressão, já que este compressor é o elemento mais crítico no sistema. De forma a tornar possível a implementação do *FeedForward*, foi concebido um estimador de perturbações, uma vez que a vazão de entrada do compressor não é mensurável.

O estimador obteve resultados satisfatórios apresentando um pequeno erro entre a vazão de entrada real e a estimada. Quanto ao controlador PI + *FeedForward* também apresentou uma resposta desejada, mantendo o índice de surge longe do valor limite $I_s = 1$, porém, com vazão de entrada muito baixa, ainda não consegue mantê-lo abaixo de 0,95.

No presente estágio do trabalho não é possível fazer uma comparação direta com os resultados apresentados em (Kvangardsnes, 2009), uma vez que os modelos utilizados para simulação do compressor não são os mesmos. Desta forma podemos citar a comparação entre a estratégia de controle proposta e outras estratégias existentes como trabalho futuro. Por fim deve-se ressaltar que os resultados obtidos com o controlador proposto superam os apresentados pelo controlador PI, o qual é amplamente utilizado na indústria do petróleo e gás como padrão para controle antisurge.

Agradecimentos

Este trabalho foi apoiado pelo Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), projetos 305785/2015-0 e 311024/2015-7, e pelos Programas de Formação de Recursos Humanos PRH34-ANP e PFRH34-Petrobras.

Referências

- Boyse, M., Brown, R., Bohannan, W., Gaston, J. and Meher-Homji, C. (1983). Practical aspects of centrifugal compressors surge and surge control, *Proceeding of the Twelfth Turbomachinery Symposium*.
- Campos, M. and Teixeira, H. (2006). *Controles Típicos de Equipamentos e Processos Industriais*, Edgard Blücher.
- Gravdahl, J. and Egeland, O. (1998). Speed and surge control for a low order centrifugal compressor model, *Model Identification and Control*.

Greitzer, E. (1976). Surge and rotating stall in axial flow compressors, *Journal of Engineering for Power*.

Kvangardsnes, T. (2009). *Anti-surge control control theoretic analysis of existing anti-surge control strategies*, Master's thesis, Norwegian University of Science and Technology NTNU.

Marlin, T. (2000). *Process Control: Designing Processes and Control Systems for Dynamic Performance*, McGraw-Hill Higher Education.

Mirsky, S., Jacobson, W., Tiscornia, D., McWhirter, J. and Zaghoul, M. (2012). Development and design of antisurge and performance control systems for centrifugal compressors, *Proceedings of the Forty-Second Turbomachinery Symposium*.

Plucenio, A., Vettorazo, C., Picon, B., Campos, M. and Lima, M. (2016). Modeling and control of an oil platform gas compression station, *XXI Congresso Brasileiro de Automação*.

Thomas, E. (2004). *Fundamentos de Engenharia de Petróleo*, INTERCIENCIA.

Wilson, J. and Sheldon, A. (2006). Matching antisurge control valve performance with integrated turbomachinery control systems, *Technical report*, Hydrocarbon Processing.