DANIEL DIAS LEISTER

CONTROLE ANTISSURTO DE COMPRESSORES INDUSTRIAIS

São Paulo

2014

DANIEL DIAS LEISTER

CONTROLE ANTISSURTO DE COMPRESSORES INDUSTRIAIS

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

Área de Concentração:

Engenharia Química

Orientador: Prof. Dr. Song Won Park

São Paulo

2014

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

São Paulo, 14 de outubro de 2014.

Assinatura do autor _____

Assinatura do orientador _____

Catálogo-na-publicação

Leister, Daniel Dias
Controle antissurto de compressores industriais / D.D.
Leister. -- versão corr. -- São Paulo, 2014.
212 p.

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

1.Sistemas de controle 2.Compressores (Controle) I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Química II.t.

DANIEL DIAS LEISTER

CONTROLE ANTISSURTO DE COMPRESSORES INDUSTRIAIS

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

São Paulo

2014

DEDICATÓRIA

*Ao Miguelzinho e à Tata, que
ainda não fazem a menor ideia
do que é um compressor, mas
têm um enorme potencial,
felizmente pouco explorado,
de fazer os pais surtarem.*

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, sem o qual por certo nem a vida, muito menos este trabalho fariam algum sentido. Pelo apoio incondicional em todas as etapas da minha existência, da qual este trabalho é só uma delas. Pela vida, família, saúde e mais uma infinidade de aspectos que um parágrafo não poderia conter.

Ao professor Song, pela paciência, esclarecimentos e orientação deste trabalho.

Aos meus pais, que trabalharam muito mais do que eu para a concretização desta etapa já desde muito tempo, sem exigir nenhuma retribuição. Pela cobrança oportuna ao longo do meu desenvolvimento como ser humano e toda sorte de incentivos e sacrifícios despendidos em meu benefício.

Aos meus irmãos e suas famílias, pelo apoio explícito ou implícito a cada momento.

Aos demais familiares e amigos que direta ou indiretamente me apoiaram, nem que fosse simplesmente por desejar meu sucesso nesta empreitada.

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo propor e avaliar um novo método para controle antissurto de compressores dinâmicos. É sabido que compressores dinâmicos são sujeitos ao fenômeno de surto, o qual pode danificar gravemente os componentes do compressor e provocar distúrbios de produção. O surto pode surgir a partir da ocorrência de distúrbios (por exemplo, fechamento da válvula de descarga do compressor) os quais, sem ação antissurto, fariam com que o ponto de operação se deslocasse para uma região de baixas vazões delimitada por uma linha conhecida como linha de surto. Portanto, compressores dinâmicos sempre são equipados com mecanismos antissurto: tipicamente uma válvula de reciclo de ação rápida controlada por um controlador PI antissurto. Dado que o surto se desenvolve extremamente rápido, usualmente não se permite que o compressor opere muito próximo da linha de surto. Esse objetivo de controle (manter o compressor afastado da linha de surto) é conflitante com objetivos de eficiência energética, pois os pontos de maior eficiência estão localizados próximos a essa linha. Logo, é desejável operar o compressor utilizando a mínima margem de surto que ainda garanta que a ação antissurto seja efetiva. Este trabalho propõe um método para ativação da ação antissurto no compressor com o objetivo de atingir uma ação mais rápida que o controle PI tradicional. O método proposto se baseia no cálculo *offline* das aberturas necessárias para a válvula de reciclo para cada possível combinação das posições dos atuadores do sistema, considerando um conjunto discreto pré-definido de valores dentro da faixa de valores de cada atuador. Esse processo gera uma tabela auxiliar para uso *online*. Os valores da tabela auxiliar são utilizados para gerar valores de referência para um controlador por realimentação, o qual é responsável por garantir que a trajetória do sistema irá do estado inicial no momento da ativação do controle antissurto para o estado estacionário desejado. Diversos cenários de distúrbio são simulados para diferentes controladores por realimentação e comparados com o controle antissurto PI tradicional. Os resultados mostram que a estratégia proposta é um candidato para melhorias na prática atual de controle antissurto, mas um controle por realimentação adequado deve ser selecionado e avaliado também considerando o aspecto de robustez, o qual é brevemente considerado no escopo deste trabalho.

Palavras-chave: compressores dinâmicos. Controle antissurto.

ABSTRACT

This work aims at proposing and evaluating a novel method for anti-surge control of dynamic compressors. Dynamic compressors are known to suffer from surge, which can severely damage compressor components and disturb production. Surge may arise by the occurrence of disturbances (e.g. compressor discharge valve closure) that would bring its operating point to a region at low flows delimited by the so called surge line. Therefore, dynamic compressors are always equipped with anti-surge mechanisms: typically a fast actuating recycle valve controlled by a PI anti-surge controller. Since surge develops extremely fast, the compressor is usually not allowed to operate too close from the surge line. This control objective (keep the compressor away from the surge line) is conflicting with energy efficiency requirements, since higher efficiency operating points are located close to the surge line. Therefore, it is desirable to operate the compressor using the smallest possible surge margin that still guarantees anti-surge action is effective. This work proposes a method for triggering the compressor anti-surge action, aiming at a faster action than traditional PI control. The proposed anti-surge control method relies on an offline computation of necessary recycle valve openings for each possible combination of the system actuators positions, considering a predefined discrete set of values from the actuators positioning ranges. This generates a look-up table for online use. The values from the look-up table are used to identify the necessary compressor flow set-point for a feedback controller, which is responsible for ensuring that the system trajectory goes from the state upon anti-surge activation to the desired steady state. Several disturbance scenarios are simulated for different feedback controllers and compared to the traditional PI anti-surge controller. Results show that the proposed strategy is a candidate for improvements in current anti-surge control practice but an adequate feedback control strategy must be chosen and evaluated also under the consideration of robustness, which is slightly considered in the scope of this work.

Keywords: Dynamic compressors. Anti-surge control.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Mapa de um compressor (BOHAGEN, 2007)	16
Figura 2 – Exemplo de compressor axial (fonte: página de imagens de divulgação da Siemens)	17
Figura 3 - Exemplo de compressor centrífugo2 (fonte: página de imagens de divulgação da Siemens)	18
Figura 4 - Linha de surto de um compressor.....	19
Figura 5 - Diagrama esquemático do sistema de compressão em estudo	24
Figura 6 - Mapa do compressor em estudo.....	26
Figura 7 - Exemplo de resposta do compressor à mudança no ponto de operação para região instável	30
Figura 8 – resumo das estratégias de controle antissurto.....	38
Figura 9 – Topologia dos sistemas de controle do compressor	40
Figura 10 - Exemplo de linha de controle de surto para o compressor considerado.....	41
Figura 11 – Topologia do sistema de controle com controle antissurto tradicional	44
Figura 12 – Topologia do sistema de controle com controle antissurto com Gerador de Referências	48
Figura 13 - Exemplo de nuvem de pontos para os 3 parâmetros.....	50
Figura 14 – Mapa do compressor com linhas de torque constante	55
Figura 15 – Trajetórias de estado do sistema das equações (36) e (37) (DECARLO; ZAK; DRAKUNOV, 1996).....	60
Figura 16 – simulação das equações (36) e (37) com $x_0 = 5$ e detalhe do efeito de <i>chattering</i> devido a limitações do atuador	64
Figura 17 - Topologia do sistema de controle com controle antissurto com Gerador de Referências e SMC tradicional (GR-SMC1)	68
Figura 18 - Topologia do sistema de controle com controle antissurto com Gerador de Referências e SMC segundo Sira-Ramírez (1993) (GR-SMC3)	70
Figura 19 – Distribuição de pontos de P_d correspondentes a aberturas da válvula de entrada	72
Figura 20 – Distribuição de pontos de P_d correspondentes a aberturas da válvula de saída.....	73
Figura 21 - Distribuição de pontos de P_d correspondentes a valores de torque do motor	73
Figura 22 - Perfil de valores de referência do Gerador de Referências para 3 diferentes torques.....	76
Figura 23 - Distribuição de pontos válidos do Gerador de Referências no mapa do compressor.....	78
Figura 24 – Pontos iniciais utilizados nas simulações dos cenários de teste.....	81
Figura 25 – Diagrama de simulação do controle PI tradicional em Simulink.....	83
Figura 26 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle PI tradicional	84

Figura 27 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional.....	84
Figura 28 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional.....	85
Figura 29 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional	85
Figura 30 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional.....	86
Figura 31 – Diagrama de simulação do controle com Gerador de Referências e Controlador PI	89
Figura 32 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle PI com Gerador de Referências	90
Figura 33 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI com Gerador de Referências	90
Figura 34 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI com Gerador de Referências	91
Figura 35 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI com Gerador de Referências.....	91
Figura 36 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI com Gerador de Referências	92
Figura 37 – Diagrama de simulação do controle com controle GR-SMC1 em Simulink.....	95
Figura 38 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle GR-SMC1.....	95
Figura 39 – Resposta do sistema no Cenário 5 com controle GR-SMC1.....	96
Figura 40 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1 ..	96
Figura 41 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1...	97
Figura 42 – Razão de pressão nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1	97
Figura 43 – Razão de pressão nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1	98
Figura 44 – Abertura da válvula de reciclo nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1	98
Figura 45 – Abertura da válvula de reciclo nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1	99
Figura 46 – Sinal de controle incremental nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1	99
Figura 47 – Sinal de controle incremental nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1	100
Figura 48 – Pressão no <i>plenum</i> nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1	100

Figura 49 – Pressão no <i>plenum</i> nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1	101
Figura 50 – Torque nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1	101
Figura 51 Torque nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1	102
Figura 52 – Comportamento de s e $\dot{s}$ no Cenário 1 com controle GR-SMC1 ...	102
Figura 53 – Comportamento de s e $\dot{s}$ no Cenário 5 com controle GR-SMC1 ...	103
Figura 54 – Diagrama de simulação do controle com controle GR-SMC3 em Simulink.....	105
Figura 55 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle GR-SMC3.....	106
Figura 56 – Resposta do sistema no Cenário 5 com controle GR-SMC3.....	106
Figura 57 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC3	107
Figura 58 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC3.	107
Figura 59 – Razão de pressão nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC3	108
Figura 60 – Razão de pressão nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC3.....	108
Figura 61 – Abertura da válvula de reciclo nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC3	109
Figura 62 – Abertura da válvula de reciclo nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC3	109
Figura 63 – Sinal de controle incremental nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC3	110
Figura 64 – Sinal de controle incremental nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC3	110
Figura 65 – Pressão no <i>plenum</i> nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC3	111
Figura 66 – Pressão no <i>plenum</i> nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC3.....	111
Figura 67 – Torque nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC3	112
Figura 68 Torque nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC3	112
Figura 69 – Comportamento de s e $\dot{s}$ no Cenário 1 com controle GR-SMC3...	113
Figura 70 – Comportamento de s e $\dot{s}$ no Cenário 5 com controle GR-SMC3...	113
Figura 71 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle PI tradicional com distúrbios e incertezas.....	117
Figura 72 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle GR-PI com distúrbios e incertezas.....	117

Figura 73 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas.....	118
Figura 74 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas.....	118
Figura 75 – Razão de pressão no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas.....	119
Figura 76 – Razão de pressão no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas.....	119
Figura 77 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas.....	120
Figura 78 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas..	120
Figura 79 – Sinal de controle incremental no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas....	121
Figura 80 – Sinal de controle incremental no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas..	121
Figura 81 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas....	122
Figura 82 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas.....	122
Figura 83 – Torque no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas.....	123
Figura 84 – Torque no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas.....	123
Figura 85 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle GR-SMC1 com distúrbios e incertezas.....	124
Figura 86 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle GR-SMC3 com distúrbios e incertezas.....	124
Figura 87 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas.....	125
Figura 88 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas.....	125
Figura 89 – Razão de pressão no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas.....	126
Figura 90 – Razão de pressão no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas.....	126
Figura 91 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas.....	127

Figura 92 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas	127
Figura 93 – Sinal de controle incremental no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas..	128
Figura 94 – Sinal de controle incremental no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas	128
Figura 95 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas..	129
Figura 96 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas	129
Figura 97 – Torque no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas	130
Figura 98 Torque no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas	130
Figura 99 – Comportamento de s e s no Cenário 1 com controle GR-SMC1 com distúrbios e incertezas.....	131
Figura 100 – Comportamento de s e s no Cenário 1 com controle GR-SMC3 com distúrbios e incertezas.....	131
Figura 101 – Sinal de controle incremental com controle GR-PI para o Cenário 1 para o caso nominal e com distúrbio após o aparecimento do distúrbio de pressão.....	134
Figura 102 – Vazão do compressor com controle GR-PI para o Cenário 1 para o caso nominal e com distúrbio após o aparecimento do distúrbio de pressão...	134
Figura 103 – Sinal de controle incremental com controle GR-SMC1 para o Cenário 1 para o caso nominal e com distúrbio	135
Figura 104 – Vazão do compressor com controle GR-SMC1 para o Cenário 1 para o caso nominal e com distúrbio após o aparecimento do distúrbio de pressão.....	136

LISTA DE ILUSTRAÇÕES – APÊNDICE B

Figura B-1 – Resposta do sistema no Cenário 1 e controle PI tradicional.....	152
Figura B-2 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle PI com Gerador de Referências	152
Figura B-3 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI.....	153
Figura B-4 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	153

Figura B-5 – Razão de pressão no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	154
Figura B-6 – Razão de pressão no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	154
Figura B-7 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	155
Figura B-8 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	155
Figura B-9 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle GR-PI.....	156
Figura B-10 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-PI	156
Figura B-11 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	157
Figura B-12 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	157
Figura B-13 – Torque no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI.....	158
Figura B-14 – Torque no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	158
Figura B-15 – Resposta do sistema no Cenário 2 com controle PI tradicional.	159
Figura B-16 – Resposta do sistema no Cenário 2 com controle PI e Gerador de Referências	159
Figura B-17 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) Cenário 2 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI.....	160
Figura B-18 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 2 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	160
Figura B-19 – Razão de pressão no Cenário 2 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	161
Figura B-20 – Razão de pressão no Cenário 2 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	161
Figura B-21 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 2 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	162
Figura B-22 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 2 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	162
Figura B-23 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 2 durante todo o período de simulação com controle GR-PI.....	163
Figura B-24 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 2 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-PI	163
Figura B-25 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 2 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	164

Figura B-26 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 2 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	164
Figura B-27 – Torque no Cenário 2 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI.....	165
Figura B-28 – Torque no Cenário 2 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	165
Figura B-29 – Resposta do sistema no Cenário 3 com controle PI tradicional.	166
Figura B-30 – Resposta do sistema no Cenário 3 com controle PI e Gerador de Referências	166
Figura B-31 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 3 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI.....	167
Figura B-32 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 3 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	167
Figura B-33 – Razão de pressão no Cenário 3 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	168
Figura B-34 – Razão de pressão no Cenário 3 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	168
Figura B-35 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 3 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	169
Figura B-36 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 3 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	169
Figura B-37 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 3 durante todo o período de simulação com controle GR-PI.....	170
Figura B-38 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 3 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-PI	170
Figura B-39 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 3 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	171
Figura B-40 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 3 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	171
Figura B-41 – Torque no Cenário 3 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI.....	172
Figura B-42 – Torque no Cenário 3 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	172
Figura B-43 – Resposta do sistema no Cenário 4 com controle PI tradicional.	173
Figura B-44 – Resposta do sistema no Cenário 4 com controle PI e Gerador de Referências	173
Figura B-45 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 4 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI.....	174
Figura B-46 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 4 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	174

Figura B-47 – Razão de pressão no Cenário 4 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	175
Figura B-48 – Razão de pressão no Cenário 4 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	175
Figura B-49 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 4 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	176
Figura B-50 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 4 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	176
Figura B-51 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 4 durante todo o período de simulação com controle GR-PI.....	177
Figura B-52 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 4 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-PI	177
Figura B-53 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 4 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	178
Figura B-54 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 4 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	178
Figura B-55 – Torque no Cenário 4 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI.....	179
Figura B-56 – Torque no Cenário 4 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	179
Figura B-57 – Resposta do sistema no Cenário 5 com controle PI tradicional.	180
Figura B-58 – Resposta do sistema no Cenário 5 com controle PI e Gerador de Referências	180
Figura B-59 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 5 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI.....	181
Figura B-60 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 5 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	181
Figura B-61 – Razão de pressão no Cenário 5 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	182
Figura B-62 – Razão de pressão no Cenário 5 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	182
Figura B-63 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 5 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	183
Figura B-64 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 5 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	183
Figura B-65 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 5 durante todo o período de simulação com controle GR-PI.....	184
Figura B-66 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-PI	184
Figura B-67 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 5 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	185

Figura B-68 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 5 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	185
Figura B-69 – Torque no Cenário 5 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI.....	186
Figura B-70 – Torque no Cenário 5 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	186
Figura B-71 – Resposta do sistema no Cenário 6 com controle PI tradicional.	187
Figura B-72 – Resposta do sistema no Cenário 6 com controle PI e Gerador de Referências	187
Figura B-73 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) Cenário 6 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI.....	188
Figura B-74 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) Cenário 6 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	188
Figura B-75 – Razão de pressão no Cenário 6 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	189
Figura B-76 – Razão de pressão no Cenário 6 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	189
Figura B-77 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 6 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	190
Figura B-78 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 6 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	190
Figura B-79 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 6 durante todo o período de simulação com controle GR-PI.....	191
Figura B-80 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 6 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-PI	191
Figura B-81 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 6 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	192
Figura B-82 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 6 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	192
Figura B-83 – Torque no Cenário 6 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI.....	193
Figura B-84 – Torque no Cenário 6 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	193
Figura B-85 – Resposta do sistema no Cenário 7 com controle PI tradicional.	194
Figura B-86 – Resposta do sistema no Cenário 7 com controle PI e Gerador de Referências	194
Figura B-87 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 7 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI.....	195
Figura B-88 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 7 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	195

Figura B-89 – Razão de pressão no Cenário 7 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	196
Figura B-90 – Razão de pressão no Cenário 7 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	196
Figura B-91 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 7 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	197
Figura B-92 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 7 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	197
Figura B-93 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 7 durante todo o período de simulação com controle GR-PI.....	198
Figura B-94 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 7 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-PI	198
Figura B-95 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 7 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	199
Figura B-96 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 7 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	199
Figura B-97 – Torque no Cenário 7 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI.....	200
Figura B-98 – Torque no Cenário 7 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	200
Figura B-99 – Resposta do sistema no Cenário 8 com controle PI tradicional.	201
Figura B-100 – Resposta do sistema no Cenário 8 com controle PI e Gerador de Referências	201
Figura B-101 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 8 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI.....	202
Figura B-102 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 8 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	202
Figura B-103 – Razão de pressão no Cenário 8 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	203
Figura B-104 – Razão de pressão no Cenário 8 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	203
Figura B-105 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 8 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	204
Figura B-106 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 8 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	204
Figura B-107 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 8 durante todo o período de simulação com controle GR-PI.....	205
Figura B-108 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 8 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-PI	205
Figura B-109 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 8 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI	206

Figura B-110 – Pressão no <i>plenum</i> no Cenário 8 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	206
Figura B-111 – Torque no Cenário 8 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI.....	207
Figura B-112 – Torque no Cenário 8 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI.....	207

LISTA DE TABELAS

Tabela 4-1 – Condições consideradas nos cenários de teste	81
Tabela 4-2 – Índices de desempenho com controle PI tradicional	86
Tabela 4-3 – Índices de desempenho com Gerador de Referências e Controlador PI	92
Tabela 4-4 – Índices de desempenho com controle GR-SMC1	103
Tabela 4-5 – Índices de desempenho com controle GR-SMC3	114
Tabela 4-6 – Índices de desempenho obtidos com incertezas e distúrbios.....	132

LISTA DE SÍMBOLOS

a_1 :	coeficiente da função característica do compressor	-
a_2 :	coeficiente da função característica do compressor	$\left(\frac{s}{kg}\right)$
a_3 :	coeficiente da função característica do compressor	$\left(\frac{s}{kg}\right)^2$
a_4 :	coeficiente da função característica do compressor	$\left(\frac{s}{kg}\right)^3$
a_{lcs} :	Parâmetro da equação da reta da linha de controle de surto	-
a_{ls} :	Parâmetro da equação da reta da linha de surto	-
A :	área dos dutos pelos quais gás flui no sistema	m^2
b_1 :	coeficiente da função característica do compressor	$\left(\frac{1}{rpm}\right)$
b_2 :	coeficiente da função característica do compressor	$\left(\frac{1}{rpm}\right)\left(\frac{s}{kg}\right)$
b_3 :	coeficiente da função característica do compressor	$\left(\frac{1}{rpm}\right)\left(\frac{s}{kg}\right)^2$
b_4 :	coeficiente da função característica do compressor	$\left(\frac{1}{rpm}\right)\left(\frac{s}{kg}\right)^3$
b_{lcs} :	Parâmetro da equação da reta da linha de controle de surto	kg/s
b_{ls} :	Parâmetro da equação da reta da linha de surto	kg/s
c_0 a c_3 :	Parâmetros do controle GR-SMC3	-
e :	sinal de erro do SMC	-
ee :	erro estacionário	-
f, g :	representação genérica de funções que compõe modelo dinâmico de uma planta	-
$F(x)$:	função objetivo do problema de otimização do Gerador de Referências	-
i_p, j_p, k_p :	índices de p_{prox} em P_d	-
J :	momento de inércia do eixo do compressor	$kg \cdot m^2$
k_p, k_i, k_d :	ganhos proporcional, integral e derivativo utilizados no controle PI tradicional	-

l :	índice dos parâmetros em p	-
L :	comprimento efetivo do duto equivalente	m
$m_{c_{max}}$:	máxima vazão do compressor considerada no sistema de compressão	kg/s
$m_{c_{ref}}$:	valor de referência de vazão do compressor	kg/s
m_c :	vazão do compressor	kg/s
m_e :	vazão de entrada do sistema de compressão	kg/s
m_r :	vazão de reciclo do compressor	kg/s
m_{r_m} :	vazão média de reciclo do compressor	kg/s
m_s :	vazão de saída do sistema de compressão	kg/s
MS_{util} :	margem de surto utilizada pelos algoritmos de controle	-
M :	valor discreto do componente Δu do controle SMC	-
n_l :	número de valores discretos de p_l considerados em P_d	-
p :	conjunto de variáveis (parâmetros) manipuladas pelo sistema de controle de carga do compressor	-
P :	conjunto de valores de parâmetros de p	-
p_1 :	pressão no vaso de entrada (Vaso 1)	Pa
p_2 :	pressão no <i>plenum</i> (Vaso 2)	Pa
p_{2ref} :	Pressão de referência do controlador de carga	Pa
p_{atual} :	conjunto de valores reais dos parâmetros de p lidos pelo Gerador de Referências em um determinado instante	-
P_e :	pressão de entrada do sistema de compressão	Pa
	denominação genérica de cada uma das entradas da	
p_{ijk} :	Tabela de Referências, sendo i, j e k índices dos valores discretos de cada parâmetro de p	-
p_l :	l -ésimo parâmetro dentro de p	-
p_{l_d} :	conjunto de valores discretos de p_l considerados em P_d	-

	o p_{ijk} considerado mais próximo de p_{atual} pelo	
p_{prox} :	algoritmo do Gerador de Referências em um determinado instante	-
p_r :	razão de compressão	-
P_s :	pressão de saída do sistema de compressão	Pa
s :	função de chaveamento do SMC	-
S_{som} :	velocidade do som	m/s
u :	representação genérica do sinal de controle de uma planta	-
u_{eq} :	componente de controle equivalente do SMC	-
V_{V_1} :	volume do vaso de entrada (Vaso 1)	m ³
V_{V_2} :	volume do <i>plenum</i> (Vaso 2)	m ³
W :	Ganho do termo descontínuo do controle GR-SMC3	-
$x_{r_{prox}}$:	valor de $x_{r_{ref}}$ para um determinado p_{prox}	-
$x_{r_{ref}}$:	valor de abertura de referência da válvula de reciclo do compressor	-
x_e :	abertura da válvula de entrada do sistema de compressão	-
x_r :	abertura da válvula de reciclo do compressor	-
x_s :	abertura da válvula de saída do sistema de compressão	-
y :	representação genérica de um estado de uma planta	-
$\mathbf{y}$:	representação genérica do vetor de estados de uma planta	-
y_d :	representação genérica de estado de referência de uma planta	-
α :	Fator de amortização do controle GR-SMC3	-
Δb :	parâmetro de largura da função de contorno do controle SMC	-
Δu :	componente de chaveamento do SMC	-
σ_{slip} :	fator de escorregamento do compressor	-
τ_c :	torque do compressor	N · m
τ_d :	torque aplicado pelo motor elétrico no compressor	N · m

ω_c :   velocidade angular eixo do compressor   rpm

SUMÁRIO

1	Introdução.....	15
1.1	Princípios de operação de um compressor	15
1.2	Compressores centrífugos e axiais	17
1.3	O fenômeno de surto em compressores	18
1.4	Sistemas de controle antissurto	20
1.5	Objetivos do estudo.....	21
1.6	Justificativas	21
2	Modelagem do sistema de compressão	23
2.1	Modelo matemático adotado	23
2.2	Característica do compressor considerado	25
2.3	Equações constitutivas do modelo dinâmico.....	27
2.4	Simulação do comportamento do compressor sem controle antissurto	30
2.5	Resumo do modelo para controle antissurto.....	31
3	Controle Antissurto do compressor.....	32
3.1	Resumo da bibliografia.....	32
3.2	Resumo das estratégias de controle consideradas.....	37
3.3	Controle de carga do compressor	39
3.4	O uso da linha de controle de surto.....	41
3.5	Objetivos do sistema de controle antissurto.....	43
3.6	Estratégias de controle consideradas	44
3.6.1	Estratégia tradicional com controle PI	44
3.6.2	Estratégia de controle com o Gerador de Referências	47
3.6.3	Controle antissurto por modos deslizantes.....	59
4	Resultados.....	72
4.1	Resultados obtidos na geração da Tabela de Referências	72
4.1.1	Procedimentos para o cálculo numérico de pr e mc	73
4.1.2	Validade das soluções obtidas	74
4.1.3	Perfil de soluções do Gerador de Referências	76
4.2	Resultados obtidos com estratégias de controle consideradas.....	80
4.2.1	Simulação de cenários de teste.....	80
4.2.2	Consideração de incertezas e distúrbios no modelo do compressor... 116	
5	Discussão e Conclusões.....	137

5.1	Discussão sobre os resultados com o Gerador de Referências.....	137
5.2	Discussão sobre os resultados das simulações de cenários de teste.....	138
5.3	Considerações gerais.....	139
5.4	Aspectos práticos de implementação.....	140
5.5	Conclusões finais	140
5.6	Sugestões para trabalhos futuros.....	141
6	Referências.....	143
	Apêndice A – Valores numéricos utilizados.....	149
	Apêndice B – Ilustração das Simulações com Controle PI tradicional e GR-PI.....	151
	Apêndice C – Expressões do controle SMC utilizadas na estratégia de controle GR-SMC3	208

1 INTRODUÇÃO

Este estudo trata do problema de controle antissurto de compressores industriais, o qual se aplica a compressores centrífugos e axiais.

Sistemas de compressão estão presentes em diferentes escalas em diversos ramos da indústria. São aplicados na indústria particularmente na operação de turbinas a gás para geração de energia, que em geral possuem um compressor acoplado, ou em operações onde seja necessária a pressurização de gases. Dentre os tipos de indústria e processos em que esses sistemas são muito utilizados nota-se a operação de plataformas de petróleo, gasodutos, plantas de processamento de gás, indústrias químicas e petroquímicas (RASMUSSEN; KURZ, 2009). Porém, encontra-se aplicação, na forma de centrais de ar comprimido, também na indústria automobilística, têxtil, usinas de aço e termelétricas, para citar alguns exemplos (ROLLINS, 2004).

Sistemas de compressão estão sujeitos a variações no cenário em que estão inseridos que tipicamente demandam mudanças no ponto de operação do compressor, particularmente no que diz respeito à vazão e razão de pressão do mesmo. A vazão mencionada aqui se refere à quantidade de gás sendo comprimida e transferida pelo compressor à seção de processo para a qual ele fornece gás comprimido em um determinado intervalo de tempo. Já a razão de pressão pode ser definida como a relação entre a pressão de saída e a pressão de entrada do compressor, ou seja, representa o quanto o mesmo está de fato comprimindo o gás.

1.1 Princípios de operação de um compressor

Em um sistema de compressão, independentemente do princípio de funcionamento ou forma construtiva do compressor, o que se deseja é comprimir algum tipo de gás para fornecê-lo com pressão suficiente a outras partes de um processo ou consumidor.

Compressores possuem um comportamento naturalmente não linear e que depende de diversas variáveis, dentre elas a vazão, razão de pressão e velocidade de rotação do compressor. Considerando-se que o compressor possua uma pressão de entrada (p_1) e uma pressão de saída (p_2), a razão de pressão se refere ao aumento de pressão efetivamente obtido com o uso do compressor, ou seja, de p_2 com referência a p_1 , e de uma forma geral pode ser calculada como p_2/p_1 ¹. A Figura 1 mostra um exemplo de mapa de compressor.

Figura 1 - Mapa de um compressor (BOHAGEN, 2007)

Por meio do mapa do compressor pode-se, por exemplo, sabendo a vazão atual e velocidade de rotação, identificar qual a razão de pressão atual. Ou, qual a velocidade necessária para se obter uma determinada vazão com determinada razão de pressão.

Note que este mapa, apesar de muito recorrente no estudo e operação de compressores, representa o comportamento *estático* e não dinâmico do mesmo, não sendo suficiente para prever respostas transitórias quando houver mudanças no ponto de operação.

¹ Essa relação traduz de forma geral o comportamento do compressor no estado estacionário. Maiores detalhes das relações corretas entre as grandezas que compõem o modelo do sistema de compressão são fornecidos no Capítulo 2.

1.2 Compressores centrífugos e axiais

Em aplicações industriais são utilizados diferentes tipos de compressores. Em muitas aplicações industriais são utilizados compressores do tipo axial ou centrífugo (ROLLINS, 2004), que compõem os tipos de compressores sujeitos ao fenômeno de surto tratado neste trabalho. Em um compressor axial (Figura 2), o fluido atravessa o compressor no sentido do eixo de rotação do mesmo, sendo acelerado por meio de diversas pás rotativas até ser lançado no difusor, responsável por transformar energia cinética do fluido em energia potencial na forma de pressão. Já em um compressor centrífugo (Figura 3), a sucção do fluido é feita perpendicularmente ao sentido em que o gás comprimido é expelido, sendo o fluido também acelerado por pás rotativas, embora com formato diferente das pás de um compressor axial.

Figura 2 – Exemplo de compressor axial² (fonte: página de imagens de divulgação da Siemens)

---

² Disponível em <http://www.siemens.com/press/en/presspicture/index.php?content=energy&hit=27&sheet=25&view=list>. Acesso em: 11/1/2013.

Figura 3 - Exemplo de compressor centrífugo2 (fonte: página de imagens de divulgação da Siemens)

Um dos fatores que diferenciam claramente compressores centrífugos e axiais se refere à inclinação típica das curvas de velocidade constante. Compressores axiais, por possuírem essa inclinação maior, em geral são capazes de variar a pressão de descarga mantendo a vazão aproximadamente constante. Já compressores centrífugos podem ter a vazão substancialmente variada para uma pressão de descarga aproximadamente constante (ROLLINS, 2004). Dependendo das necessidades do processo, um ou outro tipo pode ser utilizado.

1.3 O fenômeno de surto em compressores

Compressores do tipo centrífugo ou axial possuem, sob determinadas condições, um comportamento denominado surto. O surto é caracterizado por oscilações na pressão de saída (e, portanto, na razão de pressão), na vazão e velocidade de rotação do compressor (GRAVDAHL, 2002). A amplitude e frequência dessas oscilações podem variar, o que caracteriza diferentes tipos de surto (DE JAGER, 1995).

O fenômeno de surto aparece conforme o ponto de operação se aproxima da região de baixas vazões e altas razões de pressão. Ele pode ser caracterizado por uma região em que as curvas de velocidade constante possuem inclinação positiva

(GRAVDAHL, 1998). Essa região é delimitada pela *linha de surto*, conforme ilustrado na Figura 4. Ela delimita a região em que as curvas de velocidade apresentam inclinação positiva e, portanto, na qual o compressor pode ter um comportamento instável, podendo entrar em regime de surto quando atinge essa região de operação. Maiores detalhes sobre a linha de surto são fornecidos na seção 2.2. Note que mesmo em casos em que haja transição de um ponto de operação a outro, ambos na região estável, é possível que o compressor cruze essa linha em direção à região de instabilidade e entre em surto durante a transição (DE JAGER, 1995).

Figura 4 - Linha de surto de um compressor

Alguns surtos suaves de amplitude baixa podem ser considerados aceitáveis na operação de um compressor (DE JAGER, 1995), porém, demais tipos de surto são indesejáveis por poderem ser prejudiciais tanto ao processo, que depende da saída do compressor, como ao próprio compressor, podendo inclusive provocar danos mecânicos nos componentes do mesmo. Dentre efeitos prejudiciais possíveis pode-se citar aumento da temperatura das pás e da temperatura de saída, vibrações e fadiga em componentes do compressor (DE JAGER, 1995).

1.4 Sistemas de controle antissurto

Pelos motivos relatados acima, sistemas de controle de compressores possuem medidas de controle antissurto que podem seguir uma das seguintes filosofias (DE JAGER, 1995):

- controle por proteção contra surto (*surge avoidance control*): neste tipo de controle procura-se fazer com que o compressor seja mantido em uma região suficientemente afastada da linha de surto, com o objetivo de fazer com que o mesmo nunca entre em surto.
- controle por detecção e proteção contra surto: atua a partir do momento em que o sistema detecta que o compressor está na iminência de entrar em surto.
- controle ativo de surto (*active surge control*): a ideia desse tipo de controle é estender a região de operação estável do compressor, fazendo com que ele possa trabalhar na região originalmente instável por meio da manipulação contínua de alguma variável do sistema.

Para atingir esses objetivos podem ser utilizados tanto diferentes algoritmos de controle como diferentes configurações de atuadores na planta.

Tipicamente, para controle antissurto, é utilizada uma válvula de reciclo, a qual é aberta quando o sistema detecta que o compressor se aproxima da linha de surto, fazendo com que a vazão do mesmo aumente e, portanto, o ponto de operação se desloque para a direita do mapa do compressor, afastando-se da linha de surto.

O estudo considerado nesta dissertação está focado na definição e implementação de um algoritmo de controle antissurto utilizando-se da válvula de reciclo como variável manipulada e não na avaliação e comparação de diferentes tipos de atuadores. A configuração considerada neste estudo está detalhada no capítulo 2.

1.5 Objetivos do estudo

Este estudo tem por objetivo o desenvolvimento e implementação, em ambiente simulado, de um algoritmo de controle antissurto de compressores centrífugos e axiais³.

1.6 Justificativas

Como relatado na seção 1.3, sistemas de controle antissurto são de suma importância para o funcionamento de compressores axiais e centrífugos. Em uma situação em que o compressor entraria naturalmente em surto o controle antissurto é ativado tendo como prioridade manter a estabilidade do compressor em detrimento de atender adequadamente a demanda do processo pelo gás comprimido.

Portanto, é sempre desejável se obter um controle antissurto que seja capaz de minimizar a propagação dos distúrbios que provocaram a ação do controle para o processo.

Além, disso, dada a natureza extremamente rápida do fenômeno de surto, é de interesse investigar novas técnicas de controle que possivelmente tornem a resposta do sistema, mesmo que apenas em termos de estabilização, melhor do que a resposta de esquemas de controle tradicionais. Para se ter uma ideia, McMillan (2012) menciona que um compressor, ao passar por apenas um ciclo de surto⁴, pode perder cerca de 0,5% de sua eficiência para operação futura, o que para compressores industriais é um valor bastante representativo.

Além disso, em uma eventual ação insuficiente do controle antissurto que venha a causar maiores danos ao compressor, as companhias passam a arcar com custos de reparos e eventual perda de produção que podem chegar a valores bastante significativos. Por outro lado, algoritmos de controle tradicionais, por se basearem no conceito de *surge avoidance*, podem limitar a operação do compressor a uma região

---

³ Este estudo foi parcialmente desenvolvido em cooperação com a divisão de pesquisa e desenvolvimento da companhia ABB – ABB Corporate Research, em Baden-Dätwill, Suíça, como parte de esforços de pesquisa empreendidos por essa empresa na área de controle de compressores e sistemas de compressão. O modelo foi enviado pelo pesquisador Andrea Cortinovis, ABB Corporate Research, Suíça e serviu como base inicial deste modelo em Simulink.

⁴ Um ciclo de surto corresponde a um ciclo da oscilação que caracteriza o fenômeno de surto.

de menor eficiência em troca de maior confiabilidade da ação antissurto. Portanto, o uso de técnicas de controle que tenham desempenho melhor pode permitir que se opere o compressor em regiões de maior eficiência.

2 MODELAGEM DO SISTEMA DE COMPRESSÃO

Dentre os modelos matemáticos existentes para o estudo de compressores, nota-se claramente na literatura referente a controle de compressores a adoção recorrente do modelo de Greitzer ou modelos dele derivados. Esse modelo foi desenvolvido originalmente em (GREITZER, 1976) e, conforme explicitado por Helvoirt (2007, p. 24), “foi o primeiro modelo capaz de descrever as oscilações de grande amplitude, essencialmente não lineares, de um ciclo de surto. Atualmente é o modelo dinâmico mais largamente utilizado na área”. Além disso, esse modelo possui uma ordem baixa comparada à complexidade do fenômeno (de surto) que é capaz de descrever (GRAVDAHL, 1998) e pode ser aplicado tanto para compressores axiais como centrífugos (BOHAGEN, 2007; HELVOIRT, 2007).

Para maiores detalhes referente aos modelos já desenvolvidos para controle de compressores, o trabalho de (HELVOIRT, 2007) dá uma clara visão do histórico de desenvolvimento desses modelos e as principais características de cada um.

2.1 Modelo matemático adotado

Neste trabalho, considera-se um sistema de compressão conceitual tal como mostrado na Figura 5.

Figura 5 - Diagrama esquemático do sistema de compressão em estudo

A planta em questão é composta basicamente por um vaso de pressão na entrada (Vaso 1), válvulas de controle na entrada e saída do sistema de compressão, utilizadas para controle da operação normal do compressor e uma válvula de reciclo, utilizada para o controle antissurto. As pressões de entrada e saída, P_e e P_s respectivamente, representam as condições de contorno do processo e, a menos que explicitamente indicado em contrário neste texto, são consideradas constantes.

Considera-se aqui um compressor com acionamento por motor elétrico controlado por um *drive*, que permite o recebimento de sinais de controle por torque, sendo o torque aplicado pelo motor elétrico uma das variáveis manipuladas pelo sistema de controle de carga do compressor. O volume indicado como Vaso 2 é conhecido na literatura como *plenum* e se refere ao volume conectado diretamente à tubulação de descarga do compressor.

O trocador de calor representado na linha de reciclo é utilizado para resfriar o gás comprimido de forma que o compressor possa operar com a válvula de reciclo aberta por períodos longos (por exemplo, durante a partida do compressor) (BRUN; NORED, 2008). Independentemente desse trocador de calor, conforme abordagem utilizada em (GRAVDAHL, 1998), as temperaturas no sistema de compressão são consideradas próximas umas das outras, o que permite maior simplificação do modelo adotado.

2.2 Característica do compressor considerado

A Figura 6 mostra o mapa do compressor sendo considerado. As curvas de velocidade constante têm o seu formato determinado pela função $p_{ree}(\omega_c, m_c)$, que é específica de cada compressor, definida com base em dados experimentais. Essa função será referenciada neste trabalho como *função característica do compressor* (*compressor characteristic*) e representa um mapeamento estático da razão de compressão como função da velocidade angular e vazão do compressor. Essa representação permite identificar a razão de compressão resultante num determinado ponto de operação com base em valores estacionários da velocidade e vazão.

Figura 6 - Mapa do compressor em estudo

Em geral, a função característica do compressor pode ser determinada a partir de dados de medições de variáveis do sistema de compressão no estado estacionário. Desses dados obtém-se uma aproximação analítica, comumente na forma de um polinômio de ordem 3 (WILLEMS, 2000), que tem gerado resultados satisfatórios (HELVOIRT, 2007). Para os fins deste trabalho, a seguinte aproximação polinomial de 3ª ordem é utilizada:

$$p_{ree}(\omega_c, m_c) = a_1 + b_1\omega_c + (a_2 + b_2\omega_c)m_c + (a_3 + b_3\omega_c)m_c^2 + (a_4 + b_4\omega_c)m_c^3 \quad (1)$$

Sendo os termos a_n e b_n determinados a partir de dados experimentais. Note que os coeficientes do polinômio de 3ª ordem em m_c são por sua vez dependentes da velocidade do compressor, ω_c , e, portanto, também aproximados por um polinômio, neste caso, de ordem 1.

As curvas de velocidade constante em geral servem como base para determinação da linha de surto do compressor. É fato conhecido que o surto ocorre na região de operação do mapa do compressor em que as curvas de velocidade possuem certa inclinação positiva (BOHAGEN, 2007). Por esse motivo, a curva que passa pelos pontos de máximo dessas curvas de velocidade constante pode ser utilizada como

aproximação para a linha que delimita as regiões de operação estável e instável do compressor do ponto de vista da ocorrência de surtos (SHEHATA; ABDULLAH; AREED, 2009; GRAVDAHL et al., 2004), conhecida como *linha de surto*⁵.

Além disso, observa-se que o formato ou localização da linha de surto podem variar significativamente com variações de composição do gás sendo comprimido (BRUN; NORED, 2008; GRONG, 2009) ou diferenças na temperatura do gás na entrada e descarga do compressor (WILLEMS, 2000).

No entanto, para os fins da análise deste trabalho, considera-se como linha de surto uma reta no mapa do compressor, obtida com base em resultados experimentais⁶. Portanto, não é parte do escopo deste trabalho a determinação da faixa de incertezas para a linha de surto com relação a possíveis variações de composição e temperatura do gás, sendo estes considerados aqui constantes.

2.3 Equações constitutivas do modelo dinâmico

O modelo matemático adotado mostrado na sequência baseia-se em grande parte no modelo desenvolvido por Gravdahl e Egeland (1997), que tem como base o modelo original de Greitzer (1976). Este modelo considerado neste trabalho possui parâmetros que se aplicam especificamente a compressores centrífugos. No entanto, com base no que foi explicitado no início deste capítulo, entende-se que os resultados e conclusões obtidos neste trabalho poderiam ser, ao menos em termos gerais, obtidos de forma análoga se fosse utilizado um modelo similar para compressores axiais.

A partir do balanço de massa nos vasos 1 e 2, chega-se às seguintes equações diferenciais (GRAVDAHL; EGELAND, 1997):

$$\dot{p}_1 = \frac{S_{som}^2}{V_{V_1}} \cdot (m_e + m_r - m_c) \quad (2)$$

---

⁵ Note que, no modelo considerado, a curva de surto não atende a essa condição para todas as velocidades. A curva aqui considerada foi obtida com base em dados experimentais e não diretamente através da consideração dos pontos de máximo das curvas de velocidade

⁶ Tal como os demais parâmetros do modelo, a equação da reta que define a linha de surto também foi fornecida pela ABB.

$$\dot{p}_2 = \frac{S_{som}^2}{V_{V_2}} \cdot (m_c - m_r - m_s) \quad (3)$$

onde os termos V_{V_1} e V_{V_2} representam respectivamente os volumes do vaso 1 e vaso 2 e S_{som} a velocidade do som. Em consonância com as considerações feitas na seção 2.2, as temperaturas no sistema de compressão são consideradas próximas umas das outras, o que permite utilizar um valor único para a velocidade do som em todo o sistema, valor esse calculado com base na temperatura ambiente (GRAVDAHL, 1998).

m_e representa a vazão de entrada e segue a equação característica de uma válvula linear (BOHAGEN, 2007; GRAVDAHL; EGELAND, 1997):

$$m_e = K_{v_e} x_e \cdot \sqrt{|P_e - p_1|} \cdot \text{sin}(\alpha_e) \quad (4)$$

O termo m_s representa a vazão de saída da planta e, pela existência de uma válvula de bloqueio na saída, sua equação pode ser representada da seguinte forma:

$$m_s = f_{m_s}(p_2, P_s) = \begin{cases} K_{v_s} x_s \cdot \sqrt{p_2 - P_s}, & \text{se } p_2 \geq P_s \\ 0, & \text{se } p_2 < P_s \end{cases} \quad (5)$$

Aqui K_{v_e} e K_{v_s} representam os ganhos das válvulas, para o propósito deste trabalho considerados constantes, e x_e e x_s os valores de abertura correspondentes.

Como a taxa de vazão mássica no duto do compressor é relacionada à diferença de pressões ao longo do duto que liga a saída do compressor ao Vaso 2 temos (GRAVDAHL; EGELAND, 1997):

$$\dot{m}_c = \left(\frac{A}{L} \right) \cdot (p_1 \cdot p_r - p_2) \quad (6)$$

A razão de compressão (p_r) do compressor também é considerada possuir uma dinâmica, ou seja, não é desprezível quando comparada a demais dinâmicas do sistema. Isso pode ser modelado pela seguinte equação de 1ª ordem (BOHAGEN, 2007):

$$\dot{p}_r = T_c(p_{ree}(\omega_c, m_c) - p_r) \quad (7)$$

Considera-se também que o eixo do compressor possui momento de inércia não desprezível, o que pode ser representado pela seguinte equação (GRAVDAHL; EGELAND, 1997):

$$\dot{\omega}_c = \frac{1}{J}(\tau_d - \tau_c) \quad (8)$$

τ_d se refere ao torque aplicado pelo motor elétrico no compressor, sendo uma variável manipulada pelo sistema de controle de carga do sistema de compressão, tradicionalmente não manipulada pelo controle antissurto. Já τ_c se refere ao torque do compressor, contrário ao torque aplicado pelo motor elétrico, sendo modelado pela seguinte relação (BOHAGEN, 2007):

$$\tau_c = \sigma_{slip} \left(\frac{D_T}{2}\right)^2 \cdot \omega_c \left(\frac{2\pi}{60}\right) |m_c|, \quad (9)$$

onde σ_{slip} e D_T são parâmetros do compressor. O termo $\frac{2\pi}{60}$ aparece pelo fato de as medidas de rotação terem sido consideradas em *rpm* (particularmente em função de $p_{ree}(\omega_c, m_c)$) e as equações originais em *rad/s*.

E, por fim, dado que a dinâmica do fenômeno de surto é bastante rápida, é considerada no modelo a dinâmica da válvula de reciclo, responsável pela ação do controle antissurto, sendo seu comportamento modelado por uma dinâmica de 1ª ordem como segue:

$$\dot{m}_r = T_r(m_{ree} - m_r), \quad (10)$$

onde o termo m_{ree} também representa a equação característica de uma válvula linear, assim como considerado para m_e e m_s :

$$m_{ree} = K_{v_r} x_r \cdot \sqrt{|p_2 - p_1|} \cdot \text{sin}(\alpha(p_2 - p_1)). \quad (11)$$

2.4 Simulação do comportamento do compressor sem controle antissurto

Para ilustrar o comportamento do compressor em termos de estabilidade tal como descrito na seção 2.2, a Figura 7 mostra uma situação simulada em que o compressor parte de uma condição inicial em um ponto estável P_A ($m_c = 12,4$; $p_r = 4,21$) e, no instante $t = 30s$, a abertura da válvula de entrada é abruptamente diminuída de forma a levar o compressor para a região instável. As demais variáveis manipuladas são mantidas constantes durante toda a simulação ($x_r = 0$; $x_s = 0,68$; $\tau_d = 700$). Os valores numéricos dos parâmetros do modelo, utilizados na simulação estão detalhados no apêndice A.

Figura 7 - Exemplo de resposta do compressor à mudança no ponto de operação para região instável

Pode-se observar claramente que a partir do momento em que a abertura da válvula de entrada é diminuída o compressor rapidamente entra em um regime oscilatório típico de um regime de surto, aqui mostrado por oscilações em m_c e p_r assim como na trajetória do sistema no mapa do compressor. Percebe-se inclusive a inversão de vazão do compressor durante os ciclos mencionados. Essa oscilação é

autossustentada e o compressor permanece nela até que uma ação adequada seja tomada pelo controle antissurto.

O cenário simulado ilustra o problema de controle antissurto a ser explorado neste trabalho, no qual alterações nas condições operacionais do sistema de compressão podem levar o sistema a um comportamento de surto, o que exige ação de um controle antissurto. A definição dos requisitos para o sistema de controle antissurto considerado será fornecida no capítulo 3.

2.5 Resumo do modelo para controle antissurto

Com base nas equações mostradas anteriormente, o modelo não linear do sistema de compressão considerado para fins de controle antissurto está resumido a seguir:

$$x = \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ m_c \\ p_r \\ \omega_c \\ m_r \end{bmatrix}; y = m_c; \dot{x} = \begin{bmatrix} \frac{S_{som}^2}{V_{V_1}} \cdot (m_e + m_r - m_c) \\ \frac{S_{som}^2}{V_{V_2}} \cdot (m_c - m_r - m_s) \\ \left(\frac{A}{L}\right) \cdot (p_1 \cdot p_r - p_2) \\ T_c(p_{ree(\omega_c, m_c)} - p_r) \\ \frac{1}{J} \left(\tau_d - \sigma_{slip} \left(\frac{D_T}{2}\right)^2 \cdot \omega_c \left(\frac{2\pi}{60}\right) |m_c| \right) \\ -T_r m_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ T_r K_{v_r} \cdot \sqrt{|p_2 - p_1|} \cdot \sin(p_2 - p_1) \end{bmatrix} x_r,$$

com m_e e m_s definidos pelas equações mostradas anteriormente. Note que x_e , x_s e τ_d , embora sejam variáveis manipuladas pelo controle de carga do compressor, são consideradas como parâmetros constantes para o controle antissurto.

3 CONTROLE ANTISURTO DO COMPRESSOR

Sistemas comerciais de controle antissurto de compressores tipicamente fazem uso da medição de pressões, temperaturas e vazões no sistema de compressão como forma de detectar o ponto de operação atual e a distância estimada para a linha de surto no mapa do compressor. Com base nessas informações, uma ou mais válvulas de reciclo são utilizadas para manter o ponto de operação a uma distância considerada segura da linha de surto (BRUN; NORED, 2008).

3.1 Resumo da bibliografia

A bibliografia de controle antissurto é relativamente extensa, tendo sido grande parte dos trabalhos publicados nas últimas 3 décadas. Dentre as 3 categorias de controle antissurto descritas na seção 1.4, percebe-se forte ênfase da comunidade acadêmica no controle ativo de surto. Os trabalhos existentes nessa categoria diferenciam-se basicamente no modelo de compressor considerado, no atuador selecionado para controle e na lei de controle utilizada. O modelo conhecido como Moore-Greitzer (MOORE; GREITZER, 1986) é o mais usualmente considerado. Talvez pelo fato de esse modelo ter como atuador a válvula de saída do compressor, grande parte dos trabalhos considera o uso dessa válvula como atuador do controle antissurto. Porém, é possível encontrar com certa frequência trabalhos em que se considera o uso de uma CCV (*Closed Coupled Valve* - Válvula Diretamente Acoplada, em tradução livre) (BARTOLINI et al., 2008a; GRAVDAHL; EGELAND, 1998; LIAW; REN; CHANG, 2008; SHEHATA; ABDULLAH; AREED, 2008), que é basicamente uma válvula de controle alocada logo na saída do compressor, antes do *plenum*. Em (GRAVDAHL; EGELAND, 1999) o uso de CCV foi considerado um dos métodos mais promissores para controle antissurto. A propósito, a abordagem mostrada em (BARTOLINI et al., 2008b) possui algumas semelhanças com o proposto neste trabalho, em particular o cálculo de valores de referência de vazão de forma *offline* e uso do controle SMC (*Sliding Mode Control*) para controle antissurto.

Outra alternativa em termos de atuador antissurto que tem sido avaliada com seriedade é o uso do torque do motor, particularmente com o advento de motores elétricos. Em (GRAVDAHL; EGELAND; VATLAND, 2001) os autores reportam a capacidade de estabilizar globalmente um modelo bastante similar ao utilizado nesta dissertação, com velocidade variável, utilizando apenas o torque como variável manipulada. Esse resultado de estabilidade é demonstrado analiticamente e reforçado por resultados de simulações. Leonessa, Haddad e Li (1998) consideram o uso do torque juntamente com a válvula de saída do compressor na ação antissurto. Bohagen e Gravdahl (2002) também propõe o uso apenas do torque como variável manipulada para gerar um controle globalmente assintoticamente estável.

Sanadgol e Maslen (2005) propõem o uso de mancais magnéticos em compressores centrífugos para ação antissurto. Yoon, Lin e Allaire (2011) descrevem o uso de mancais magnéticos para controle antissurto em um arranjo experimental de laboratório, reportando um aumento de 21% na região de operação estável com o controle implementado.

Particularmente para compressores axiais, a injeção ou retirada de ar também têm sido considerados para controle antissurto. Em (MONTAZERI-GH; ALLERTON; ELDER, 1996), por exemplo, os autores consideram um modelo em que válvulas de ar de purga (*bleed air valves*) são consideradas como atuadores para controle antissurto de uma turbina aeronáutica, que atuam retirando ar em um dos estágios do compressor, conseguindo suprimir surto. De forma similar, Fontaine et al. (2004) descrevem a aplicação de válvulas de purga ao redor do rotor de um compressor axial, localizada em um estágio intermediário do compressor. Chi e Paduano (2008) utilizaram injetores de ar em um arranjo experimental com um compressor axial de estágio simples. Rollins (2004) descreve o uso de IGVs (*Inlet Guide Vanes* – Palhetas Guias de Admissão) para ação antissurto.

Com relação ao algoritmo de controle utilizado para o controle ativo, há uma predominância de leis de controle não lineares em que se procura provar estabilidade local ou global por meio de funções de Lyapunov. Em alguns trabalhos é feito uso de leis de controle baseadas na análise de bifurcação do modelo do compressor. Essa abordagem se justifica pelo fato de as instabilidades de *stall* e surto de um compressor poderem ser previstas a partir de análises de bifurcação. Em (KANG et al., 1997) os

autores descrevem, a partir do modelo de Moore-Greitzer, um método para determinação da existência de bifurcação de Hopf (que corresponde à ocorrência de surto no modelo do compressor) e da estabilidade ao redor dos pontos de bifurcação. Esse método é utilizado para derivar uma lei de controle linear considerando dados de uma turbina real. Mostra-se que a lei de controle derivada é capaz de prevenir o aparecimento de surto para uma determinada faixa de valores de alguns parâmetros do modelo. Krstic et al. (1998) apresentam uma lei de controle para o modelo de Moore-Greitzer simplificado derivada a partir de uma estrutura de *backstepping*. Os autores argumentam que a vantagem dessa abordagem frente a outras propostas baseadas em bifurcação é a estabilidade globalmente assintótica comparada à estabilidade local das demais propostas. A revisão de Gu, Sparks e Banda (1999) menciona diversos trabalhos em que foi feito uso de análise de bifurcação para controle de *stall* e surto de compressores axiais.

A exemplo do trabalho de Krstic et al. (1998) mencionado acima, há diversos trabalhos que fazem uso da técnica de *backstepping*. Aparentemente, o uso de *backstepping* para controle de surto em compressores foi proposto em Krstic et al. (1995), onde o método é aplicado para derivar um controlador globalmente assintoticamente estável para o modelo simplificado de Moore-Greitzer. Li, Leonessa e Haddad (1998) desenvolvem uma lei de controle globalmente assintoticamente estável utilizando *backstepping* para um modelo de compressor centrífugo com velocidade variável. A estabilidade é provada analiticamente e suportada por resultados de simulação. Gravdahl e Egeland (1998) utilizaram *backstepping* associado com controle adaptativo para controle ativo de surto sujeito a distúrbios variáveis no tempo. A estabilidade é provada analiticamente e suportada por resultados de simulações. A propósito, Blanchini e Giannattasio (2001) também fazem uso de controle adaptativo para supressão de surto no modelo de Greitzer.

Mais recentemente, têm surgido alguns trabalhos (SHEHATA; ABDULLAH; AREED, 2008; AL-MAWALI, 2010) que propõem o uso de leis de controle *fuzzy* para controle ativo de surto, nos quais tem havido sucesso.

O uso de leis de controle lineares não é comum para controle ativo. Montazeri-Gh, Allerton e Elder (1996) utilizaram controle LQR com escalonamento de ganhos para estabilizar o compressor com base em modelos linearizados em torno de diversos

pontos de operação. Já Fontaine et al. (2004) utilizaram o LQR como base para estabilizar localmente o compressor em um ponto de operação e uma CLF (*Control Lyapunov Function*) para estender o controlador de forma a aumentar o domínio de atração desse ponto.

Daroogheh, Jahed-Motlagh e Beheshti (2010) utilizaram controle por modos deslizantes para controlar a velocidade em um modelo de compressor com velocidade variável e controle adaptativo para a ação antissurto em si. Esse controle de velocidade é uma das condições para se provar a capacidade do controle antissurto de levar o sistema a um ponto de equilíbrio.

Embora o uso do controle ativo de surto seja interessante por possibilitar estender a região de operação estável do compressor e o seu desenvolvimento nas últimas décadas, deve-se notar que ainda não apresentam comprovação prática em escala industrial (CORTINOVIS et al., 2012; HELVOIRT et al., 2007)

Os trabalhos mencionados acima, se referem basicamente ao controle ativo de surto, com predominância do uso de modelos de compressores axiais. Alguns poucos trabalhos tratam da categoria de detecção e controle de surto onde, diferentemente do controle ativo, não se pretende operar na região naturalmente instável, mas a ação do controle antissurto somente é ativada quando a iminência do surto é detectada. Essa abordagem requer necessariamente um método de detecção de surto. Menon, Furman e Krok (2006) mostram a possibilidade de detectar precursores de surto a partir de dados de uma turbina de locomotiva utilizando *wavelets*; porém, não desenvolvem ainda nenhum algoritmo para aplicação prática direta. Sun, Xu e Zhang (2006) propõem utilizar uma integral de correlação para detecção de surto, mas também ainda em caráter investigativo. Hafaifa, Laroussi e Laaouad (2010) fazem uso de lógica *fuzzy* para detecção de surto com resultados positivos em simulações realizadas com um modelo de compressor centrífugo. De uma forma geral, percebe-se que há pouco interesse da comunidade acadêmica por essa categoria de controle antissurto, o que talvez justifique o fato de se ter principalmente resultados parciais.

Curiosamente, são pouquíssimos os trabalhos que tratam do problema de controle antissurto por *surge avoidance*. Em (MOHAMMED et al., 2011), os autores comparam controle PID, *fuzzy* e por redes neurais em um modelo de Moore-Greitzer modificado para acomodar duas válvulas de purga adicionais, utilizadas na ação antissurto. Dos

cenários simulados, apenas o controle *fuzzy* não foi capaz de estabilizar o compressor em todos os casos e o controle por redes neurais foi o que apresentou melhor desempenho. Em (CORTINOVIS et al., 2012) o torque é utilizado como variável auxiliar, adicionalmente à válvula de reciclo, para melhorar o desempenho do controle antissurto considerando um modelo de compressor centrífugo com velocidade variável. Para tal, é feito uso de controle preditivo explícito (MPC explícito) que apresentou resultados melhores que o controle PI tradicional. O tutorial de White e Kurz (2006) dá uma visão geral dos principais aspectos de um sistema de controle por *surge avoidance* para compressores centrífugos.

Neste ponto, fica evidente o contraste entre os desenvolvimentos da comunidade acadêmica e a prática atual da indústria. Analisando trabalhos vindos de publicações mais relacionadas à indústria (GHANBARIANNAEENI; GHAZANFARIHASHEMI, 2012; ALMASI, 2012; BRUN; NORED, 2008), que têm em geral um caráter mais descritivo do que de fundamentação teórica, fica evidente que o uso de *surge avoidance* é praticamente um padrão de controle antissurto em aplicações práticas em escala industrial. Da mesma forma, nos esquemas tradicionais de sistemas de compressão, via de regra, são utilizadas válvulas de reciclo ou de purga como atuadores antissurto. Já na literatura acadêmica, também são raros os casos em que esse tipo de atuador é considerado ((CORTINOVIS et al., 2012; MURPHY et al., 1995) são exemplos).

Mesmo das referências da indústria, o autor pôde encontrar poucas referências que descrevam e explorem com algum detalhe algoritmos e esquemas de controle antissurto que se encaixem dentro das abordagens utilizadas na prática. Dentre essas, pode-se citar o trabalho de Brun e Nored (2008), que possui um viés bastante prático e claramente foi elaborado para favorecer o entendimento de usuários e projetistas de sistemas de controle antissurto. No entanto, nessa referência os autores se preocupam em mostrar requisitos, esquema e fatores importantes em um sistema de controle antissurto, sem entrar em detalhes quanto ao algoritmo de controle em si. (GHANBARIANNAEENI; GHAZANFARIHASHEMI, 2012; MCMILLAN, 2010) são algumas das poucas referências que descrevem de forma clara detalhes de algoritmos de controle antissurto.

Rollins (2004) descreve o controle antissurto como sendo realizado pela abertura de uma válvula que expelle o gás excedente para a atmosfera, o que pode ser considerado equivalente ao uso de uma válvula de reciclo para fins de controle antissurto, dado que ambos têm como efeito permitir que a vazão que vai para o processo seja diminuída enquanto a vazão do compressor seja mantida em valores à direita da linha de surto. Em particular, destaca que para compressores axiais, como as curvas de velocidade constante possuem uma inclinação maior no mapa do compressor, a pressão varia consideravelmente para pequenas variações de vazão. Sendo assim, o controle antissurto nesse tipo de compressor é mais frequentemente feito tendo a pressão na saída como a variável controlada. Já para compressores centrífugos, sendo as curvas de velocidade mais planas, é mais comum que a vazão seja a variável controlada.

Vale ressaltar que o uso da válvula de reciclo com um trocador de calor na linha de reciclo tal como considerado no modelo conceitual deste trabalho e detalhado na seção 2.1, é um dos arranjos típicos de controle antissurto, havendo variações quanto do uso ou não de múltiplas válvulas de reciclo, arranjos de compressores em paralelo e posicionamento do trocador de calor, quando considerado (BRUN; NORED, 2008).

Sendo assim, para fins comparativos neste trabalho, o esquema de controle antissurto descrito na seção 3.6.1 será considerado como o esquema tradicional de controle antissurto.

3.2 Resumo das estratégias de controle consideradas

Para tornar mais claro o entendimento das estratégias de controle antissurto consideradas e a forma como estão organizadas nesta dissertação, segue abaixo uma breve descrição de cada uma assim como as referências às respectivas seções neste trabalho.

Figura 8 – resumo das estratégias de controle antissurto

A estratégia de controle antissurto tradicional utilizando o controle PI é detalhada na seção 3.6.1. Esse tipo de controlador será referenciado no texto como **controle PI tradicional**. Os resultados referentes à aplicação deste controlador em específico são mostrados na seção 4.2.1.3.

O controle antissurto com o Gerador de Referências será detalhado na seção 3.6.2. Para esse tipo de controle, são consideradas dois tipos de leis de controle por realimentação: controle PI e controle SMC (*sliding mode control*).

O controle antissurto com Gerador de Referências associado ao controlador PI está brevemente descrito na seção 3.6.2.2. Esta alternativa de controle antissurto tem seus resultados mostrados na seção 4.2.1.4. Ela será referenciada no texto por **GR-PI**.

Também é considerado o controle antissurto com Gerador de Referências associado a um controlador SMC. Para este caso, são consideradas duas alternativas: o controle SMC tradicional e o controle SMC que segue a abordagem sugerida em (SIRA-RAMÍREZ; 1993). O controle com Gerador de Referências e SMC tradicional está descrito na seção 3.6.3.5 e será referenciado neste texto como **GR-SMC1**. Os resultados correspondentes se encontram na seção 4.2.1.5.1.

Por fim, o controle com Gerador de Referências e SMC na abordagem de Sira-Ramírez (1993) está descrito na seção 3.6.3.6 e será referenciado como **GR-SMC3**. Seus resultados são mostrados na seção 4.2.1.5.2.

Assim, temos pré-definidas as quatro alternativas de controle antissurto consideradas neste trabalho.

3.3 Controle de carga do compressor

Além do sistema de controle antissurto, foco deste trabalho, compressores dinâmicos também são equipados com sistemas de controle de carga que, grosso modo, têm a função de controlar o quanto o compressor “fornece” à parte do processo consumidora do fluido comprimido. A depender do tipo do compressor e da aplicação em si, diferentes sistemas de controle de carga são utilizados, tendo como variável controlada a pressão ou a vazão de saída do compressor, por exemplo. Dentre as variáveis manipuladas para exercer esse controle têm-se a abertura da válvula de descarga, abertura da válvula de sucção, velocidade ou torque do motor e posicionamento de palhetas guias para compressores equipados com esse tipo de elemento.

Dentro dos esquemas tradicionais de controle de compressores dinâmicos, é comum se considerar a possibilidade de interação entre o controle de carga e o controle antissurto, podendo esta, quando em uma configuração não favorável, até mesmo provocar a desestabilização do compressor (MCMILLAN, 2010). Além do mais, ainda que essa interação não se apresente de forma significativa, o controle de carga tipicamente se mantém ativo mesmo quando o controle antissurto entra em ação. Isso ocorre pois, estando o controle antissurto ativo, este irá procurar levar o ponto de operação a estar sobre a linha de controle de surto; já o controle de carga irá procurar

levar o ponto de operação para o valor de referência que deve estar à direita da linha de controle de surto. Portanto, é recomendável que avaliações de desempenho de técnicas de controle antissurto sejam feitas considerando o controle de carga operando em paralelo.

Para esse fim, neste trabalho será considerada a topologia destes sistemas conforme mostrado na Figura 9.

Figura 9 – Topologia dos sistemas de controle do compressor

Aqui será adotado o método de controle de carga por manipulação do torque. O controle é feito por meio de um algoritmo PI com *anti-windup*.

Os detalhes das alternativas de controle antissurto consideradas serão fornecidos na seção 3.6.

3.4 O uso da linha de controle de surto

O esquema de controle antissurto por *surge avoidance* se baseia no controle da distância que o ponto de operação atual do compressor está com relação à linha de surto. Espera-se que o compressor opere sempre à direita da linha de surto, ou seja, na região em que o mesmo é estável. Para isso, normalmente define-se uma *linha de controle de surto* no mapa do compressor, que é uma linha cujos pontos estão a certa distância horizontal da linha de surto. A ideia é que o uso dessa linha dê uma base para o algoritmo de controle antissurto determinar quando iniciar a abertura da válvula de reciclo.

Figura 10 - Exemplo de linha de controle de surto para o compressor considerado

Teoricamente, o compressor poderia operar entre a linha de surto e a linha de controle de forma estável, porém, quaisquer incertezas na determinação da linha de surto ou na determinação do ponto de operação atual com base nos valores de processo traria o risco de fazer com que o compressor entrasse em regime de surto. Sendo assim, a linha de controle de surto fornece uma margem de segurança, conhecida como

margem de surto. Quanto mais distanciada a linha de controle estiver da linha de surto, maiores são as faixas de incerteza que o sistema pode acomodar, porém mais conservadora e ineficiente em termos energéticos é a resposta do sistema, já que em geral a eficiência do compressor é maior na região próxima à linha de surto (DE JAGER, 1995).

Na prática, são adotados diferentes métodos para definição da linha de controle. O controlador antissurto mostrado em (ROCKWELL AUTOMATION, 2012), por exemplo, permite a definição da linha de controle tal como descrita acima, ou seja, com uma distância horizontal fixa da linha de surto. Porém, permite adicionar a essa linha mais uma distância horizontal que representa uma porcentagem dos valores correspondentes de razão de pressão sobre a linha definida anteriormente. O resultado é uma linha de controle de surto com distâncias à linha de surto que se tornam maiores à medida que o ponto de operação se situa sobre curvas de maior velocidade e portanto maior razão de pressão. A ideia é que para operação em regiões de maior energia o controle antissurto seja mais conservador e entre em ação mais rapidamente do que em regiões de baixa energia. Já o esquema definido em (CONTINUOUS CONTROL SOLUTIONS, 2007), permite que a distância para a linha de surto seja calculada com base na diferença entre a razão de pressão atual e a razão de pressão na linha de surto no ponto em que a linha de velocidade constante (conforme velocidade atual) cruza com a linha de surto.

Rollins (2004) descreve três métodos diferentes para definição da linha de controle de surto, dentre eles o método mais tradicional de manter uma distância mínima fixa da linha de surto.

McLin (2012) menciona ainda a existência de uma definição simplificada da linha de controle, na qual esta é definida como uma reta vertical no mapa do compressor correspondente à mínima vazão aceitável, que está localizada próxima à linha de surto na região de máxima razão de pressão considerada. Esse método, embora bastante conservador para baixas vazões, é bastante simples e pode ser utilizado para casos em que a falha de algum dos medidores que impeça o cálculo correto por um dos outros métodos e, portanto, o sistema de controle adote esse método como alternativa (McLin, 2012).

O que se pode perceber é que cada fabricante adota um algoritmo próprio, embora em geral esses se baseiem na mesma filosofia de definir uma linha de controle que sirva como referência para tomada de ação pelo controle antissurto. No entanto, os detalhes de implementação de cada algoritmo normalmente não são divulgados. O trabalho de McMillan (2010) foi um dos poucos que proveram detalhes de algoritmos e alternativas de controle, tanto de carga como antissurto do compressor.

Para fins deste trabalho, será adotada a linha de controle de surto a uma distância horizontal fixa, tal como ilustrado na Figura 10. A margem de surto considerada, que dá origem ao parâmetro b_{lcs} da equação abaixo, está especificada no Anexo A.

A linha de controle de surto pode ser definida como uma reta com a seguinte equação:

$$p_{r_{lcs}} = a_{lcs}m_c + b_{lcs} \quad (12)$$

Onde a_{lcs} e b_{lcs} são constantes da equação da reta.

3.5 Objetivos do sistema de controle antissurto

Para fins deste trabalho, serão adotados os seguintes objetivos para o sistema de controle antissurto:

- Impedir que o compressor entre em regime de surto ou, uma vez em surto, que o mesmo tire o compressor deste regime considerando os seguintes distúrbios causadores de surto:
  - o fechamento abrupto da válvula de entrada
  - o fechamento abrupto da válvula de saída
- Reduzir oscilações causadas durante transitórios quando da ocorrência de algum desses distúrbios
- Atingir os objetivos acima com baixo gasto de energia

3.6 Estratégias de controle consideradas

3.6.1 Estratégia tradicional com controle PI

Dada a definição da linha de controle de surto descrita na seção 3.2, resta ainda a questão de como o algoritmo de controle antissurto fará uso dessa linha para cálculo da abertura da válvula de reciclo necessária a cada instante.

Neste ponto, percebe-se que há menor variação em estratégias adotadas por diferentes fabricantes ou usuários no sentido em que o padrão tipicamente adotado parece ser o uso de controladores PI (MCMILLAN, 2010; DIMITRIOS; PETROPOULOS, 2007; CORTINOVIS et al., 2012; DUKLE; NARAYANAN, 2003; GHANBARIANNAEENI; GHAZANFARIHASHEMI, 2012), para citar alguns exemplos, ainda que eventualmente com diferentes implementações do algoritmo PI.

Figura 11 – Topologia do sistema de controle com controle antissurto tradicional

Nessa estratégia, dado um determinado ponto de operação em que o compressor se encontre num determinado instante, o valor de referência do controlador PI antissurto (*setpoint* - SP) pode ser definido como sendo a vazão do ponto sobre a linha de controle que possui a mesma razão de pressão (p_r) do ponto de operação atual, sendo a variável de processo (PV) do controlador definida como a vazão (m_c) do ponto de operação atual. Se o controle PI tiver os ganhos e ação direta/reversa configurados adequadamente, o controlador terá o seguinte comportamento: para valores negativos de erro (SP - PV), ou seja, com o compressor operando à direita da linha de controle, o controlador tende a produzir valores negativos que na prática se traduzem em manter a válvula fechada, dado que sua ação é de 0 a 100%. Já para erros positivos, ou seja, com o compressor cruzando a linha de controle e se aproximando da linha de surto, o controlador irá produzir valores positivos abrindo a válvula de reciclo e assim aumentando a vazão e fazendo com que o compressor se afaste da linha de surto.

Dentro desse esquema, deve-se apenas ter um ajuste adequado dos ganhos integral e proporcional de forma que o sistema tenha uma resposta adequada, pois, uma vez que o controle não consiga impedir que o compressor entre em surto, um simples controle PI pode não ser capaz de retirá-lo do regime de surto (MCMILLAN, 2012).

Para que se tenha uma ação mais efetiva, também se encontram esquemas que fazem uso da informação referente à taxa de variação da vazão como forma de antever a aproximação do ponto de operação da região crítica e assim tomar uma ação preventiva. No entanto, dada a maior sensibilidade a ruídos do controlador com ação derivativa, esse tipo de ação não é normalmente implementado via ação derivativa do PID, mas sim com esquemas alternativos. Ghanbariannaeeni e Ghazanfarihashemi (2012) descrevem como alternativa o estabelecimento de uma linha de controle intermediária, localizada entre a linha de surto e a linha de controle de surto do algoritmo PI. Nesse esquema, quando essa linha intermediária é cruzada, o sinal de saída de controle possui um degrau adicionado que decai exponencialmente a zero, persistindo apenas o valor definido pelo algoritmo PI. Na mesma referência, é descrita ainda a alternativa em que o valor de referência do PI é aumentado como função da taxa de variação do sinal de erro de vazão, o que serviria para forçar o PI a antecipar a ação de controle à medida que o compressor se aproxime rapidamente da

linha de controle de surto. Neste trabalho, será utilizada a segunda alternativa, conforme mostrado na Figura 11.

Pode-se notar pela figura que o controle PI opera sobre um sinal de referência modificado. Este sinal é gerado da seguinte forma: inicialmente são utilizadas medições de p_1 e p_2 para gerar uma estimativa de p_r (p_2/p_1); essa estimativa é utilizada para o cálculo de m_{cref} , ou seja, o valor de vazão sobre a linha de controle de surto correspondente ao p_r estimado. Este seria o valor de referência se não fosse considerada a variação de vazão para antecipar a ação de controle. Ele pode ser calculado de forma simples a partir da equação (12) com o p_r estimado, isolando-se o termo da vazão:

$$m_{cref} = \frac{(p_r - b_{lcs})}{a_{lcs}} \quad (13)$$

Para realizar essa ação de antecipação, a taxa de variação da vazão (multiplicada por um ganho de -0,1) é adicionada a m_{cref} . Essa adição faz com que uma diminuição da vazão provoque um incremento no sinal de referência tão maior quanto mais rápida for a diminuição, ou seja, a ação do controlador PI não se inicia somente quando o sistema cruzar a linha de controle mas sim antes desse momento o que tende a minimizar a aproximação à linha de surto. Porém, para que esse tipo de estratégia não gere valores muito altos o valor total é limitado superiormente a 1,5 vezes m_{cref} e inferiormente ao próprio m_{cref} , de forma a não diminuir o valor de referência abaixo do mesmo. Ou seja, a diferença no cálculo só será de fato percebida quando houver variação negativa da vazão.

3.6.2 Estratégia de controle com o Gerador de Referências

A Figura 12 ilustra o esquema de controle aplicado utilizando o Gerador de Referências. O conceito aplicado consiste em dividir o problema de controle em dois subproblemas:

- 1) Identificar, com base no status atual de variáveis do sistema, a possibilidade de o compressor entrar em regime de surto e gerar um valor de referência (*setpoint*) da vazão ($m_{c_{ref}}$) para o Controlador e um valor de abertura da válvula de reciclo que estabiliza o compressor ($x_{r_{ref}}$) no estado estacionário. O componente responsável por essa tarefa será aqui identificado como Gerador de Referências.
- 2) Realizar o controle regulatório do sistema por meio da manipulação da abertura da válvula de reciclo tendo como referência o valor definido pelo Gerador de Referências ($m_{c_{ref}}$) utilizando uma técnica de controle por realimentação. O componente responsável por essa tarefa será aqui identificado simplesmente como Controlador. O sinal gerado pelo Controlador é utilizado como um sinal de controle incremental da abertura da válvula (Δx_r), adicionalmente ao valor já definido pelo Gerador de Referências ($x_{r_{ref}}$).

Figura 12 – Topologia do sistema de controle com controle antissurto com Gerador de Referências

A estratégia adotada para controle antissurto, com vistas a atender os objetivos descritos na seção 3.5, difere do esquema de controle tradicional basicamente nos seguintes aspectos:

- 1) Não faz uso direto da linha de controle de surto para determinação do momento em que controle antissurto deve entrar em ação. Na verdade, a linha de controle de surto é utilizada aqui pelo Gerador de Referências. Porém, ao invés de iniciar a ação com base em medições de pressão e vazão instantâneas, o Gerador de Referências se baseia nos valores das variáveis manipuladas, ficando o Controlador a cargo de corrigir desvios na trajetória do sistema até que o mesmo atinja o valor de referência de vazão.
- 2) Não necessariamente faz uso de controle PI como algoritmo do Controlador. As alternativas consideradas neste trabalho são mencionadas na seção 3.6.2.2.

A seguir será feita uma explanação dos detalhes que compõem o Gerador de Referências assim como do Controlador.

3.6.2.1 Gerador de Referências

O Gerador de Referências foi concebido com base na ideia de que o comportamento estacionário do compressor pode ser determinado a partir dos valores estacionários das variáveis manipuladas do sistema, ou seja, dos valores estacionários de x_θ , x_s , τ_d e x_r . Aqui, x_θ , x_s e τ_d são variáveis manipuladas pelo sistema de controle de carga do compressor e, se o sistema for sujeito a um dos distúrbios descritos na seção 3.5, podem levar o compressor ao regime de surto se nenhuma ação for tomada. Para tanto, o Gerador de Referências envia um valor de abertura da válvula de reciclo ($x_{r_{ref}}$) diretamente para o atuador da válvula e uma referência de vazão ($m_{c_{ref}}$) para o Controlador. Para isso, o mesmo faz uso de uma Tabela de Referências, que contém esses valores pré-calculados para diversos valores de x_θ , x_s e τ_d . O método para obtenção desses valores será detalhado mais adiante.

Antes de descrever os detalhes de implementação do Gerador de Referências, é conveniente descrever como é estruturada a Tabela de Referências mencionada acima.

3.6.2.1.1 Definição de uma nuvem de pontos discretos para cálculo de valores de referência

Considerando o conjunto de variáveis manipuladas pelo sistema de controle de carga do compressor como parâmetros do sistema de equações que compõe o modelo dinâmico e chamando-o de $p = (x_e, x_s, \tau_d)$ e de p_l cada um dos parâmetros com $l = 1 \dots 3$, limitados por valores máximos e mínimos, temos um conjunto de parâmetros P em $\mathbb{R}^3$ com $P = (x_{e_{min}} \dots x_{e_{max}}, x_{s_{min}} \dots x_{s_{max}}, \tau_{d_{min}} \dots \tau_{d_{max}})$.

Define-se P_d como uma nuvem de pontos discretos em P , onde P_d é obtido tomando-se um conjunto de valores discretos para cada parâmetro, ou seja, do parâmetro p_l são tomados n_l valores $p_{l_d} = (p_{l_{min}}, p_{l_2}, \dots, p_{l_{n_l-1}}, p_{l_{max}})$. Portanto, P_d pode ser visto como um conjunto discreto de P cujos eixos são dados por cada conjunto de valores p_{l_d} . A Figura 13 mostra um exemplo dessa definição de nuvem de pontos considerando os parâmetros x_e , x_s e τ_d .

Figura 13 - Exemplo de nuvem de pontos para os 3 parâmetros

Portanto, a Tabela de Referências é estruturada de forma que para cada ponto de P_d ela possui armazenado um par $(x_{r_{ref}}, m_{c_{ref}})$, ou seja, um $x_{r_{ref}}$ que estabiliza o sistema quando o mesmo se encontra com x_e , x_s e τ_d nos valores determinados pelo ponto correspondente de P_d e um $m_{c_{ref}}$ que corresponde à vazão resultante nesse ponto.

3.6.2.1.2 Obtenção de valores instantâneos de referência

A seguir está descrito o algoritmo utilizado pelo Gerador de Referências para gerar esses sinais a cada ciclo de varredura do controle antissurto.

Passo 1) Faz leitura dos valores de entrada, denominado aqui $p_{atual} = (x_e, x_s, \tau_d)$.

Passo 2) Denomina-se cada entrada da tabela como $p_{ijk} = (x_{e_i}, x_{s_j}, \tau_{d_k})$, sendo que os índices i, j e k podem variar até o valor n_l descrito na seção 3.6.2.1.1. Para cada p_{ijk} têm-se um par (x_r, m_c) pré-calculado. O par $(x_{r_{ref}}, m_{c_{ref}})$ que é dado como saída do algoritmo é obtido através de uma interpolação linear simples com base no p_{atual} .

Sendo essa interpolação uma aproximação da função real, considera-se que o número de pontos na nuvem é suficientemente grande, ou seja, a distância entre dois elementos subsequentes no conjunto de pontos p_{ijk} definido acima é suficientemente pequena para que os erros de aproximação nos resultados possam ser considerados desprezíveis. A validade dessa afirmação é discutida na seção 5.2.

3.6.2.1.3 Obtenção de valores de referência para a Tabela de Referências

O procedimento descrito na seção 3.6.2.1.2 parte do princípio que os valores de referência para cada um dos pontos de P_d estarão disponíveis na Tabela de Referências. Esta seção detalha o procedimento adotado para obtenção desses valores.

Seguindo a notação adotada na seção 3.6.2.1.2, dado um determinado ponto p_{ijk} em P_d , deseja-se conhecer qual a abertura da válvula de reciclo ($x_{r_{ref}}$) para a qual o conjunto de entradas (x_e, x_s, τ_d, x_r) resulta em um ponto de operação estável do compressor e qual a vazão correspondente neste ponto de operação ($m_{c_{ref}}$). Note aqui o caráter estacionário dos valores considerados. Não está sendo considerado ainda o comportamento transitório de cada uma das variáveis.

Os valores de referência são obtidos a partir de um sistema de equações do modelo estacionário do sistema, este obtido a partir do modelo dinâmico mostrado no capítulo 2. O procedimento para obtenção desses valores para cada ponto p_{ijk} é descrito no texto que segue.

3.6.2.1.3.1 Obtenção de um ponto de equilíbrio do sistema a partir do modelo dinâmico

Os pontos de operação no estado estacionário, mencionados acima, podem ser vistos como soluções para o sistema de equações diferenciais que compõe o modelo dinâmico da planta quando todas as derivadas no tempo forem iguais a zero. Tomando-se as equações descritas na seção 2.3 e igualando-se todas as derivadas a zero, obtém-se o seguinte sistema de 8 equações e 8 variáveis, não linear:

$$m_e + m_r - m_c = 0 \quad (14)$$

$$m_c - m_r - m_s = 0 \quad (15)$$

$$p_1 \cdot p_r - p_2 = 0 \quad (16)$$

$$p_{ree}(\omega_c, m_c) - p_r = 0 \quad (17)$$

$$\tau_d - \sigma_{slip} \left(\frac{D_T}{2} \right)^2 \cdot \omega_c \left(\frac{2\pi}{60} \right) |m_c| = 0 \quad (18)$$

$$K_{v_r} x_r \cdot \sqrt{|p_2 - p_1|} \cdot \text{sinal}(p_2 - p_1) - m_r = 0 \quad (19)$$

$$m_e - K_{v_e} x_e \cdot \sqrt{|P_e - p_1|} \cdot \text{sinal}(P_e - p_1) = 0 \quad (20)$$

$$m_s - f_{m_s}(p_2, P_s) = 0 \quad (21)$$

As soluções desse sistema de equações representam pontos de equilíbrio da planta considerada. Porém, é conveniente notar que, em se tratando de um sistema não linear, surgem dificuldades com relação a se poder afirmar que uma determinada solução é única. Ou seja, ao se obter uma solução para o sistema acima para uma determinada combinação de valores das variáveis manipuladas, embora matematicamente correto, não necessariamente esta solução corresponde ao que se observaria fisicamente em um sistema real. Isso porque a solução obtida pode não ser única. Esse fato é particularmente agravante quando se obtém soluções, ou pontos de equilíbrio, na região à esquerda da linha de surto no mapa do compressor, onde o compressor pode entrar em surto. Esse tipo de comportamento pode ser explicado analisando-se as soluções possíveis com o uso de ferramentas para análise de sistemas não lineares, como é o caso do trabalho de Kang et al. (1997), em que é feita uma análise de bifurcação de um modelo de compressor e o surto (assim como outros tipos de instabilidades) é associado a bifurcações.

Porém, esse tipo de análise não será realizado no escopo deste trabalho. Para evitar resultados inconsistentes por esse motivo, será adotada a seguinte estratégia: resultados do sistema de equações que estejam à direita da linha de controle de surto são considerados válidos, ou seja, são efetivamente pontos de equilíbrio estáveis do sistema de equações; já pontos obtidos à esquerda de linha de controle de surto são considerados inválidos e, portanto, procura-se uma nova solução que esteja à direita da linha. O procedimento para obtenção de soluções seguindo esse tipo de estratégia está detalhado a seguir:

- A) Inicialmente a válvula de reciclo é considerada totalmente fechada, ou seja, x_r é igual a zero, o que implica que m_r também é zero. Assume-se $p_1 < P_e$ e $p_2 > P_s$. Assim, da soma das equações (14) e (15):

$$\begin{aligned} m_e &= m_s \\ K_{v_e} x_e \sqrt{P_e - p_1} &= K_{v_s} x_s \sqrt{p_2 - P_s} \\ (K_{v_e} x_e)^2 (P_e - p_1) &= (K_{v_s} x_s)^2 (p_2 - P_s) \end{aligned}$$

Utilizando a equação (16) para substituir p_2 :

$$(K_{v_e} x_e)^2 P_e + (K_{v_s} x_s)^2 P_s = p_1 p_r (K_{v_s} x_s)^2 + p_1 (K_{v_e} x_e)^2$$

Logo:

$$p_1 = \frac{(K_{v_e} x_e)^2 P_e + (K_{v_s} x_s)^2 P_s}{p_r (K_{v_s} x_s)^2 + (K_{v_e} x_e)^2} \quad (22)$$

A única incógnita aqui é p_r e, uma vez tendo o valor da mesma, podemos obter p_1 da equação acima e as demais grandezas como segue:

$$p_2 = p_1 p_r \quad (23)$$

$$m_s = K_{v_s} x_s \sqrt{p_2 - P_s} \quad (24)$$

$$m_c = m_s \quad (25)$$

$$m_e = m_s \quad (26)$$

Das equações (1) e (17) temos:

$$a_1 + b_1 \omega_c + (a_2 + b_2 \omega_c) m_c + (a_3 + b_3 \omega_c) m_c^2 + (a_4 + b_4 \omega_c) m_c^3 - p_r = 0 \quad (27)$$

Para o cálculo de p_r , utiliza-se o seguinte procedimento: a junção das equações (1) e (17) mostrada acima pode ser vista como o problema de encontrar as

raízes de um polinômio de grau 3, com m_c como incógnita. Dado que esse polinômio possui 3 raízes, espera-se que apenas uma delas (uma raiz positiva real) represente um valor fisicamente factível e que nos interessa. Esse valor será denotado por m_{c_r} . Para cálculo dessa raiz, p_r , que é justamente o valor a ser calculado, deve ter um valor conhecido. Podemos portanto escrever $m_{c_r} = m_{c_r}(p_r)$. Porém, utilizando a equação (14) e substituindo as grandezas pelas equações mostradas acima, chega-se à seguinte expressão:

$$K_{v_s} x_s \sqrt{\left(\frac{(K_{v_e} x_e)^2 P_e + (K_{v_s} x_s)^2 P_s}{p_r (K_{v_s} x_s)^2 + (K_{v_e} x_e)^2} \right) p_r - P_s - m_{c_r}(p_r)} = 0 \quad (28)$$

Esta expressão representa uma equação não linear tendo p_r como incógnita e cuja solução será obtida numericamente a partir de um chute inicial, conforme será detalhado na seção 4.1.1.

Para o cálculo de ω_c recorre-se à equação (18):

$$\omega_c = \frac{\tau_d}{\sigma_{slip} \left(\frac{D_T}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{2\pi}{60} \right) |m_c|} \quad (29)$$

- B) Este passo, diferentemente do anterior, não parte do princípio que a válvula de reciclo está fechada, portanto x_r e m_r passam a ser incógnitas. Ou seja, se no passo A considerava-se que a solução seria tal que o compressor estaria operando sem a ação antissurto ativa, no passo B considera-se que a ação antissurto é necessária. Sendo assim, aqui o objetivo é encontrar uma solução que recaia exatamente sobre a linha de controle de surto.

A Figura 14 mostra o mapa do compressor já mostrado na Figura 10 porém com linhas de torque constante. Se o compressor estiver operando com um determinado torque no motor, o ponto de operação no estado estacionário deverá necessariamente estar sobre a linha de torque correspondente. Pode-se notar que para cada linha de torque constante há apenas um ponto de cruzamento com a linha de controle de surto. Este ponto é justamente o ponto desejado quando se considera a ação antissurto ativa (válvula de reciclo aberta) e o torque em um valor correspondente a uma das linhas. Obviamente,

existem infinitas linhas de torque, uma para cada possível valor de torque aplicado ao motor. Porém, conforme descrito na seção 3.6.2.1.2, se o número de linhas disponíveis para se efetuar o cálculo for suficientemente alto (pequeno espaçamento entre as mesmas) é possível aproximar o torque real ao torque de uma das linhas disponíveis com boa aproximação. Tendo-se a expressão da linha de controle de surto e da linha de torque considerada, pode-se obter o ponto de intersecção algebricamente, o que nos fornece os valores de m_c e p_r da solução procurada.

Figura 14 – Mapa do compressor com linhas de torque constante

Reescrevendo a equação (29) como⁷:

$$\omega_c = \frac{\tau_d}{K m_c} \quad (30)$$

$$\text{com } K = \sigma_{slip} \left(\frac{D_T}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{2\pi}{60} \right) \quad (31)$$

A equação (1) pode ser reescrita como:

⁷ Aqui o valor absoluto foi suprimido, pois se assume $m_c > 0$.

$$p_{ree(\tau_d, m_c)} = a_1 + b_1 \frac{\tau_d}{K m_c} + \left(a_2 + b_2 \frac{\tau_d}{K m_c} \right) m_c + \left(a_3 + b_3 \frac{\tau_d}{K m_c} \right) m_c^2 + \left(a_4 + b_4 \frac{\tau_d}{K m_c} \right) m_c^3 \quad (32)$$

Essa equação, para um torque constante, representa justamente a linha de torque constante no mapa do compressor. Deseja-se encontrar o ponto de intersecção entre as linhas de torque constante e a linha de controle de surto; temos, portanto:

$$\begin{aligned} p_{r_{lcs}} &= p_{ree(\tau_d, m_c)} \\ a_{lcs} m_c + b_{lcs} &= a_1 + b_1 \frac{\tau_d}{K m_c} + \left(a_2 + b_2 \frac{\tau_d}{K m_c} \right) m_c + \left(a_3 + b_3 \frac{\tau_d}{K m_c} \right) m_c^2 \\ &+ \left(a_4 + b_4 \frac{\tau_d}{K m_c} \right) m_c^3 \\ m_c^4 K a_4 + m_c^3 [b_4 \tau_d + K a_3] + m_c^2 [b_3 \tau_d + K (-a_{lcs} + a_2)] \\ &+ m_c [b_2 \tau_d + K (-b_{lcs} + a_1)] + b_1 \tau_d = 0 \end{aligned} \quad (33)$$

A equação acima, com m_c como incógnita é um polinômio de grau 4 e, similarmente à estratégia adotada para o cálculo de p_r no passo A, pode ser resolvido numericamente.

Assim, obtém-se o ponto de intersecção procurado calculando-se m_c a partir da equação (33) e p_r da equação (12). Com esses valores, é possível calcular p_1 , p_2 e ω_c utilizando as mesmas equações do passo A; m_e e m_s podem ser obtidas a partir das equações (20) e (21) e x_r e m_r a partir das equações (14) e (19) conforme segue:

$$m_r = m_c - m_e \quad (34)$$

$$x_r = \frac{m_r}{K_{v_r} \sqrt{|p_2 - p_1|} \sin(\alpha_2 - \alpha_1)} \quad (35)$$

Sendo assim, o algoritmo para obtenção da solução do sistema que representa o ponto de equilíbrio do sistema dinâmico pode ser resumido da seguinte forma:

1) Passo A

- a) Calcular p_r numericamente com base na equação (28)

- b) Calcular p_1 com base na equação (22)
- c) Calcular p_2 com base na equação (23)
- d) Calcular m_s com base na equação (24)
- e) Calcular m_c e m_e com base nas equações (25) e (26)
- f) Calcular ω_c com base na equação (29)
- g) Confirmar as seguintes hipóteses iniciais:
  - i. O ponto (m_c, p_r) está à direita da linha de controle de surto
  - ii. $p_1 < P_e$
  - iii. $p_2 > P_s$
- h) Se todas as hipóteses acima são válidas para a solução obtida, então a solução é considerada válida. Se alguma das hipóteses é falsa então a solução é considerada inválida. Procura-se então uma nova solução conforme o passo B.

2) Passo B

- a) Calcular m_c a partir da solução da equação (33)
- b) Calcular p_r pela equação (12)
- c) Calcular p_1 , p_2 e ω_c conforme passo A.
- d) Calcular m_e pela equação (20)
- e) Calcular m_s pela equação (21)
- f) Calcular m_r pela equação (34)
- g) Calcular x_r pela equação (35)
- h) Confirmar as seguintes hipóteses iniciais:
  - i. $m_c > 0$
  - ii. $p_1 < P_e$

$$\text{iii. } p_2 > P_s$$

- i) Se todas as hipóteses acima são válidas para a solução obtida, então a solução é considerada válida. Se alguma das hipóteses é falsa então a solução é considerada inválida.

Portanto, considerando cada um dos pontos do conjunto P_d , se tomarmos os valores x_r e m_c de cada ponto, teremos justamente os pares $(x_{r_{ref}}, m_{c_{ref}})$ que compõem a Tabela de Referências do Gerador de Referências. A eventual ocorrência de soluções inválidas será discutida na seção 4.1.2.

3.6.2.2 Algoritmos utilizados para o Controlador

Conforme a estratégia de controle descrita no início da seção 3.6.2, tem-se que a função do Controlador é gerar sinais de controle incrementais, adicionais à abertura da válvula de reciclo definida pelo Gerador de Referências ($x_{r_{ref}}$). Esses sinais devem ser tais que garantam que o sistema possua uma trajetória que parte de uma condição inicial e atinja o estado estável definido por $m_{c_{ref}}$ atendendo aos requisitos definidos na seção 3.5 (minimização de oscilações e prevenção de reversão de vazão).

Para esse fim, poderia ser utilizada a princípio qualquer técnica de controle regulatório. Neste trabalho, são consideradas duas alternativas:

- Controle PI com *anti-windup*: esta alternativa visa permitir uma comparação mais direta com o controle tradicional de forma a se poder observar quais as diferenças com o uso do Gerador de Referências. Um detalhe é que neste caso o controle PI tem sua saída restrita ao intervalo $[-0,5; +0,5]$, de forma a ter uma ação incremental sobre $x_{r_{ref}}$ mas ainda assim não produzir valores que provoquem uma saturação demasiada do atuador.
- SMC: aqui se pretende avaliar o uso dessa técnica de controle não linear e verificar se é obtido algum ganho com relação ao uso do controle PI.

3.6.3 Controle antissurto por modos deslizantes

O Controle por Modos Deslizantes (SMC – *Sliding Mode Control*) foi proposto na década de 50 (HUNG; GAO; HUNG, 1993) e recebe esse nome por se basear na ideia de procurar fazer com que o sistema “deslize” sobre uma superfície no espaço de estados, superfície esta na qual o sistema possui uma dinâmica desejada.

O texto a seguir apresenta os principais conceitos associados ao SMC, conforme utilizados neste trabalho, que correspondem aos desenvolvimentos nas décadas iniciais da teoria de SMC (SMC de primeira ordem). Em seguida são feitos alguns comentários referentes a desenvolvimentos mais recentes (SMC de ordem superior).

3.6.3.1 Sistemas de estrutura variável e dinâmica de modos deslizantes

Pode-se considerar que o controle por modos deslizantes está inserido na teoria de sistemas de estrutura variável. Esse tipo de sistema é caracterizado por possuir uma dinâmica cuja estrutura é modificada, ou chaveada, dependendo do valor instantâneo das variáveis de estado. Segue abaixo um exemplo simples, extraído do trabalho de DeCarlo, Zak e Drakunov (1996), para ilustrar o conceito de sistema de estrutura variável:

$$\dot{x}(t) = u(x, t) \quad (36)$$

$$u(x, t) = -\text{sign}(x) = \begin{cases} -1, & \text{se } x > 0 \\ +1, & \text{se } x < 0 \end{cases} \quad (37)$$

Esse sistema evolui com um sinal de controle de ganho unitário que muda abruptamente de sinal à medida que x cruza a linha $x = 0$. Esse tipo de mudança abrupta (ou descontínua) de uma equação que faz parte da dinâmica do sistema é que o caracteriza como sendo de estrutura variável.

Figura 15 – Trajetórias de estado do sistema das equações (36) e (37) (DECARLO; ZAK; DRAKUNOV, 1996)

No exemplo acima, pode-se observar claramente pela Figura 15 que, independentemente do estado inicial, todas as trajetórias do sistema convergem para $x = 0$ e permanecem sobre essa linha após terem atingido a mesma. Isso também fica claro a partir da definição de $u(x, t)$, pois a derivada $\dot{x}(t)$ sempre tende a zero variando conforme o sinal de x . Na verdade, o sistema, uma vez tendo atingido a linha

$x = 0$, não deixa mais essa linha (antes “desliza” sobre ela) porque ao menor movimento em direção a $x > 0$ ou $x < 0$ o sinal de controle $u(x, t)$ atua de forma a levar o sistema de volta a $x = 0$. Porém, como é permitido que isso ocorra com uma frequência tão alta quanto necessário (possivelmente infinita, neste caso), o sistema efetivamente não deixa $x = 0$, de onde se diz que o mesmo “desliza” sobre essa linha. Pode-se, portanto, dizer que esse sistema possui um modo deslizante em $x = 0$.

3.6.3.2 Controle SMC de primeira ordem

O exemplo dado acima demonstra que é possível fazer com que, a partir de introdução de um componente com estrutura variável, determinados sistemas possuam uma dinâmica de um modo deslizante. O controle SMC de primeira ordem explora justamente essa característica para definir uma lei de controle que chaveia entre valores discretos de forma a fazer com que o sistema deslize sobre uma superfície de chaveamento (*switching surface* ou *switching manifold*). Tal como no exemplo da seção 3.6.3.1, esse chaveamento ocorre de forma a sempre levar o sistema em direção à superfície de chaveamento.

A definição dessa superfície é um dos principais pontos do SMC, pois o projeto desse tipo de controle consiste, em parte, na definição dessa superfície de forma que, uma vez “deslizando” sobre a mesma, o sistema apresente uma dinâmica que é desejada.

Por exemplo, se definirmos um sinal de erro como sendo $e = y_d - y$, y um estado qualquer que se deseja controlar e y_d o valor de referência para esse estado, pode-se definir a seguinte função de chaveamento:

$$s = e \quad (38)$$

Assim, sendo a superfície de chaveamento a superfície para a qual $s = 0$, logo, nessa situação:

$$e = 0 \quad (39)$$

Dessa forma, o sistema deve estar no valor de referência da variável sendo controlada quando o mesmo estiver sobre essa superfície. No entanto, seria muito restritivo assumir que o sistema sempre deve partir de um ponto sobre a superfície de chaveamento. Portanto, o SMC deve ser capaz de inicialmente trazer o sistema de

um estado inicial até a superfície de chaveamento e uma vez sobre ela conseguir mantê-lo sobre a superfície.

Há diversas abordagens para estruturar e definir a lei de controle SMC de forma a ter as características mencionadas acima. Uma das abordagens possíveis consiste na separação da lei de controle em dois diferentes termos (HUNG; GAO; HUNG, 1993):

$$u = u_{eq} + \Delta u \quad (40)$$

Onde u representa o sinal de controle efetivamente aplicado à planta.

3.6.3.2.1 O controle equivalente - u_{eq}

O termo u_{eq} da equação (40) é chamado controle equivalente porque corresponde ao sinal de controle que faz com que o sistema, uma vez sobre a superfície de chaveamento, permaneça sobre ela em um modo deslizante ideal.

Para definir melhor o que compõe esse termo, consideremos o seguinte sistema com uma única entrada:

$$\dot{\mathbf{y}} = \mathbf{f}(\mathbf{y}, t) + \mathbf{g}(\mathbf{y}, t)u \quad (41)$$

Sendo $\mathbf{y} \in \mathbb{R}^n$, o conjunto de estados do sistema, e $\mathbf{f}$ e $\mathbf{g}$ funções não lineares. Para esse tipo de sistema, u_{eq} pode ser obtido da seguinte forma (HUNG; GAO; HUNG, 1993):

$$u_{eq} = - \left(\frac{ds}{d\mathbf{y}} \mathbf{g}(\mathbf{y}, t) \right)^{-1} \frac{ds}{d\mathbf{y}} \mathbf{f}(\mathbf{y}, t) \quad (42)$$

3.6.3.2.2 O critério de alcance do modo deslizante

Tendo definida a expressão para o controle equivalente, resta ainda determinar a expressão para o termo Δu da equação (40). Esse termo em geral é definido de forma a satisfazer o chamado critério de alcance (*reaching condition*).

De uma forma geral, o critério de alcance é definido a partir de uma relação entre s e $\dot{s}$, tal que ambos convirjam para zero independentemente da condição inicial⁸. Determinadas leis de controle SMC garantem convergência assintótica e outras em tempo finito. É o critério de alcance que permite garantir que, estando o sistema sujeito à lei de controle em questão, o mesmo irá entrar em um modo deslizando após a fase de alcance ou aproximação (*reaching phase*).

Hung, Gao e Hunh (1993) descrevem três diferentes formas de se definir o critério de alcance, que por sua vez dão origem a leis de controle SMC diferentes. Segundo os autores uma das primeiras expressões utilizadas para definir o critério de alcance é:

$$s \dot{s} < 0 \quad (43)$$

Essa expressão exige que os sinais de s e $\dot{s}$ sejam sempre opostos, de forma que ambos sempre se movam em direção à origem, ou seja, ao modo deslizando.

Posteriormente foram definidos esquemas de controle SMC em que o critério de alcance utilizado vem de uma equação em que a dinâmica da superfície de chaveamento é diretamente definida. Um exemplo é dado pela equação:

$$\dot{s} = -K \cdot \text{sign}(s) \quad (44)$$

Sendo K uma constante positiva. Neste caso s possui uma dinâmica estável de primeira ordem, convergindo para a origem a uma taxa definida por K .

Considerando-se a estrutura da lei de controle da equação (40), Δu é o termo responsável por garantir que o critério de alcance seja satisfeito. Uma forma comum de se definir Δu , e que será considerada no escopo deste trabalho, é como um sinal de controle análogo a um relê (HUNG; GAO; HUNG, 1993):

$$\Delta u = \begin{cases} +M, & s > 0 \\ -M, & s < 0 \end{cases} \quad (45)$$

Onde M é uma constante positiva. A ideia é que ele seja capaz de chavear entre dois valores discretos, a escolha dos quais dependendo do valor de s em um determinado

---

⁸ Algumas variantes de SMC levam em conta o conceito de domínio de atração, ou seja, não necessariamente se considera a convergência a partir de qualquer condição inicial, mas sim de um domínio limitado. Para os fins do texto aqui exposto, será considerada uma condição inicial qualquer.

instante, tal que o valor selecionado sempre aja de forma a dirigir o sistema em direção à superfície de chaveamento.

3.6.3.3 O fenômeno de *chattering* e o uso da *boundary layer*

Idealmente, o atuador seria capaz de chavear entre os dois valores mostrados na equação (45) com uma frequência infinita para que o sistema se mantenha sobre a superfície (DECARLO; ZAK; MATTHEWS, 1988). Isso seria válido inclusive na presença de distúrbios e incertezas no modelo. Porém, na prática essa capacidade de chaveamento infinita não existe, tanto por limitações no tempo de resposta do atuador como no tempo de resposta de controladores digitais, que necessitam de um tempo para cálculo da ação de controle.

Essa limitação quanto à capacidade de chaveamento na atuação do controle tem como consequência o aparecimento do fenômeno conhecido como *chattering*, que consiste em um comportamento oscilatório, persistente e de alta frequência (YOUNG ; UTKIN, 1996). Esse comportamento é indesejado não só pelas oscilações em si, mas pela possibilidade de serem excitadas dinâmicas de ordem superior da planta inicialmente não modeladas (HUNG; GAO; HUNG, 1993). A Figura 16 ilustra a incapacidade do sistema em deslizar exatamente sobre a superfície de chaveamento por conta das limitações na ação de controle e o consequente aparecimento do *chattering*.

Figura 16 – simulação das equações (36) e (37) com $x_0 = 5$ e detalhe do efeito de *chattering* devido a limitações do atuador

Por esse motivo, foram desenvolvidas diversas alternativas à equação (45) de forma a tentar eliminar ou minimizar o *chattering*. A alternativa mais tradicional é de utilizar uma função de saturação conforme segue:

$$\Delta u = \begin{cases} +M, & s > \Delta b \\ sM, & -\Delta b \leq s \leq \Delta b \\ -M, & s < -\Delta b \end{cases} \quad (46)$$

Essa função pode ser chamada de função de contorno (*boundary layer*) por ter como consequência que o controle SMC não mais é capaz de manter o sistema exatamente sobre a superfície de chaveamento mas sim em uma região em volta da superfície. A extensão dessa região é proporcional ao parâmetro Δb . O uso dessa alternativa tem como consequência a diminuição das oscilações características de *chattering*, como já bastante conhecido na literatura de SMC. Tem-se aqui, portanto, que quanto maior o valor do parâmetro Δb , menores serão as oscilações, porém maior a distância que o sistema pode manter da superfície de chaveamento durante a fase de “deslizamento” e vice-versa.

3.6.3.4 O grau relativo e o controle SMC de ordem superior

Observando-se a equação (41) e a expressão de u_{eq} na equação (42), percebe-se que o sinal de controle aparece explicitamente na dinâmica do sistema, ou seja, na primeira derivada total dos estados ($\dot{y}$) e, seguindo a definição da superfície de chaveamento na equação (38), também na primeira derivada desta. Neste caso, o sistema é dito ter grau relativo igual a 1, pois o controle aparece explicitamente na primeira derivada de s (FRIDMAN; LEVANT, 1996).

Porém, no caso do controle antissurto baseado no modelo descrito na seção 2.1, se definirmos o sinal de erro como sendo a diferença entre a vazão do compressor e uma vazão de referência, o sinal de controle só irá aparecer explicitamente na terceira derivada de s . Dessa forma o sistema é dito de grau relativo 3.

A estrutura mostrada na seção anterior acima corresponde ao desenvolvimento tradicional do SMC. Porém, desde a publicação dos resultados mencionados, têm sido

feitos diversos avanços no sentido de se obter sinais de controle que preservem as vantagens originais do SMC, tais como invariância a distúrbios e incertezas, mas eliminando o problema de *chattering* e possibilitando trabalhar diretamente com sistemas com grau relativo maior do que 1. Embora os resultados mostrados na literatura se mostrem promissores, algumas desvantagens se apresentam para o uso no controle antissurto:

- Aumento da complexidade da lei de controle, tanto em termos de expressões algébricas quanto da necessidade de se ter disponível demais estados da planta. Isso fica claro quanto se procura derivar a função s até que se obtenha uma função com o controle explícito no formato da equação (41). A necessidade de “medir” mais estados leva à maior complexidade no aparato necessário para controle ou necessidade de implementação de observadores de estado.
- Algumas alternativas não exigem o conhecimento dos estados em si, mas alternativamente trabalham diretamente com as derivadas da função de chaveamento, o que requer por sua vez estimadores para essas derivadas. Um dos trabalhos mais recentes e consolidados nesse sentido é o de Levant e Pavlov (2007). Embora apresente uma alternativa para sistemas com grau relativo arbitrário e um sinal de controle contínuo longe da superfície de chaveamento, os autores deixam claro que com s próxima de zero, o sinal de controle apresenta um comportamento oscilatório, embora ainda assim menor que o chaveamento do SMC de ordem 1 sem uso da camada limite. No entanto, esse tipo de oscilação ainda assim é indesejada para o controle antissurto.

Diferentes técnicas têm sido desenvolvidas, em particular o uso de controle SMC de segunda ordem (por exemplo, em (BARTOLINI; FERRARA; USAI, 1998)). O editorial Shtessel, Fridman e Zinober (2008) dá, de forma resumida, uma boa visão dos principais desenvolvimentos relativos ao SMC de ordem superior.

Para fins deste trabalho, além do SMC de primeira ordem mostrado acima, a ideia explorada por Sira-Ramírez (1993) será utilizada para derivar um controle SMC para grau relativo 3, tal como é o caso do antissurto aqui considerado. Nele, para que seja gerada uma lei de controle contínua, propõe-se definir o critério de alcance de forma que se obtenha a derivada da lei de controle explicitamente, de forma que esta seja

descontínua. Assim, o sinal de controle é gerado a partir da integração da derivada descontínua. Resumidamente, a proposta de Sira-Ramírez (1993) se dá como descrito a seguir. Considerando o sistema na seguinte forma:

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x, u) \\ \dot{y} = h(x, u) \end{cases} \quad (47)$$

Em nosso caso, consideramos $y = s$, ou seja, a própria superfície de chaveamento que se pretende zerar. Definindo o seguinte critério de alcance:

$$\dot{s} = -W \cdot \text{sinal}(s) \quad (48)$$

Sira-Ramírez (1993) propõe que a derivada do sinal de controle pode ser obtida, manipulando-se as equações acima, por:

$$\frac{du}{dt} = - \left[\frac{\partial h}{\partial x} \right]^{-1} \left\{ \left[\frac{\partial h}{\partial x} \right] f(x, u) + W \cdot \text{sinal}[h(x, u)] \right\} \quad (49)$$

Para tanto, é necessário que o sinal de controle apareça explicitamente em $h(x, u)$.

3.6.3.5 O Gerador de Referências e SMC de primeira ordem aplicados ao controle antissurto

Para aplicação do Gerador de Referências e SMC tradicional para o controle antissurto (GR-SMC1), definiremos a superfície de chaveamento como sendo o próprio sinal de erro (equação (38)), sendo o erro definido por $e = m_{c_{ref}} - m_c$. É importante frisar que essa alternativa de controle é aqui considerada para fins de comparação mas não deve representar uma aplicação rigorosa do SMC. Isso porque o SMC tradicional parte do princípio que a variável manipulada aparece explicitamente na primeira derivada da superfície de chaveamento e, tal como definida aqui, essa variável apareceria apenas na terceira derivada, ou seja, temos um sistema de grau relativo 3.

Figura 17 - Topologia do sistema de controle com controle antissurto com Gerador de Referências e SMC tradicional (GR-SMC1)

Sendo assim, não seria possível calcular a componente do SMC tradicional denominada controle equivalente (u_{eq}). Lembrando que este representa o sinal de controle equivalente a quando a planta está deslizando sobre a superfície de chaveamento ($s = 0$). Para aplicar o SMC tradicional neste caso, desprezaremos os transitórios para a definição de u_{eq} . Dessa forma podemos aplicar o seguinte raciocínio: se a superfície de chaveamento representa o comportamento do compressor quando o erro é igual a zero, o que deve ocorrer passados os transitórios, o sinal u_{eq} corresponde ao valor de abertura da válvula de reciclo que no estado estacionário faz com que a vazão do compressor vá para o valor de referência (m_{cref}). Este sinal, a menos de erros de aproximação do Gerador de Referências, corresponde justamente ao valor x_{rref} calculado para o m_{cref} em questão. Portanto aqui consideraremos $u_{eq} = m_{cref}$.

Embora as equações (45) e (46) mostrem o uso de valores simétricos ($+M$; $-M$) com relação à superfície de chaveamento, o importante é que sejam dois valores discretos. O valor positivo deve ser tal que faça com que o sistema se mova para diminuir s , pois

é utilizado quando $s > 0$, e o valor negativo deve levar o sistema na direção contrária, pois é utilizado quando $s < 0$.

Sendo u_{eq} sempre um valor intermediário entre 0 e 1, esses valores discretos serão redefinidos para o controle antissurto conforme segue:

$$\Delta u = \begin{cases} (1 - u_{eq}), s > \Delta b \\ (1 - u_{eq})s, s \leq \Delta b \\ u_{eq}s, -\Delta b \leq s \\ -u_{eq}, s < -\Delta b \end{cases} \quad (1)$$

Essa estrutura faz com que o controle SMC procure sempre aproveitar o máximo da faixa de variação possível de abertura da válvula de reciclo. Quando $s > \Delta b$, o valor gerado pelo SMC, adicionado ao u_{eq} será justamente igual à máxima abertura da válvula; já quando $s < -\Delta b$, o valor gerado corresponde à mínima abertura da válvula.

É importante ressaltar que o algoritmo de controle SMC é implementado de forma a gerar valores nulos quando $x_{rref} < 0,01$, pois neste caso considera-se que o sistema está em operação normal.

Também é importante reiterar que essa estratégia de controle foi considerada para se ter uma alternativa que possuísse o mesmo tipo de ação do SMC tradicional, porém não possui os requisitos necessários para caracterizar um SMC tradicional em si.

3.6.3.6 O Gerador de Referências e SMC segundo Sira-Ramírez (1993) aplicados ao controle antissurto

Para aplicação do SMC seguindo a abordagem de Sira-Ramírez (1993), o termo $h(x, u)$ será definido como sendo a própria superfície de chaveamento. Esta por sua vez é aqui redefinida como:

$$s(x, u) = c_3\ddot{e} + c_2\dot{e} + c_1\dot{e} + c_0e \quad (1)$$

Sendo $e(t)$ o sinal de erro do controle antissurto: $e(t) = m_{c_{ref}} - m_c$. Note que o sinal de referência aqui é considerado constante para fins de derivação da lei de controle, embora não o seja exatamente na prática.

Figura 18 - Topologia do sistema de controle com controle antissurto com Gerador de Referências e SMC segundo Sira-Ramírez (1993) (GR-SMC3)

Considerando que neste caso o sinal de controle aparece explicitamente na terceira derivada do erro, então temos:

$$s(x, u) = c_3[F(x) + G(x) \cdot u] + c_2\ddot{e} + c_1\dot{e} + c_0e \quad (2)$$

Aqui, c_0 , c_1 , c_2 e c_3 são constantes escolhidas de forma que o polinômio característico de $s(x, u) = 0$ seja Hurwitz (ou seja, $c_1c_2 > c_0c_3$). A ideia é que, quando se está em modo deslizante ($s(x, u) = 0$), o sistema apresenta uma dinâmica estável na qual tanto o erro quanto suas derivadas tendem a zero conforme definição desses coeficientes e consequentemente as respectivas raízes do polinômio característico resultante da equação diferencial ($s(x, u) = 0$). Note que u aqui se refere a Δx_r e não x_r , que é composto de Δx_r e x_{rref} , o qual já está embutido em $F(x)$. Aplicando-se as devidas derivações e manipulações algébricas nas equações acima, considerando a definição da superfície de chaveamento dada acima, chega-se à seguinte expressão para o sinal de controle antissurto:

$$\frac{du}{dt} = - \frac{\left\{ \left[c_3 \left(\frac{\partial F(x)}{\partial x} + \frac{\partial G(x)}{\partial x} \cdot u \right) + c_2 \frac{\partial \ddot{e}}{\partial x} + c_1 \frac{\partial \dot{e}}{\partial x} + c_0 \frac{\partial e}{\partial x} \right] (C + Du) - W \cdot \text{sin}(\alpha) \right\}}{c_3 G(x)} \quad (3)$$

Os termos $\frac{\partial F(x)}{\partial x}$, $\frac{\partial G(x)}{\partial x}$, $\frac{\partial \ddot{e}}{\partial x}$, $\frac{\partial \dot{e}}{\partial x}$, $\frac{\partial e}{\partial x}$, C , D e $G(x)$ serão detalhados no Apêndice C. Portanto, o sinal de controle resultante seria dado por:

$$u = \int \frac{du}{dt} dt \quad (4)$$

Porém, como poderá ser visto mais à frente, esta lei de controle gera sinais de controle demasiadamente altos para o problema de controle antissurto, o que exige a inclusão de um fator de amortização (α):

$$u = \alpha \int \frac{du}{dt} dt \quad (5)$$

Este fator é definido de forma empírica, com base nas simulações realizadas, até que se obtenham sinais de controle não muito distantes da região de valores possíveis considerados para o atuador.

4 RESULTADOS

Neste capítulo serão mostrados os resultados obtidos com os métodos descritos no capítulo 3. Primeiramente são mostrados resultados da etapa de geração da Tabela de Referências do Gerador de Referências e posteriormente resultados de simulações das estratégias de controle antissurto descritas.

4.1 Resultados obtidos na geração da Tabela de Referências

Conforme descrito no capítulo 3, os valores da Tabela de Referências são obtidos a partir da resolução de um sistema de equações em cada um dos pontos definidos em P_d .

As figuras a seguir mostram os valores de x_{θ} , x_s e τ_d que foram utilizados para compor a nuvem de pontos de P_d . Foram considerados apenas valores a partir de 0,2 para aberturas das válvulas, pois para valores menores o algoritmo de resolução da equação para cálculo de p_r (item a) do passo A do procedimento de cálculo das soluções não consegue encontrar uma solução válida. Note que os limites adotados para essas variáveis estão também descritos no Apêndice A.

Figura 19 – Distribuição de pontos de P_d correspondentes a aberturas da válvula de entrada

Figura 20 – Distribuição de pontos de P_d correspondentes a aberturas da válvula de saída

Figura 21 - Distribuição de pontos de P_d correspondentes a valores de torque do motor

4.1.1 Procedimentos para o cálculo numérico de p_r e m_c

Conforme descrito na seção 3.6.2.1.3.1, um dos principais passos para o cálculo das soluções utilizadas na Tabela de Referências é a resolução numérica da equação (28) para obtenção de p_r . Para tanto foi utilizada a função *fsolve*, do Matlab. As seguintes configurações foram utilizadas no Matlab:

- Número máximo de iterações (MaxIter): 50
- Número máximo de cálculo de função (MaxFunEvals): 100
- Algoritmo (Algorithm): trust-region-dogleg
- Tolerância na variável de decisão (TolX): $1e-3$
- Tolerância no valor da função (TolFun): $1e-3$
- Chute inicial (x0): 4

Porém, a equação (28) exige também o cálculo do termo $m_{c_r}(p_r)$, que por sua vez é obtido numericamente como uma das raízes de um polinômio de grau 3 (equação (27)). Essa raiz é obtida utilizando-se a função *roots* do Matlab e conforme o seguinte critério: dadas as 3 raízes obtidas toma-se a primeira raiz real positiva, caso não exista uma raiz com essas características a função retorna um valor inválido⁹, o que tem como consequência que a solução obtida para o passo A do algoritmo de cálculo das soluções do sistema de equações do Gerador de Referências é considerada inválida. O mesmo critério é adotado para o cálculo de m_c no passo B do algoritmo, ou seja, para a obtenção de uma raiz do polinômio de grau 4 da equação (33). Aqui também é gerada uma solução inválida (no passo B) se não houver raiz real positiva.

4.1.2 Validade das soluções obtidas

Primeiramente deve-se notar que, seguindo o algoritmo de cálculo de soluções estacionárias descrito na seção 3.6.2.1.3.1 todas as soluções obtidas para torques a partir de 460Nm foram válidas. Ou seja, nesses casos foi possível obter soluções válidas no passo B sempre que o passo A gerou soluções inválidas. Sendo assim, todas as simulações mostradas mais adiante consideram o torque com valor mínimo de 460Nm.

Porém, para garantir que ainda assim os valores obtidos são coerentes, os mesmos foram, para cada ponto da nuvem de pontos, substituídos no sistema de equações

---

⁹ NaN no Matlab.

original (equações (14) a (18), com os termos m_e , m_s e m_r calculados conforme equações (19) a (21)). Se os resultados forem válidos o máximo resíduo obtido dessas equações deve ser ínfimo já que todas se igualam a zero. O máximo resíduo obtido foi de $1,82 \cdot 10^{-4}$, o que permite afirmar que os resultados obtidos para a Tabela de Referências do Gerador de Referências são válidos. Este fato também indica que os procedimentos adotados para o cálculo numérico de p_r e m_c mencionados na seção 4.1.1 estão adequados.

4.1.3 Perfil de soluções do Gerador de Referências

A Figura 22 mostra o perfil obtido de valores de referência ($x_{r_{ref}}, m_{c_{ref}}$) para 3 diferentes torques.

Figura 22 - Perfil de valores de referência do Gerador de Referências para 3 diferentes torques

Os perfis de $x_{r_{ref}}$ mostram claramente as regiões em que o compressor pode operar com a válvula de reciclo fechada, ou seja, as situações de operação normal do compressor. Percebe-se que essa região é maior quanto maior o torque e que para torques baixos, tais como em 500 Nm , o compressor não consegue operar de forma estável sem um mínimo de abertura da válvula de reciclo. Da mesma forma há uma tendência que os valores de abertura da válvula de reciclo sejam maiores quanto menor o torque aplicado.

Quanto aos perfis de $m_{c_{ref}}$, percebe-se que, independentemente dos valores de abertura das válvulas de saída ou entrada, o valor de referência de vazão é mantido sempre no mesmo patamar para um determinado torque, aumentando com o aumento do torque. Essa uniformidade só não se mantém justamente na região em que a válvula de reciclo permanece fechada, o que representa simples mudança no ponto de operação do compressor em operação normal.

A manutenção de um mesmo patamar de $m_{c_{ref}}$ para diferentes aberturas das válvulas de entrada e saída é coerente pois, quando necessária a ação antissurto, procura-se uma solução que esteja justamente sobre a linha de controle de surto. Conforme mencionado anteriormente, sempre haverá apenas um ponto em uma determinada linha de torque constante no mapa do compressor que cruze a linha de controle de surto. Esse fato também pode ser visualizado pela Figura 23, onde estão representados todos os pontos válidos calculados pelo algoritmo em termos da localização no mapa do compressor¹⁰.

Nessa figura, os pontos que resultaram em um $x_{r_{ref}}$ menor que 0,01 são considerados pontos em que o compressor é estável sem abertura da válvula de reciclo e estão representados em azul, enquanto que os pontos que exigem uma abertura acima desse valor estão representados em vermelho. A densidade de pontos azuis em cada linha de torque constante é na verdade maior, pois aqui estão mostrados um a cada quinze pontos obtidos para permitir uma melhor visualização do gráfico.

---

¹⁰ Cada ponto representa um par $(m_{c_{ref}}, p_{r_{ref}})$, onde $p_{r_{ref}}$ se refere ao valor de p_r correspondente a um determinado $m_{c_{ref}}$ obtido para a Tabela de Referências.

Figura 23 - Distribuição de pontos válidos do Gerador de Referências no mapa do compressor

Embora não estejam representadas todas as linhas de torque constante dos torques considerados na Tabela de Referências (Figura 21) é possível perceber que os pontos calculados estão todos sobre uma das linhas de torque, conforme esperado. Além disso, em concordância com o que pôde ser verificado da Figura 22, a faixa de pontos de operação possíveis com a válvula de reciclo fechada é maior quanto maior for o torque. Para baixos torques, percebe-se inclusive a inexistência de pontos de operação com a essa válvula fechada.

Também conforme descrito acima, nos casos em que se fez necessário abrir a válvula de reciclo para estabilizar o compressor, o ponto de operação obtido está exatamente sobre a linha de controle de surto. Isso pode ser observado pela distribuição dos pontos vermelhos da figura apenas sobre essa linha. Da figura pode-se ter a impressão que há um número muito maior de pontos com a válvula de reciclo fechada, porém, a situação é exatamente oposta, tal como visto na Figura 22. O que ocorre é que, como para um determinado torque os pontos que exigiram abertura da válvula de reciclo recaem sobre o mesmo valor de $m_{c_{ref}}$, há uma sobreposição desses pontos no mapa do compressor.

4.2 Resultados obtidos com estratégias de controle consideradas

Nesta seção são detalhados os resultados obtidos nas simulações das diferentes estratégias de controle consideradas.

4.2.1 Simulação de cenários de teste

O texto a seguir apresentará os resultados obtidos com o Controlador em conjunto com o Gerador de Referências e, para fins de comparação, com o controle PI tradicional. Sendo assim, são simuladas as quatro alternativas de controle detalhadas anteriormente:

- Controle antissurto PI tradicional
- Controle GR-PI
- Controle GR-SMC1
- Controle GR-SMC3

Foram definidos alguns cenários de teste para as simulações, os quais são detalhados a seguir.

4.2.1.1 Definição de cenários de teste

Foram simulados dois diferentes tipos de situações: fechamento abrupto da válvula de entrada e fechamento abrupto da válvula de saída. Em ambas as situações, a válvula foi fechada, partindo de uma determinada posição inicial, até uma abertura de apenas 20% em 300ms de forma linear. Nas simulações, a respectiva válvula inicia o fechamento no instante $t = 50s$.

Para cada uma dessas situações foram definidas quatro diferentes condições iniciais: duas partindo de pontos próximos à linha de controle de surto e duas partindo de pontos mais distanciados da linha de controle de surto. Os pontos iniciais selecionados estão mostrados na Figura 24.

Figura 24 – Pontos iniciais utilizados nas simulações dos cenários de teste

Têm-se, portanto, um total de 8 diferentes cenários de teste, resumidos na Tabela 4-1.

Tabela 4-1 – Condições consideradas nos cenários de teste

	Ponto inicial	Condições iniciais								Condição no distúrbio	
		$p_2 \text{ (Pa} \cdot 10^5\text{)}$	$p_{2ref} \text{ (Pa} \cdot 10^5\text{)}$	$m_c \left(\frac{kg}{s}\right)$	p_r	x_e	x_s	$\tau_d(Nm^2)$	x_r	x_e	x_s
Fechamento da válvula de entrada											
Cenário 1	P1	24,12	24,12	16,03	5,88	0,90	0,51	1155,1	0,0	0,20	-
Cenário 2	P2	15,55	15,55	11,35	3,84	0,59	0,90	605,1	0,0	0,20	-
Cenário 3	P3	17,36	17,36	18,30	4,24	1,00	1,00	1155,1	0,0	0,20	-
Cenário 4	P4	15,34	15,34	11,77	3,59	1,00	1,00	605,1	0,0	0,20	-
Fechamento da válvula de saída											
Cenário 5	P1	24,12	24,12	16,03	5,88	0,90	0,51	1155,1	0,0	-	0,20
Cenário 6	P2	15,55	15,55	11,35	3,84	0,59	0,90	605,1	0,0	-	0,20
Cenário 7	P3	17,36	17,36	18,30	4,24	1,00	1,00	1155,1	0,0	-	0,20
Cenário 8	P4	15,34	15,34	11,77	3,59	1,00	1,00	605,1	0,0	-	0,20

Em um determinado cenário, exceto pela abertura da válvula que simula o distúrbio e o torque que é manipulado pelo controlador de carga, todas as variáveis manipuladas pelo sistema de controle de carga do compressor permanecem constantes ao longo da simulação, conforme valores iniciais definidos na tabela.

Para melhor avaliação dos resultados, definem-se os seguintes parâmetros de desempenho:

- min_{dls} : mínima distância horizontal (kg/s) para a linha de surto a que o sistema chegou durante a simulação. Valores positivos indicam pontos à direita da linha de surto.
- MS_{util} : margem de surto utilizada, em porcentagem da margem de surto considerada para a linha de controle de surto (aqui denominada MS). Valores negativos indicam que a linha de controle de surto sequer foi cruzada durante a simulação do respectivo cenário. Esse parâmetro é equivalente a min_{dls} , porém visto sob a ótica de margem de surto. Ele pode ser calculado da seguinte forma:

$$MS_{util} = \frac{m_{c_{lcs}} - m_c}{MS},$$

onde $m_{c_{lcs}}$ se refere à vazão sobre a linha de controle de surto que possui a mesma razão de pressão do ponto mais à esquerda que o compressor atingiu durante a simulação.

- ee : erro estacionário, em porcentagem do valor de referência.
- m_{r_m} : vazão média de reciclo (kg/s) ao longo da simulação

4.2.1.2 Sintonia do controle de carga

Para o controle de carga, em todos os casos, foi mantida a mesma sintonia do controle PI, conforme segue:

$$k_p = 0,002 ; \quad k_i = 4,75 \cdot 10^{-6}; \quad k_d = 0,0;$$

4.2.1.3 Resultados com controle PI tradicional

Para o controle PI tradicional, foi utilizado um bloco PID padrão disponível no Matlab/Simulink que possui funcionalidade de anti-windup (ou um bloco equivalente), mantida ativa durante as simulações. O uso dessa funcionalidade foi crucial no caso do PI por conta da forma em que ele opera quando o compressor está à direita da linha de surto (operação normal) conforme descrito na seção 3.6.1.

A Figura 25 mostra um diagrama em Simulink com as principais funções utilizadas nas simulações. Note que a grandeza p_2/p_1 é utilizada como estimativa de p_r para geração do valor de referência (*setpoint*).

Figura 25 – Diagrama de simulação do controle PI tradicional em Simulink

Para se avaliar o efeito de diferentes valores de sintonia do controlador PI, foram realizadas simulações com diferentes conjuntos de valores. Neste trabalho são mostrados os resultados da sintonia que apresentou melhor desempenho, cujos valores são mostrados abaixo:

$$k_p = 0,9 ; \quad k_i = 0,09 ; \quad k_d = 0,0;$$

Para fins ilustrativos, da Figura 26 à Figura 30 temos os resultados obtidos para o Cenário 1. Os gráficos que mostram a resposta do sistema para cada um dos cenários dos casos definidos com controle PI tradicional estão agrupados no Apêndice B.

Figura 26 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle PI tradicional

Figura 27 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional

Figura 28 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional

Figura 29 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional

Figura 30 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional

A Tabela 4-2 resume alguns dos principais parâmetros de desempenho obtidos com o controle PI tradicional.

Tabela 4-2 – Índices de desempenho com controle PI tradicional

	Ponto inicial	$\min_{dls} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$MS_{util}(\%)$	$ee(\%)$	$m_{r_m} \left(\frac{kg}{s} \right)$	Figuras
Cenário 1	P1	-0,69	146,0	0	7,75	B-1; B-3 a B-8; B-11 a B-14
Cenário 2	P2	0,16	89,2	0	6,64	B-15; B-17 a B-22; B-25 a B-28
Cenário 3	P3	0,82	45,5	0	6,8	B-29; B-31 a B-36; B-39 a B-42
Cenário 4	P4	0,44	70,8	0	6,55	B-43; B-45 a B-50; B-53 a B-56
Cenário 5	P1	-0,15	110,1	0	8,65	B-57; B-59 a B-64; B-67 a B-70
Cenário 6	P2	-0,61	140,8	0	8,04	B-71; B-73 a B-78; B-81 a B-84
Cenário 7	P3	1,50	0,0	0	7,82	B-85; B-87 a B-92; B-95 a B-98
Cenário 8	P4	-0,25	116,9	0	8,08	B-99; B-101 a B-106; B-109 a B-112

Esses resultados serão mais bem discutidos a seguir.

4.2.1.3.1 Capacidade de estabilização e proximidade da linha de surto

De uma forma geral, o controle PI foi capaz de estabilizar o sistema em todos os cenários simulados. Como era de se esperar de um controle com ação integral, em todos os casos o erro estacionário foi nulo, o que indica que o controlador foi capaz de fazer com que o sistema estabilizasse exatamente sobre a linha de controle de surto.

Porém, fica evidente, não somente pelos índices da Tabela 4-2, como também pelas figuras correspondentes no Apêndice B, que o controle PI não foi capaz de evitar que o compressor cruzasse a linha de surto nos Cenários 1, 5, 6 e 8. Isso fica evidenciado pelos valores negativos da distância mínima à linha de surto e margens de surto utilizadas maiores que 100%.

Como era de se esperar, nos Cenário 3 e 7, onde o ponto inicial é o mais distanciado da linha de surto entre todos os pontos foram os Cenários em que se obteve a maior distância.

4.2.1.3.2 Esforço de controle e volume de reciclo utilizado

Os gráficos mostrados no Apêndice B mostram claramente que há um pico de esforço de controle logo após o aparecimento do distúrbio (fechamento da válvula em questão). Percebe-se que o sinal de controle praticamente se estabilizou passados poucos segundos na maioria dos cenários, passando a variar de forma bem lenta, em direção ao valor estacionário.

Um aspecto importante é o fato de, em diversos Cenários, o PI somente iniciar a ação de controle alguns instantes após o aparecimento do distúrbio. Isso se explica pelo comportamento do controle PI, que tende a só iniciar a comandar a abertura da válvula uma vez que o sinal de erro se tornar positivo, o que só deveria ocorrer após o compressor cruzar a linha de controle de surto. Há, porém, ainda a contribuição da ação da compensação do valor de referência do PI com a variação da vazão, que

antecipa a ação de controle ao incrementar o valor de referência proporcionalmente à variação da vazão, quando esta é negativa. Caso esse tipo de ação não fosse implementado, o PI em geral tenderia a demorar mais para iniciar a ação de controle. Um caso notório é o do Cenário 7, em que a ação de controle se inicia quase dois segundos após o início do distúrbio, o que é coerente dada a distância do ponto inicial para a linha de controle de surto.

O volume de reciclo utilizado, função direta do sinal de controle gerado, está relacionado ao dispêndio de energia para estabilização do compressor, já que a energia gasta para comprimir novamente a vazão vinda pelo reciclo representa um volume de gás que já foi comprimido e não aproveitado. A discussão com relação a esse volume é mais significativa quando comparada com as demais estratégias de controle consideradas. Vale notar, porém, que a vazão média de reciclo ficou entre valores aproximadamente de 25% a 35% da vazão máxima do compressor considerada (definida no Apêndice A).

4.2.1.3.3 Comportamento oscilatório durante transitórios

Com relação ao comportamento oscilatório, naturalmente a resposta tende a ser mais oscilatória nos casos em que o controlador tem dificuldade em impedir que o sistema cruze a linha de surto. Porém, em todos os casos, não se observou mais que 2 ou 3 ciclos de oscilação com amplitude ainda considerável.

4.2.1.4 Resultados com Gerador de Referências e Controlador PI

Figura 31 – Diagrama de simulação do controle com Gerador de Referências e Controlador PI

Para o controle utilizando o Gerador de Referências e o Controlador PI, foi utilizado o mesmo bloco PID utilizado para o controle PI tradicional, também com ação anti-windup. Aqui também são mostrados os resultados da sintonia que apresentou melhor desempenho, cujos valores são mostrados abaixo:

$$k_p = 0,3; \quad k_i = 0,03; \quad k_d = 0,0;$$

Para fins ilustrativos, da Figura 32 à Figura 36 temos os resultados obtidos para o Cenário 1. Os gráficos que mostram a resposta do sistema para cada um dos cenários dos casos definidos com controle PI com Gerador de Referências estão agrupados no Apêndice B.

Figura 32 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle PI com Gerador de Referências

Figura 33 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI com Gerador de Referências

Figura 34 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI com Gerador de Referências

Figura 35 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI com Gerador de Referências

Figura 36 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI com Gerador de Referências

A Tabela 4-3 mostra os parâmetros de desempenho obtidos com o Gerador de Referências e Controle PI.

Tabela 4-3 – Índices de desempenho com Gerador de Referências e Controlador PI

	Ponto inicial	$\min_{dls} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$MS_{util} (\%)$	$ee (\%)$	$m_{cm} \left(\frac{kg}{s} \right)$	Figuras
Cenário 1	P1	-37,6	2607,0	0	7,91	B-2 a B-14
Cenário 2	P2	-0,62	141,3	0	7,92	B-16 a B-28
Cenário 3	P3	-0,24	116,2	0	7,45	B-30 a B-42
Cenário 4	P4	0,47	68,9	0	8,01	B-44 a B-56
Cenário 5	P1	-38,0	2630,8	0	8,43	B-58 a B-70
Cenário 6	P2	-1,88	225,6	0	7,77	B-72 a B-84
Cenário 7	P3	-3,72	348,1	0	7,29	B-86 a B-98
Cenário 8	P4	-0,28	118,5	0	7,95	B-100 a B-112

Os resultados são discutidos a seguir.

4.2.1.4.1 Capacidade de estabilização e proximidade da linha de surto

Do ponto de vista de estabilização do compressor, o controle com Gerador de Referências e Controlador PI não foi capaz de estabilizar o sistema nos Cenários 1, 5 e 7, como se pode claramente observar pela trajetória resultante no mapa do compressor. Note-se que, embora no Cenário 1 o compressor tenha passado por apenas um ciclo de surto antes de estabilizar, isso não é considerado um desempenho aceitável neste trabalho. Nos demais cenários, esse controle foi capaz de estabilizar o compressor, embora nunca sem cruzar a linha de surto, exceto no Cenário 4. Assim como no controle PI tradicional, a ação integral fez com que o erro estacionário fosse nulo. Percebe-se também, para os casos em que houve estabilização, que a referência de vazão do compressor gerada pelo Gerador de Referência, no que diz respeito ao valor final, está consoante com os valores de referência do controle PI. Porém, pelos gráficos e índices mostrados acima, mesmo nesses casos o desempenho foi claramente inferior ao do controle PI tradicional.

4.2.1.4.2 Esforço de controle e volume de reciclo utilizado

Considerando os casos em que houve estabilização, o esforço de controle apresenta características similares às do controle PI tradicional, ou seja, um pico de esforço logo após o aparecimento do distúrbio com uma passagem para uma variação bem lenta após alguns segundos.

Os gráficos mostrados no Apêndice B mostram claramente que há um pico de esforço de controle logo após o aparecimento do distúrbio (fechamento da válvula em questão). Percebe-se que o sinal de controle praticamente se estabilizou passados poucos segundos na maioria dos cenários, passando a variar de forma bem lenta, em direção ao valor estacionário. Como era de se esperar, pode-se observar uma tendência desse controle a ter uma resposta menos agressiva no início, quando comparado ao controle PI tradicional. Isso pelo fato de o Controlador PI nesse caso ter um ganho bem menor, o que foi adotado pelo fato de com ganhos maiores esse controle apresentar oscilação demasiada. Curiosamente, percebe-se que o volume médio de reciclo utilizado foi maior em vários cenários que o do controle PI tradicional.

A vazão média de reciclo ficou entre valores aproximadamente de 29% a 37% da vazão máxima considerada.

4.2.1.4.3 Comportamento oscilatório durante transitórios

Excetuando-se os cenários em que não houve estabilização, nota-se claramente que o controle GR-PI tende a responder de forma mais suave que o controle PI tradicional. Onde houve estabilização, em geral pôde-se perceber aproximadamente um ciclo de oscilação e em seguida os sinais seguem em direção aos valores estacionários de forma mais suave.

4.2.1.5 Resultados com Gerador de Referências e SMC

Para as alternativas de controle com Gerador de Referências e SMC (GR-SMC1 e GR-SMC3), de forma a simplificar a comparação de desempenho no escopo deste estudo, foram selecionados apenas dois dos cenários de teste para simulação para comparação com as demais estratégias definidas. Para tanto, foi selecionado um dos cenários mais críticos de cada tipo de distúrbio (fechamento da válvula de entrada e da válvula de saída). Dessa forma optou-se por considerar os cenários 1 e 5 para os controles com SMC.

4.2.1.5.1 Resultados com GR-SMC1

A Figura 54 ilustra a implementação da estratégia de controle GR-SMC1 no Matlab/Simulink.

Figura 37 – Diagrama de simulação do controle com controle GR-SMC1 em Simulink

Nas simulações foi utilizado um valor de 0,5 para o parâmetro Δb da camada limite conforme definida na seção 3.6.3.5.

Figura 38 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle GR-SMC1

Figura 39 – Resposta do sistema no Cenário 5 com controle GR-SMC1

Figura 40 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1

Figura 41 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1

Figura 42 – Razão de pressão nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1

Figura 43 – Razão de pressão nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1

Figura 44 – Abertura da válvula de reciclo nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1

Figura 45 – Abertura da válvula de reciclo nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1

Figura 46 – Sinal de controle incremental nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1

Figura 47 – Sinal de controle incremental nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1

Figura 48 – Pressão no *plenum* nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1

Figura 49 – Pressão no *plenum* nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1

Figura 50 – Torque nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1

Figura 51 Torque nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1

Figura 52 – Comportamento de s e $\dot{s}$ no Cenário 1 com controle GR-SMC1

Figura 53 – Comportamento de s e $\dot{s}$ no Cenário 5 com controle GR-SMC1

A Tabela 4-4 resume alguns dos principais parâmetros de desempenho obtidos com o utilizando o Gerador de Referências e SMC tradicional.

Tabela 4-4 – Índices de desempenho com controle GR-SMC1

	Ponto inicial	$\min_{dls} (\frac{kg}{s})$	$MS_{util}(\%)$	$ee(\%)$	$m_{rm} (\frac{kg}{s})$	Figuras
Cenário 1	P1	-0,10	106,7	0	7,9	38; 40 a 52
Cenário 5	P1	-3,47	331,5	0	8,5	39;40 a 51;53

4.2.1.5.1.1 Capacidade de estabilização e proximidade da linha de surto

Pelos gráficos apresentados, fica claro que o controle GR-SMC1 foi capaz de estabilizar o compressor sem oscilações demasiadas apenas no Cenário 1. Embora para o Cenário 5 as simulações mostrem uma estabilização após algum período, em um caso real o funcionamento do compressor já teria sido interrompido não muito tempo após a ocorrência dos distúrbios, mesmo com a falha do controle antissurto, que neste caso claramente não consegue estabilizar o sistema nos instantes iniciais.

Nota-se que, mesmo para o Cenário 1, o controle não teve uma ação capaz de impedir que o sistema cruzasse a linha de surto. No entanto o desempenho neste aspecto ainda assim é claramente melhor que o controle GR-PI e ligeiramente melhor que do

PI tradicional, o que pode ser visto mais claramente pela mínima distância da linha de surto obtida.

Um fato interessante é a ausência de erros estacionários, ainda que esse tipo de controle não conte explicitamente com ação integral e tenha sido feito uso da *boundary layer*, o que tipicamente provocaria o aparecimento de erros estacionários proporcionais à largura da mesma.

4.2.1.5.1.2 Esforço de controle e volume de reciclo utilizado

Dada a natureza da lei de controle utilizada neste caso, ou seja, enquanto o sistema estiver “longe” do sinal de referência, o controle pode oscilar entre valores extremos, também não é de surpreender que o sinal de controle neste caso apresente um pico no início do distúrbio, que é atenuado à medida que o sistema se aproxima da referência. Pelos gráficos de Δx_r , percebe-se claramente a natureza transitória do controle SMC, dado que o mesmo vai a zero após algum tempo, ficando o sistema estável apenas com o valor de x_{rref} . Dado que esse valor de abertura da válvula de reciclo é gerado pelo Gerador de Referências, não é de surpreender que o volume de reciclo utilizado seja muito próximo do controle GR-PI, o que não deveria ocorrer apenas se Δx_r não fosse a zero. Esse fato, aliado à ausência de erros estacionários, também demonstra que o Gerador de Referências, apesar de realizar aproximações por interpolação linear, gera valores de referência para a abertura da válvula de reciclo bastante em concordância com os valores de referência para a vazão do compressor (m_{cref}).

4.2.1.5.1.3 Comportamento oscilatório durante transitórios

De forma similar ao controle GR-PI, pode-se observar no Cenário 1 apenas praticamente um ciclo de oscilação até que o sistema comece a apresentar uma variação mais suave.

Esse tipo de comportamento consistente com as estratégias de controle com o Gerador de Referências sugere que o fato de haver uma atuação imediata e constante por meio do sinal $x_{r_{ref}}$ faz com que o sistema rapidamente interrompa as oscilações de surto rapidamente e entre em um regime de aproximação lenta e suave dos valores de referência.

4.2.1.5.2 Resultados com GR-SMC3

A Figura 54 ilustra a implementação da estratégia de controle GR-SMC3 no Matlab/Simulink.

Figura 54 – Diagrama de simulação do controle com controle GR-SMC3 em Simulink

Nas simulações foram utilizados os seguintes valores para os parâmetros do controlador SMC:

$$W = 1; \quad c_0 = 0,6 \quad ; c_1 = 0,1 \quad ; c_2 = 0,05 \quad ; c_3 = 0,01 \quad ; \alpha = 0,001$$

As figuras abaixo ilustram os resultados obtidos.

Figura 55 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle GR-SMC3

Figura 56 – Resposta do sistema no Cenário 5 com controle GR-SMC3

Figura 57 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC3

Figura 58 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC3

Figura 59 – Razão de pressão nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC3

Figura 60 – Razão de pressão nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC3

Figura 61 – Abertura da válvula de reciclo nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC3

Figura 62 – Abertura da válvula de reciclo nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC3

Figura 63 – Sinal de controle incremental nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC3

Figura 64 – Sinal de controle incremental nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC3

Figura 65 – Pressão no *plenum* nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC3

Figura 66 – Pressão no *plenum* nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC3

Figura 67 – Torque nos Cenários 1 e 5 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC3

Figura 68 Torque nos Cenários 1 e 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC3

Figura 69 – Comportamento de s e $\dot{s}$ no Cenário 1 com controle GR-SMC3

Figura 70 – Comportamento de s e $\dot{s}$ no Cenário 5 com controle GR-SMC3

A Tabela 4-5 resume alguns dos principais parâmetros de desempenho obtidos com o utilizando o controle GR-SMC3.

Tabela 4-5 – Índices de desempenho com controle GR-SMC3

	Ponto inicial	$\min_{dls} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$MS_{util} (\%)$	$ee (\%)$	$m_{rm} \left(\frac{kg}{s} \right)$	Figuras
Cenário 1	P1	-1,46	197,4	0	8,11	55; 57 a 69
Cenário 5	P1	0,11	92,6	0	8,63	56 a 68; 70

4.2.1.5.2.1 Capacidade de estabilização e proximidade da linha de surto

De uma forma geral, com relação à estabilização o controle GR-SMC3 teve um desempenho melhor que o GR-SMC1, pois conseguiu estabilizar o compressor em ambos os casos, embora cruzando largamente a linha de surto no Cenário 1. Assim como nos demais casos, não houve erros estacionários.

4.2.1.5.2.2 Esforço de controle e volume de reciclo utilizado

Com relação aos sinais de controle gerados para o GR-SMC3, vale a pena uma discussão um pouco mais elaborada para esclarecer o comportamento em princípio contraditório do mesmo nos dois cenários.

Percebe-se que para o Cenário 1 o sinal de controle incremental gerado pelo GR-SMC3 se comportou como as demais estratégias de controle, ou seja, apresentou um pico inicial, que deve contribuir para minimizar a aproximação da linha de surto, e que vai esvanecendo à medida que a vazão se aproxima do valor de referência. Porém, no Cenário 5, apesar de ter impedido o compressor de cruzar a linha de surto nos instantes iniciais, o controle apresentou o comportamento oposto até aproximadamente 500s, fazendo com que houvesse uma segunda (e desnecessária) aproximação da linha de surto. Esse comportamento na realidade pode ser explicado pela dinâmica do controle de carga juntamente com a dinâmica da razão de pressão.

Para compensar o aumento abrupto da pressão (p_2) o controle de torque faz com que o mesmo caia rapidamente. Essa queda provoca também uma mudança abrupta e significativa no valor de referência de vazão do informado pelo Gerador de Referências. Embora esses valores de referência de vazão estejam todos sobre a linha de controle de surto para os respectivos torques a dinâmica da razão de pressão não segue na mesma velocidade. Isso faz com que o compressor não siga sua trajetória sobre a linha de controle de surto mas sim se aproxime da linha de surto. A situação somente se inverte à medida que a razão de pressão consegue se aproximar dos valores correspondentes na linha de controle de surto. Deve-se notar que para o GR-SMC1 o mesmo tipo de comportamento da vazão de referência ocorre mas, como a dinâmica do SMC é diferente, o resultado foram as fortes oscilações observadas.

Portanto, neste caso, quanto maior o fator de amortização adotado (α), mais agressiva e representativa será a ação do controle SMC, o que para o Cenário 1 deve ser mais benéfico mas para o Cenário 5 pior.

4.2.1.5.2.3 *Comportamento oscilatório durante transitórios*

Mais uma vez pôde-se observar a tendência do controle com Gerador de Referências de apresentar pouca oscilação, sendo aqui ainda menor que o observado no controle GR-SMC1. Essa melhoria com relação ao GR-SMC1 era esperada justamente pelo fato de se ter utilizado uma lei de controle projetada para que sua derivada primeira seja descontínua e portanto a lei de controle em si contínua. Ora, sendo o controle contínuo, sem a necessidade de recorrer ao artifício da *boundary layer* como no caso do GR-SMC1, a resposta naturalmente tende a ser mais suave.

4.2.2 Consideração de incertezas e distúrbios no modelo do compressor

Não se pretende fazer neste trabalho uma análise de sensibilidade das estratégias de controle consideradas a incertezas no modelo e ocorrência de distúrbios. Porém, foram realizadas algumas simulações incorporando esses elementos de forma a se poder ter uma estimativa preliminar do desempenho do controle com Gerador de Referências sob essas condições em comparação ao controle tradicional.

As incertezas e distúrbios foram incorporados nas simulações da seguinte forma:

- Diminuição em 10% do ganho da válvula de reciclo (K_{v_r}) com relação ao valor nominal
- Diminuição em 10% da constante de tempo do compressor (T_c) com relação ao valor nominal
- Mudança abrupta da pressão de saída (P_s) em 10% no instante $t = 3500s$

Embora o Cenário 5 tenha sido o mais crítico em termos de controle antissurto, não foi considerado para simulação com incertezas e distúrbios pelo fato de os controles GR-PI, GR-SMC1 e GR-SMC3 não terem apresentado resultados satisfatórios para o caso nominal, o que dificultaria uma avaliação com incertezas. Por esse motivo o Cenário 1 foi selecionado para essas simulações. Da mesma forma, o parâmetro Δb do controle GR-SMC1 foi alterado para 0,8, pois com o valor utilizado para o caso nominal (0,5), devido às incertezas incorporadas, houve variações que provocaram oscilações demasiadas que dificultariam a análise dos resultados. E por fim, para os controles SMC, o instante do distúrbio de pressão foi modificado para 6000s e a duração da simulação foi ampliada para 12000s para acomodar mudanças na resposta do GR-SMC3.

Figura 71 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle PI tradicional com distúrbios e incertezas

Figura 72 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle GR-PI com distúrbios e incertezas

Figura 73 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas

Figura 74 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas

Figura 75 – Razão de pressão no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas

Figura 76 – Razão de pressão no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas

Figura 77 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas

Figura 78 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas

Figura 79 – Sinal de controle incremental no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas

Figura 80 – Sinal de controle incremental no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas

Figura 81 – Pressão no *plenum* no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas

Figura 82 – Pressão no *plenum* no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas

Figura 83 – Torque no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas

Figura 84 – Torque no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI com distúrbios e incertezas

Figura 85 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle GR-SMC1 com distúrbios e incertezas

Figura 86 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle GR-SMC3 com distúrbios e incertezas

Figura 87 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas

Figura 88 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas

Figura 89 – Razão de pressão no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas

Figura 90 – Razão de pressão no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas

Figura 91 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas

Figura 92 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas

Figura 93 – Sinal de controle incremental no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas

Figura 94 – Sinal de controle incremental no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas

Figura 95 – Pressão no *plenum* no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas

Figura 96 – Pressão no *plenum* no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas

Figura 97 – Torque no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas

Figura 98 Torque no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-SMC1 e GR-SMC3 com distúrbios e incertezas

Figura 99 – Comportamento de s e $\dot{s}$ no Cenário 1 com controle GR-SMC1 com distúrbios e incertezas

Figura 100 – Comportamento de s e $\dot{s}$ no Cenário 1 com controle GR-SMC3 com distúrbios e incertezas

A Tabela 4-6 mostra os parâmetros de desempenho nessas simulações.

Tabela 4-6 – Índices de desempenho obtidos com incertezas e distúrbios

	Ponto inicial	$\min_{dls} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$MS_{util} (\%)$	$ee (\%)$	$m_{rm} \left(\frac{kg}{s} \right)$	Figuras
PI tradicional						
Cenário 1	P1	-1,07	171,4	0	7,89	71; 73 a 78; 81 a 84
GR-PI						
Cenário 1	P1	-37,0	2567,8	0	8,05	72 a 84
GR-SMC1						
Cenário 1	P1	-0,50	132,4	0,004	7,90	85; 87 a 99
GR-SMC3						
Cenário 1	P1	-1,95	230,2	0,19	9,5	86 a 98; 100

Esses resultados serão mais bem discutidos a seguir.

As quatro estratégias de controle foram capazes de estabilizar o sistema mesmo com os distúrbios e incertezas introduzidas nestas simulações, embora com algumas diferenças significativas que serão comentadas adiante.

Para o controle PI tradicional não se pôde observar diferenças significativas e o mesmo respondeu de forma satisfatória à mudança da pressão de saída. Esse comportamento é esperado pelo fato de esse tipo de controle depender unicamente da medição da vazão do compressor e das pressões p_1 e p_2 .

Para o controle GR-PI poderia se esperar diferenças por conta das incertezas e particularmente o distúrbio da mudança na pressão de saída no comportamento do Gerador de Referências. Porém, vale a pena analisar com um pouco mais de cuidado os efeitos esperados dessas mudanças. Com relação à variação no valor da constante de tempo do compressor, lembramos que essa variável afeta apenas a dinâmica do sistema e portanto não entra nos cálculos efetuados pelo valor de referências. Se retomarmos o procedimento de cálculo descrito na seção 3.6.2.1.3.1, vemos que a abertura da válvula de reciclo interfere no valor calculado de $x_{r_{ref}}$ quando a ação antissurto é necessária, que é o caso em questão. Logo, poderia-se esperar uma

diferença por conta de valores diferentes para o sinal de referência da abertura da válvula de reciclo. Além disso, deve-se considerar que a mudança de P_s interfere no cálculo de p_1 e consequentemente p_2 , m_e e m_r . Ou seja, seria de se esperar que o valor de referência para a vazão levasse o sistema para um ponto não exatamente sobre a linha de controle de surto.

Porém, quando se analisam os resultados da simulação com mais detalhes, se observa que o ponto atingido após os transitórios causados pelo distúrbio da pressão de saída é o mesmo para o qual o sistema havia convergido anteriormente. Primeiramente, deve-se observar que mesmo após o aparecimento desse distúrbio, a vazão de referência não se altera, pois os valores de saída do Gerador de Referências dependem unicamente de x_e , x_s e τ_d . Os dois primeiros são mantidos deliberadamente constantes e o último, embora dependa do controle de carga, neste caso se manteve constante no valor máximo pois já estava saturado antes do distúrbio da pressão de saída e se mantém saturado após o mesmo. Sendo assim, o valor de referência não se altera. A Figura 101 mostra o sinal de controle incremental para o caso nominal e com distúrbio. Pode-se perceber claramente que no caso com distúrbio este sinal não converge para zero à medida que os transitórios se esvanecem. Isso demonstra claramente que o controle PI não age como se o modelo adotado pelo Gerador de Referências fosse perfeito, que neste caso não é e sua ação tende a compensar as diferenças entre o modelo utilizado na simulação (com erros) e o nominal. A Figura 102, que mostra a vazão de reciclo no momento do distúrbio de pressão, corrobora essa afirmação pois os valores de equilíbrio diferem, mostrando que o equilíbrio se altera para que o sistema atinja o mesmo ponto final.

Figura 101 – Sinal de controle incremental com controle GR-PI para o Cenário 1 para o caso nominal e com distúrbio após o aparecimento do distúrbio de pressão

Figura 102 – Vazão do compressor com controle GR-PI para o Cenário 1 para o caso nominal e com distúrbio após o aparecimento do distúrbio de pressão

Para os controles GR-SMC1 e GR-SMC3, assim como para os casos em que temos controle PI, o valor de referência não se altera com relação ao caso nominal. Porém nota-se claramente que, antes do aparecimento do distúrbio de pressão, o sistema não converge exatamente para o valor de referência de vazão. Pela Tabela 4-6 é possível observar um erro estacionário, ainda que relativamente pequeno. Para o controle SMC1, dado que este depende unicamente do valor de referência de vazão

e da vazão em si, essa diferença só pode ser explicada pelo uso da *boundary layer*, que pode provocar justamente erros estacionários de magnitude dentro dos limites da mesma. Para o GR-SMC3, dada a sua dependência explícita dos diversos parâmetros da planta, também não é de estranhar que essa diferença se manifeste.

Após o aparecimento do distúrbio de pressão, pode-se observar que com o SMC1 o sistema estabiliza em um valor de vazão um pouco menor que o valor anterior, mesmo que a referência não dependa da pressão de saída. Mais uma vez, pode-se atribuir essa diferença ao uso da *boundary layer*. Já o controle GR-SMC3, por depender mais explicitamente desse parâmetro, claramente se desvia para valores bem distantes do esperado, gerando sinais de controle demasiadamente altos, o que faz com que a válvula sature permanentemente em 100%.

Figura 103 – Sinal de controle incremental com controle GR-SMC1 para o Cenário 1 para o caso nominal e com distúrbio

Figura 104 – Vazão do compressor com controle GR-SMC1 para o Cenário 1 para o caso nominal e com distúrbio após o aparecimento do distúrbio de pressão

5 DISCUSSÃO E CONCLUSÕES

Com base nos resultados mostrados no capítulo 4, o texto a seguir apresenta uma discussão em cima dos mesmos e traça conclusões a respeito.

5.1 Discussão sobre os resultados com o Gerador de Referências

Primeiramente observa-se que não foram encontradas inconsistências nos valores gerados pelo Gerador de Referências durante as simulações. Particularmente, os valores para os quais a vazão do compressor convergiu quando houve estabilização estão de acordo com os valores obtidos para o controle PI tradicional. Isso sugere que a estratégia de considerar resultados do sistema de equações à direita da linha de controle de surto como válidos e à esquerda como inválidos, tal como descrito na seção 3.6.2.1.3.1 é consistente.

Um aspecto importante do problema de controle antissurto de compressores se refere a incertezas no modelo da planta, não somente na localização exata da linha de surto como também nos parâmetros do modelo. Vale notar que, embora não seja considerado de forma extensa no escopo dessa dissertação, em uma aplicação real é importante considerar o efeito de incertezas nos parâmetros nos resultados obtidos com o Gerador de Referências. Há particularmente duas situações distintas que podem surgir de diferenças entre os valores utilizados nos cálculos e valores reais de um sistema de compressão. Primeiramente o Gerador de Referências pode identificar um determinado ponto como sendo estável, ou seja, que não necessite de abertura da válvula de reciclo quando na verdade o mesmo é instável. Isso pode fazer com que o sistema seja incapaz de identificar a iminência do surto neste caso e não tome ação de forma a estabilizar o compressor. Em segundo, o oposto pode ocorrer, fazendo com que o Gerador de Referências identifique erroneamente um ponto como sendo instável e ordene abertura da válvula de reciclo, causando distúrbios desnecessários ao processo.

Não se espera que incertezas nos parâmetros gerem discrepâncias tais como mudança expressiva no formato do perfil de soluções obtidas (Figura 22). É possível

que um simples aumento da margem de surto (ou seja, deslocamento da linha de controle de surto) seja suficiente para conter os efeitos das incertezas de forma segura. Porém, para identificar exatamente qual a influência dessas incertezas, uma análise mais específica precisa ser feita. Vale notar que, embora o modelo completo da planta envolva diversos parâmetros, o Gerador de Referências faz uso apenas dos ganhos das válvulas, das pressões de entrada e saída e coeficientes da função característica do compressor (p_{ree}), conforme equações mostradas na seção 3.6.2.1.3.1 (embora para o cálculo de ω_c sejam necessários outros parâmetros, seu valor de referência não está sendo realmente utilizado nas leis de controle aqui consideradas).

Diretamente relacionada às duas situações de possível erro do Gerador de Referências mencionadas acima, temos ainda a questão da adequação da definição dos valores discretos das variáveis manipuladas utilizados para definir a nuvem de pontos. Mesmo sem a consideração de incertezas no modelo, o mesmo tipo de situação descrita acima poderia ocorrer na região em que ocorre a transição entre os pontos estáveis e instáveis, caso a resolução da nuvem de pontos seja baixa nessa região. Por erro de aproximação o controlador pode cair em uma das situações descritas. Porém, conforme verificado nas simulações realizadas, para a definição adotada aqui, a solução de interpolação linear dos valores pré-calculados parece ter sido plenamente satisfatória, ou seja, os valores de referência gerados parecem ter guiado o sistema adequadamente para pontos sobre a linha de controle de surto.

Um aspecto que não pôde ser completamente esclarecido e exigiria maior investigação em uma aplicação real se refere ao motivo pelo qual para torques abaixo de 460Nm e aberturas das válvulas de entrada e saída abaixo de 20% o algoritmo do Gerador de Referências não foi capaz de calcular soluções válidas.

5.2 Discussão sobre os resultados das simulações de cenários de teste

Dentre os cenários de teste especificados na seção 4.2.1.1 é esperado que os Cenários 1, 2, 5 e 6 sejam os mais críticos, pois nessas situações o compressor se encontra bastante próximo da linha de controle de surto e consequentemente também da linha de surto. Dada a natureza bastante rápida do surto, é de se esperar que os

controladores tenham alguma dificuldade em impedir que o sistema não ultrapasse a linha de controle de surto nesses cenários, o que se confirmou em diversos dos cenários simulados.

De uma forma geral, da forma como foram implementadas as estratégias de controle que utilizam o Gerador de Referências, não se pode afirmar que houve uma melhora de desempenho com relação ao controle PI tradicional. Para alguns cenários e controladores houve um desempenho melhor, porém, ao se avaliar os resultados de uma forma geral, o PI tradicional teve um desempenho superior, particularmente quando se considera a questão de distúrbios e incertezas.

O controle GR-PI apresentou, na maior parte dos cenários simulados, um desempenho comparável ao PI tradicional porém, dada a necessidade de se utilizar ganhos menores para não introduzir oscilações demasiadas, em geral inferior.

Já os controles com SMC chegam a apresentar resultados melhores no Cenário 1 para o caso nominal, mas já não ocorre o mesmo no Cenário 5. Quando se considera incertezas e o distúrbio de pressão o resultado claramente é pior do que o GR-PI.

5.3 Considerações gerais

Embora não tenha sido considerado no escopo deste trabalho, dada a capacidade do Gerador de Referências de “prever” o ponto de operação resultante inclusive fora da área de atuação do controle antissurto (em operação normal), pode-se imaginar uma extensão do controle proposto como um controle integrado antissurto e controle de carga do compressor. Essa abordagem exigiria obviamente a consideração também dos requisitos de um sistema de controle de carga.

Com base nos resultados obtidos nas simulações com incertezas e distúrbio na pressão de saída, é possível que o controle GR-SMC3 se beneficie de um esquema de controle em que o a razão de pressão fosse uma segunda variável controlada. Como exemplo desse tipo de abordagem pode-se citar o trabalho de Cortinovis et al. (2012), em que o torque é utilizado como atuador auxiliar na ação antissurto.

O que se pode notar pelas simulações realizadas é que uma lei de controle eficiente para ação antissurto possui a característica de apresentar um pico ação de controle

logo nos instantes iniciais do distúrbio, de forma a minimizar a aproximação da linha de surto. Nesse aspecto, o Gerador de Referências poderia ser avaliado visto dentro de um esquema de controle antissurto por detecção de surto, onde, conforme mencionado na seção 3.1, poucos trabalhos podem ser encontrados, talvez pela dificuldade em se detectar o aparecimento de surto de forma efetiva e rápida o suficiente. A vantagem aqui seria o fato de o Gerador de Referências não depender de medições das variáveis para detectar a iminência de surto, mas sim apenas dos valores instantâneos das variáveis manipuladas.

5.4 Aspectos práticos de implementação

É interessante notar alguns aspectos que devem ser de relevância quando de uma implementação prática do controle utilizando o Gerador de Referências.

Primeiramente, para a tecnologia atualmente disponível de controladores industriais (controladores lógicos programáveis e similares), a implementação do controle PI tradicional não apresenta grandes dificuldades em termos de carga de processamento e memória. O uso do Gerador de Referências deve aumentar significativamente o uso de memória e, com a necessidade da interpolação, parcialmente o uso da capacidade de processamento. Porém não se espera que haja impedimento para aplicação do mesmo com a tecnologia atual.

Deve-se notar também que o uso de controladores como o GR-SMC3 pode aumentar significativamente a dificuldade de ajustes de parâmetros de sintonia, não só pelo número de parâmetros como também pela complexidade da lei de controle, o que dificulta a avaliação do impacto da mudança de um determinado parâmetro. Além disso, leis de controle como essa exigem um aparato de medição mais complexo, por depender de um número maior de variáveis, ou a implementação de observadores de estado que introduzem maior complexidade.

5.5 Conclusões finais

Do presente trabalho, com base nos resultados obtidos pode-se concluir que esquemas de controle antissurto com o uso do Gerador de Referências têm o

potencial de serem utilizados como alternativa ao esquema de controle antissurto tradicional. Para tanto, porém, dependem principalmente dos seguintes fatores:

- escolha adequada da lei de controle por realimentação de forma que se produza uma ação de controle incremental mais agressiva logo nos instantes iniciais do distúrbio e que a mesma esvaneça após esse período.
- uso de uma lei de controle por realimentação que seja capaz de compensar incertezas e distúrbios (questão da robustez). Para tanto, leis de controle que não tenham dependência de muitos parâmetros da planta devem ter maior probabilidade de sucesso. Pode ser necessário o uso de leis de controle que possuam esquema adaptativo para compensar incertezas ou um esquema auxiliar de validação e correção dos valores sendo gerados.

Deve-se ressaltar que, conforme discussões realizadas, o esquema aqui proposto tem um caráter preliminar e ainda dependeria de maior investigação e desenvolvimento, particularmente com relação à robustez do mesmo a incertezas e distúrbios, para permitir a aplicação prática.

Também ficou claro que o controle PI tradicional, apesar da sua relativa simplicidade, é consideravelmente eficiente em impedir a aproximação da linha de surto assim como em se adaptar a variações de parâmetros da planta ou a distúrbios. Não é de surpreender, portanto, a sua aplicação em larga escala na indústria.

5.6 Sugestões para trabalhos futuros

Com base nos resultados e discussões apresentados também é possível delinear algumas linhas de trabalho futuro conforme segue:

- verificação da mínima resolução do conjunto de valores discretos da nuvem de pontos do Gerador de Referências que ainda permite interpolação linear (ou de outro tipo) sem erros de aproximação significativos. Isso contribuiria para minimização da carga de memória e processamento em uma aplicação real.
- avaliação do desempenho de controladores por realimentação associados ao Gerador de Referências mas que utilizassem outras variáveis além da vazão

do compressor como variável controlada (como por exemplo a vazão de reciclo). Esse tipo de abordagem não seria diretamente aplicável com o esquema tradicional, pois não se teria valores de referência para essas variáveis, os quais o Gerador de Referências é capaz de calcular.

- análise de sensibilidade do Gerador de Referências a incertezas nos parâmetros da planta ou proposição de melhorias no mesmo para compensação dessa variação através de um esquema de validação dos valores de referência sendo gerados com relação a medições em tempo real.
- avaliação do uso do Gerador de Referências como base para um controle integrado antissurto e de carga.

6 REFERÊNCIAS

ALMASI, A. Latest techniques and practical notes on anti-surge systems for centrifugal compressors. *Australian Journal of Mechanical Engineering*, v. 10, n. 1, p. 81-90, 2012.

AL-MAWALI, S. Compressor surge control using a variable area throttle and fuzzy logic control. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, v. 32, n. 4, p. 347-375, 2010.

BARTOLINI, G. et al. Compressor surge active control via throttle and CCV actuators. A second-order sliding-mode approach. *International Workshop on Variable Structure Systems*, Antalya. p. 274-279, 2008a.

_____. Compressor surge suppression by second-order sliding mode control technique. *Proceedings of the 17th IFAC World Congress*, Seoul. v. 17, n.1, p. 6238-6244, 2008b.

BARTOLINI, G.; FERRARA, A.; USAI, E. Chattering avoidance by second-order sliding mode control. *IEEE Transactions on Automatic Control*, v. 43, n. 2, p. 241-246, 1998.

BLANCHINI, F.; GIANNATTASIO, P. An adaptive control scheme for surge suppression. *Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control*, Orlando. v. 2, p. 1280 -1285, 2001.

BOHAGEN, B. **Active surge control of centrifugal compression systems**. 2007. 215 p. Tese (Doutorado) – Department of Engineering Cybernetics, Faculty of Information Technology, Mathematics and Electrical Engineering, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 2007.

BOHAGEN, B.; GRAVDAHL, J. T. On active surge control of compressors using a mass flow observer. *Proceedings of the 41st IEEE Conference on Decision and Control*, Las Vegas. v. 4, p. 3684 - 3689, 2002.

BRUN, K.; NORED, M. **Application Guideline for Centrifugal Compressor Surge Control Systems**. Dallas: Gas Machinery Research Council, 2008. 105 p. Versão 4.3.

CHI, J. N.; PADUANO, J. D. New concepts for active control of rotating stall and surge. *American Control Conference*, 2008, Seattle. p. 2435-2442.

CONTINUOUS CONTROL SOLUTIONS. **Surge Prevention Controller Datasheet**. [S.l.]: 2007. 6 p. Documento número DS.SPC.E.003.071009.DOC.

CORTINOVIS, A. et al. Model Predictive Anti-Surge Control of Centrifugal Compressors with Variable-Speed Drives. Proceeding of the 2012 IFAC Workshop on Automatic Control in Offshore Oil and Gas Production, Trondheim. v. 1, n.1, p. 251-256, 2012.

DAROOGHEH, N.; JAHED-MOTLAGH, M. R.; BEHESHTI, M. T. H. Robust adaptive control of surge instability in a centrifugal compressor with variable speed. American Control Conference, Baltimore. p. 5056-5061, 2010.

DE JAGER, B. Rotating stall and surge control: A survey. Proceeding of the 34th Conference on Decision & Control, New Orleans. v. 2, p. 1857-1862, 1995.

DECARLO, R. A.; ZAK, S. H.; DRAKUNOV, S. V. Variable Structure, Sliding-Mode Controller Design. In: LEVINE, W. S. **The Control Handbook**. 1st Ed. [S.I.]: CRC Press. p. 941-951, 1996.

DECARLO, R. A.; ZAK, S. H.; MATTHEWS, G. P. Variable structure control of nonlinear multivariable systems: a tutorial. **Proceedings of the IEEE**, v. 76, n. 3, p. 212-232, 1988.

DIMITRIOS, V.; PETROPOULOS, G. Industrial Compressor Anti-Surge Computer Control. **International Journal of Computer and Information Engineering**, v. 1, n. 8, p. 482-485, 2007.

DUKLE, N.; NARAYANAN, K. Validating anti-surge control systems. **Petroleum technology quarterly**, p. 1-5, 2003. Edição Q3-2003.

FONTAINE, D. et al. Nonlinear control experiments on an axial flow compressor. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, v. 12, n. 5, p. 683-693, 2004.

FRIDMAN, L.; LEVANT, A. Higher Order Sliding Modes as a Natural Phenomenon in Control Theory. In: GAROFALO, F.; GLIELMO, L. **Lecture Notes in Control and Information Sciences: Robust Control via Variable Structure and Lyapunov Techniques**. [S.I.]: Springer-Verlag, 1996, v. 207, p. 107-133.

GHANBARIANAEENI, A.; GHAZANFARIHASHEMI, G. Protecting a centrifugal compressor from surge. Pipeline & Gas Journal, v. 239, n. 3, p. 60-65, 2012.

GRAVDAHL, J. T. **Modeling and control of surge and rotating stall in compressors**. 1998. 141 p. Tese (Doutorado) - Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 1998.

GRAVDAHL, J. T.; EGELAND, A.; VATLAND, S. O. Active surge control of centrifugal compressors using drive torque. Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control, Orlando. p. 1286 -1291, 2001.

GRAVDAHL, J. T.; EGELAND, O. Centrifugal compressor surge and speed control. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, v. 7, n. 5, p. 567-579, 1999.

GRAVDAHL, J. T. Drive torque actuation in active surge control of centrifugal compressors. *Automatica*, v. 38, n. 11, p. 1881-1893, 2002.

GRAVDAHL, J. T. et al. Modeling of Surge in Free-Spool Centrifugal Compressors: Experimental Validation. *Journal of Propulsion and Power*, v. 20, n. 5, p. 849-857, 2004.

GRAVDAHL, J. T.; EGELAND, O. Speed and surge control for a low order centrifugal compressor model. *Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Control Applications*, Hartford. p. 344-349, 1997.

GRAVDAHL, J. T.; EGELAND, O. Two results on compressor surge control with disturbance rejection. *Proceedings of the 37th IEEE Conference on Decision and Control*, Tampa. v. 3, p. 2563 -2568, 1998.

GREITZER, E. M. Surge and rotating stall in axial flow compressors - Part I: Theoretical compression system model. *Journal of Engineering for Power*, v. 98, n. 2, p. 190-198, 1976.

GRONG, T. S. **Modeling of Compressor Characteristics and Active Surge Control**. 2009. 85 p. Dissertação (Mestrado) – Department of Engineering Cybernetics, Faculty of Information Technology, Mathematics and Electrical Engineering, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 2009.

GU, G.; SPARKS, A.; BANDA, S. S. An overview of rotating stall and surge control for axial flow compressors. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, v. 7, n. 6, p. 639-647, 1999.

HAFIFA, A.; LAROUSSI, K.; LAAOUAD, F. Robust fuzzy fault detection and isolation approach applied to surge in centrifugal compressor modeling and control. *Fuzzy Information and Engineering*, v. 2, n. 1, p. 49-73, 2010.

HELVOIRT, J. V. **Centrifugal compressor surge: modeling and identification for control**. 2007. 200 p. Tese (Doutorado) - Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 2007.

HELVOIRT, J. V. et al. A high-speed valve for surge control in a centrifugal compression system. *16th IEEE International Conference on Control Applications*, Singapura. p. 682-687, 2007.

HUNG, J. Y.; GAO, W.; HUNG, J. C. Variable structure control: a survey. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, v. 40, n. 1, p. 2-22, 1993.

KANG, W. et al. Surge control and test functions for axial flow compressors. *Proceedings of the 1997 American Control Conference*, Albuquerque. v. 6, p. 3721 - 3725, 1997.

KRSTIC, M. et al. Backstepping designs for jet engine stall and surge control. Proceedings of the 34th IEEE Conference on Decision and Control, New Orleans. v. 3, p. 3049 -3055, 1995.

KRSTIC, M. et al. Useful nonlinearities and global stabilization of bifurcations in a model of jet engine surge and stall. IEEE Transactions on Automatic Control, v. 43, n. 12, p. 1739-1745, 1998.

LEONESSA, A.; HADDAD, W. M.; LI, H. Global stabilization of centrifugal compressors via stability-based switching controllers. Proceedings of the 37th IEEE Conference on Decision and Control, Kohala Coast. v. 2, p. 2569 -2574, 1998.

LEVANT, A.; PAVLOV, Y. Generalized homogeneous quasi-continuous controllers. International Journal of Robust and Nonlinear Control, v. 18, p. 385-398, 2007.

LI, H.; LEONESSA, A.; HADDAD, W. M. Globally stabilizing controllers for a centrifugal compressor model with spool dynamics. Proceedings of the 1998 American Control Conference, Philadelphia. v.4, p. 2160 -2164, 1998.

LIAW, D.-C.; REN, S. M.; CHANG, S.-T. A feedback linearization design for compressor surge control. IEEE International Conference on Industrial Technology, Chengdu. p. 1-6, 2008.

MCLIN, R. A guide to effectively executing compressor control retrofits, 2012.
Disponível em:

<<http://www.isa.org/InTechTemplate.cfm?template=/ContentManagement/ContentDisplay.cfm&ContentID=91330>>. Acesso em: 11 jan. 2013.

MCMILLAN, G. **Centrifugal and Axial Compressor Control**. New York: Momentum Press, 2010. 160 p.

MCMILLAN, G. Compressor Surge and Stall Detection and Prevention, 2012.

Disponível em: <<http://modelingandcontrol.com/2012/01/compressor-surge-and-stall-detection-and-prevention/>>. Acesso em: 11 jan. 2013.

MENON, S.; FURMAN, A.; KROK, M. Detection Of Surge Precursors In Locomotive Turbocharger. IEEE International Conference on Industrial Technology, Mumbai. p. 3067-3071, 2006.

MOHAMMED, M. I. et al. Surge avoidance using speed and valve methodologies controlled by PID, fuzzy and neural networks approaches. International Conference on Computer Engineering Systems, Cairo. p. 73-78, 2011.

MONTAZERI-GH, M.; ALLERTON, D. J.; ELDER, R. L. Active control of surge in an aircraft compressor. UKACC International Conference on Control '96, [S.I.]. v. 1, p. 608 – 613, 1996.

MOORE, F. K.; GREITZER, E. M. A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part I—Development of Equations. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 108, n. 1, p. 68-76, 1986.

MURPHY, K. M. et al. On modeling surge avoidance controllers (SAC) in compressors: design procedure. *Proceedings of 1995 American Control Conference*, Seattle. v. 4, p. 2473-2477, 1995.

RASMUSSEN, P.; KURZ, R. Centrifugal Compressor Applications - Upstream and Midstream. *Proceedings of the 38th Turbomachinery Symposium*, Houston. p. 169-186, 2009.

ROCKWELL AUTOMATION. **Single Stage Compressor Controller User Manual**. [S.I.]: 2012. 190 p. Documento número 1711-UM002-EN-P.

ROLLINS, J. P. **Manual de Ar Comprimido e Gases**. São Paulo: Prentice Hall, 2004. 882 p.

SANADGOL, D.; MASLEN, E. Effects of actuator dynamics in active control of surge with magnetic thrust bearing actuation. *Proceedings of the IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, Monterey. p. 1091-1096, 2005.

SHEHATA, R. S.; ABDULLAH, H. A.; AREED, F. Fuzzy logic surge control in constant speed centrifugal compressors. *Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering*, Niagara Falls. p. 653-658, 2008.

SHEHATA, R. S.; ABDULLAH, H. A.; AREED, F. Variable structure surge control for constant speed centrifugal compressors. *Control Engineering Practice*, v. 17, n. 7, p. 815-833, 2009.

SHTESSEL, Y. B.; FRIDMAN, L.; ZINOBER, A. Higher order sliding modes. *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, v. 18, n. 4-5, p. 381-384, 2008.

SIRA-RAMÍREZ, H. On the dynamical sliding mode control of nonlinear systems. *International Journal of Control*, v. 57, n. 5, p. 1039-1061, 1993.

SUN, T.; XU, G.; ZHANG, C. Self-adaptive Surge Adjustment based on Fast Correlation Integral Method in Centrifugal Compressors. *IEEE International Conference on Automation Science and Engineering*, Shanghai. p. 661-666, 2006.

WHITE, R. C.; KURZ, R. Surge Avoidance for Centrifugal Compressor Systems. *Proceedings of the 35th Turbomachinery Symposium*, Houston. p. 123-134, 2006.

WILLEMS, F. P. T. **Modeling and bounded feedback stabilization of centrifugal compressor surge**. 2000. 110 p. Tese (Doutorado) - Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 2000.

YOON, S. Y.; LIN, Z.; ALLAIRE, P. E. Design and implementation of a surge controller for an AMB supported compressor in the presence of piping acoustics. 50th IEEE Conference on Decision and Control and European Control Conference, Orlando. p. 1627-1632, 2011.

YOUNG, K. D.; UTKIN, V. I. A control engineer's guide to sliding mode control. Variable Structure Systems, v. 7, n. 3, p. 328-342, 1996.

APÊNDICE A – VALORES NUMÉRICOS UTILIZADOS

A tabela a seguir mostra os valores numéricos considerados para fins de cálculos ou simulações realizados.

Variável	Símbolo	Valor considerado	Unidade
Pressão de entrada	P_e	$4,4 \cdot 10^5$	Pa
Pressão de saída	P_s	$13,92 \cdot 10^5$	Pa
Ganho da válvula de entrada	K_{v_e}	0,104	$\frac{m^3}{s} Pa$
Ganho da válvula de saída	K_{v_s}	0,0312	$\frac{m^3}{s} Pa$
Ganho da válvula de reciclo	K_{v_r}	0,0173	$\frac{m^3}{s} Pa$
Diâmetro do compressor	D_T	0,45	m
Velocidade do som	S_{Som}	311,3638	m/s
Fator de escorregamento	σ_{slip}	0,9	-
Momento de inércia do compressor	J	880,3	$kg \cdot m^2$
Constante de tempo da razão de pressão	T_c	100	$1/s$
Constante de tempo da válvula de reciclo	T_r	1	$1/s$
Razão entre seção e comprimento equivalente do duto	$\frac{A}{L}$	$7,4836 \cdot 10^{-4}$	m
Coeficientes da função característica do compressor	a_1	-0,0853	-
	a_2	-0,1130	s/kg
	a_3	-0,0073	$(s/kg)^2$
	a_4	$-8,4978 \cdot 10^{-5}$	$(s/kg)^3$
	b_1	$3,2385 \cdot 10^{-4}$	$(\frac{1}{rpm})$
	b_2	$1,7121 \cdot 10^{-5}$	$(\frac{1}{rpm})(\frac{s}{kg})$
	b_3	$6,2696 \cdot 10^{-7}$	$(\frac{1}{rpm})(\frac{s}{kg})^2$
	b_4	$-2,2230 \cdot 10^{-8}$	$(\frac{1}{rpm})(\frac{s}{kg})^3$

Os valores de abertura das válvulas de entrada e saída (x_e e x_s) são sempre considerados de 0,2 a 1,0 e da válvula de reciclo (x_r) de 0,0 a 1,0. O torque do compressor (τ_d) considera-se de 400 a 1200 Nm .

Os valores utilizados para os parâmetros da linha de surto são:

$$a_{ls} : 0,4484 \quad b_{ls} : -0,5516 \text{ (kg/s)}$$

Para a linha de controle de surto foi considerada uma margem de surto (MS) de 1,5 (kg/s).

Sendo assim os parâmetros da linha de controle de surto são:

$$a_{lcs} : 0,4484 \quad b_{lcs} : -0,5516 - 1,5 \cdot 0,4484 = -1,2242 \text{ (kg/s)}$$

APÊNDICE B – ILUSTRAÇÃO DAS SIMULAÇÕES COM CONTROLE PI TRADICIONAL E GR-PI

Os gráficos a seguir mostram as respostas originadas na simulação dos 8 cenários de teste definidos na seção 4.2.1.1 com controle antissurto utilizando o controle PI tradicional e GR-PI.

Cenário 1 – PI tradicional – Mapa do compressor

Figura B-1 – Resposta do sistema no Cenário 1 e controle PI tradicional

Cenário 1 – PI com Gerador de Referências – Mapa do compressor

Figura B-2 – Resposta do sistema no Cenário 1 com controle PI com Gerador de Referências

Cenário 1 – Vazão do compressor – período completo da simulação

Figura B-3 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 1 – Vazão do compressor – período inicial do distúrbio

Figura B-4 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 1 – Razão de pressão – período completo da simulação

Figura B-5 – Razão de pressão no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 1 – Razão de pressão – período inicial do distúrbio

Figura B-6 – Razão de pressão no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 1 – Abertura da válvula de reciclo – período completo da simulação

Figura B-7 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 1 – Abertura da válvula de reciclo – período inicial do distúrbio

Figura B-8 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 1 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo – período completo da simulação

Figura B-9 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle GR-PI

Cenário 1 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo – período inicial do distúrbio

Figura B-10 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-PI

Cenário 1 – Pressão no *plenum* – período completo da simulação

Figura B-11 – Pressão no *plenum* no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 1 – Pressão no *plenum* – período inicial do distúrbio

Figura B-12 – Pressão no *plenum* no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 1 – Torque – período completo da simulação

Figura B-13 – Torque no Cenário 1 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 1 – Torque – período inicial do distúrbio

Figura B-14 – Torque no Cenário 1 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 2 – PI tradicional – Mapa do compressor

Figura B-15 – Resposta do sistema no Cenário 2 com controle PI tradicional

Cenário 2 – PI com Gerador de Referências – Mapa do compressor

Figura B-16 – Resposta do sistema no Cenário 2 com controle PI e Gerador de Referências

Cenário 2 – Vazão do compressor – período completo da simulação

Figura B-17 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) Cenário 2 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 2 – Vazão do compressor – período inicial do distúrbio

Figura B-18 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 2 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 2 – Razão de pressão – período completo da simulação

Figura B-19 – Razão de pressão no Cenário 2 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 2 – Razão de pressão – período inicial do distúrbio

Figura B-20 – Razão de pressão no Cenário 2 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 2 – Abertura da válvula de reciclo – período completo da simulação

Figura B-21 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 2 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 2 – Abertura da válvula de reciclo – período inicial do distúrbio

Figura B-22 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 2 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 2 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo – período completo da simulação

Figura B-23 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 2 durante todo o período de simulação com controle GR-PI

Cenário 2 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo – período inicial do distúrbio

Figura B-24 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 2 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-PI

Cenário 2 – Pressão no *plenum* – período completo da simulação

Figura B-25 – Pressão no *plenum* no Cenário 2 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 2 – Pressão no *plenum* – período inicial do distúrbio

Figura B-26 – Pressão no *plenum* no Cenário 2 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 2 – Torque – período completo da simulação

Figura B-27 – Torque no Cenário 2 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 2 – Torque – período inicial do distúrbio

Figura B-28 – Torque no Cenário 2 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 3 – PI tradicional – Mapa do compressor

Figura B-29 – Resposta do sistema no Cenário 3 com controle PI tradicional

Cenário 3 – PI com Gerador de Referências – Mapa do compressor

Figura B-30 – Resposta do sistema no Cenário 3 com controle PI e Gerador de Referências

Cenário 3 – Vazão do compressor – período completo da simulação

Figura B-31 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 3 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 3 – Vazão do compressor – período inicial do distúrbio

Figura B-32 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 3 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 3 – Razão de pressão – período completo da simulação

Figura B-33 – Razão de pressão no Cenário 3 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 3 – Razão de pressão – período inicial do distúrbio

Figura B-34 – Razão de pressão no Cenário 3 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 3 – Abertura da válvula de reciclo – período completo da simulação

Figura B-35 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 3 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 3 – Abertura da válvula de reciclo – período inicial do distúrbio

Figura B-36 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 3 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 3 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo – período completo
da simulação

Figura B-37 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 3 durante todo o período de simulação com controle GR-PI

Cenário 3 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo – período inicial do
distúrbio

Figura B-38 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 3 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-PI

Cenário 3 – Pressão no *plenum* – período completo da simulação

Figura B-39 – Pressão no *plenum* no Cenário 3 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 3 – Pressão no *plenum* – período inicial do distúrbio

Figura B-40 – Pressão no *plenum* no Cenário 3 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 3 – Torque – período completo da simulação

Figura B-41 – Torque no Cenário 3 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 3 – Torque – período inicial do distúrbio

Figura B-42 – Torque no Cenário 3 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 4 – PI tradicional – Mapa do compressor

Figura B-43 – Resposta do sistema no Cenário 4 com controle PI tradicional

Cenário 4 – PI com Gerador de Referências – Mapa do compressor

Figura B-44 – Resposta do sistema no Cenário 4 com controle PI e Gerador de Referências

Cenário 4 – Vazão do compressor – período completo da simulação

Figura B-45 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 4 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 4 – Vazão do compressor – período inicial do distúrbio

Figura B-46 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 4 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 4 – Razão de pressão – período completo da simulação

Figura B-47 – Razão de pressão no Cenário 4 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 4 – Razão de pressão – período inicial do distúrbio

Figura B-48 – Razão de pressão no Cenário 4 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 4 – Abertura da válvula de reciclo – período completo da simulação

Figura B-49 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 4 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 4 – Abertura da válvula de reciclo – período inicial do distúrbio

Figura B-50 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 4 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 4 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo – período completo da simulação

Figura B-51 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 4 durante todo o período de simulação com controle GR-PI

Cenário 4 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo – período inicial do distúrbio

Figura B-52 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 4 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-PI

Cenário 4 – Pressão no *plenum* – período completo da simulação

Figura B-53 – Pressão no *plenum* no Cenário 4 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 4 – Pressão no *plenum* – período inicial do distúrbio

Figura B-54 – Pressão no *plenum* no Cenário 4 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 4 – Torque – período completo da simulação

Figura B-55 – Torque no Cenário 4 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 4 – Torque – período inicial do distúrbio

Figura B-56 – Torque no Cenário 4 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 5 – PI tradicional – Mapa do compressor

Figura B-57 – Resposta do sistema no Cenário 5 com controle PI tradicional

Cenário 5 – PI com Gerador de Referências – Mapa do compressor

Figura B-58 – Resposta do sistema no Cenário 5 com controle PI e Gerador de Referências

Cenário 5 – Vazão do compressor – período completo da simulação

Figura B-59 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 5 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 5 – Vazão do compressor – período inicial do distúrbio

Figura B-60 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 5 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 5 – Razão de pressão – período completo da simulação

Figura B-61 – Razão de pressão no Cenário 5 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 5 – Razão de pressão – período inicial do distúrbio

Figura B-62 – Razão de pressão no Cenário 5 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 5 – Abertura da válvula de reciclo – período completo da simulação

Figura B-63 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 5 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 5 – Abertura da válvula de reciclo – período inicial do distúrbio

Figura B-64 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 5 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 5 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo – período completo da simulação

Figura B-65 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 5 durante todo o período de simulação com controle GR-PI

Cenário 5 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo – período inicial do distúrbio

Figura B-66 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 5 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-PI

Cenário 5 – Pressão no *plenum* – período completo da simulação

Figura B-67 – Pressão no *plenum* no Cenário 5 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 5 – Pressão no *plenum* – período inicial do distúrbio

Figura B-68 – Pressão no *plenum* no Cenário 5 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 5 – Torque – período completo da simulação

Figura B-69 – Torque no Cenário 5 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 5 – Torque – período inicial do distúrbio

Figura B-70 – Torque no Cenário 5 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 6 – PI tradicional – Mapa do compressor

Figura B-71 – Resposta do sistema no Cenário 6 com controle PI tradicional

Cenário 6 – PI com Gerador de Referências – Mapa do compressor

Figura B-72 – Resposta do sistema no Cenário 6 com controle PI e Gerador de Referências

Cenário 6 – Vazão do compressor – período completo da simulação

Figura B-73 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) Cenário 6 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 6 – Vazão do compressor – período inicial do distúrbio

Figura B-74 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) Cenário 6 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 6 – Razão de pressão – período completo da simulação

Figura B-75 – Razão de pressão no Cenário 6 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 6 – Razão de pressão – período inicial do distúrbio

Figura B-76 – Razão de pressão no Cenário 6 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 6 – Abertura da válvula de reciclo – período completo da simulação

Figura B-77 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 6 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 6 – Abertura da válvula de reciclo – período inicial do distúrbio

Figura B-78 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 6 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 6 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo – período completo da simulação

Figura B-79 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 6 durante todo o período de simulação com controle GR-PI

Cenário 6 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo – período inicial do distúrbio

Figura B-80 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 6 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-PI

Cenário 6 – Pressão no *plenum* – período completo da simulação

Figura B-81 – Pressão no *plenum* no Cenário 6 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 6 – Pressão no *plenum* – período inicial do distúrbio

Figura B-82 – Pressão no *plenum* no Cenário 6 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 6 – Torque – período completo da simulação

Figura B-83 – Torque no Cenário 6 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 6 – Torque – período inicial do distúrbio

Figura B-84 – Torque no Cenário 6 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 7 – PI tradicional – Mapa do compressor

Figura B-85 – Resposta do sistema no Cenário 7 com controle PI tradicional

Cenário 7 – PI com Gerador de Referências – Mapa do compressor

Figura B-86 – Resposta do sistema no Cenário 7 com controle PI e Gerador de Referências

Cenário 7 – Vazão do compressor – período completo da simulação

Figura B-87 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 7 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 7 – Vazão do compressor – período inicial do distúrbio

Figura B-88 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 7 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 7 – Razão de pressão – período completo da simulação

Figura B-89 – Razão de pressão no Cenário 7 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 7 – Razão de pressão – período inicial do distúrbio

Figura B-90 – Razão de pressão no Cenário 7 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 7 – Abertura da válvula de reciclo – período completo da simulação

Figura B-91 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 7 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 7 – Abertura da válvula de reciclo – período inicial do distúrbio

Figura B-92 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 7 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 7 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo – período completo da simulação

Figura B-93 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 7 durante todo o período de simulação com controle GR-PI

Cenário 7 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo – período inicial do distúrbio

Figura B-94 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 7 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-PI

Cenário 7 – Pressão no *plenum* – período completo da simulação

Figura B-95 – Pressão no *plenum* no Cenário 7 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 7 – Pressão no *plenum* – período inicial do distúrbio

Figura B-96 – Pressão no *plenum* no Cenário 7 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 7 – Torque – período completo da simulação

Figura B-97 – Torque no Cenário 7 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 7 – Torque – período inicial do distúrbio

Figura B-98 – Torque no Cenário 7 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 8 – PI tradicional – Mapa do compressor

Figura B-99 – Resposta do sistema no Cenário 8 com controle PI tradicional

Cenário 8 – PI com Gerador de Referências – Mapa do compressor

Figura B-100 – Resposta do sistema no Cenário 8 com controle PI e Gerador de Referências

Cenário 8 – Vazão do compressor – período completo da simulação

Figura B-101 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 8 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 8 – Vazão do compressor – período inicial do distúrbio

Figura B-102 – Vazão do compressor (azul) e sinal de referência (vermelho) no Cenário 8 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 8 – Razão de pressão – período completo da simulação

Figura B-103 – Razão de pressão no Cenário 8 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 8 – Razão de pressão – período inicial do distúrbio

Figura B-104 – Razão de pressão no Cenário 8 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 8 – Abertura da válvula de reciclo – período completo da simulação

Figura B-105 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 8 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 8 – Abertura da válvula de reciclo – período inicial do distúrbio

Figura B-106 – Abertura da válvula de reciclo no Cenário 8 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 8 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo – período completo da simulação

Figura B-107 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 8 durante todo o período de simulação com controle GR-PI

Cenário 8 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo – período inicial do distúrbio

Figura B-108 – Sinal incremental da abertura da válvula de reciclo no Cenário 8 durante o período inicial do distúrbio com controle GR-PI

Cenário 8 – Pressão no *plenum* – período completo da simulação

Figura B-109 – Pressão no *plenum* no Cenário 8 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 8 – Pressão no *plenum* – período inicial do distúrbio

Figura B-110 – Pressão no *plenum* no Cenário 8 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 8 – Torque – período completo da simulação

Figura B-111 – Torque no Cenário 8 durante todo o período de simulação com controle PI tradicional e GR-PI

Cenário 8 – Torque – período inicial do distúrbio

Figura B-112 – Torque no Cenário 8 durante o período inicial do distúrbio com controle PI tradicional e GR-PI

APÊNDICE C – EXPRESSÕES DO CONTROLE SMC UTILIZADAS NA ESTRATÉGIA DE CONTROLE GR-SMC3

Neste apêndice estão listadas todas as expressões utilizadas na obtenção da lei de controle SMC para a estratégia de controle antissurto denominada GR-SMC3. A expressão da lei de controle foi dividida em diversos termos. Os termos foram organizados por tipo para facilitar visualização e não necessariamente seguem a ordem de cálculo utilizada pelo algoritmo de controle nas simulações.

Lei de controle:

$$\frac{du}{dt} = - \frac{\left\{ \left[c_3 \left(\frac{\partial F(x)}{\partial x} + \frac{\partial G(x)}{\partial x} u \right) + c_2 \frac{\partial \ddot{e}}{\partial x} + c_1 \frac{\partial \dot{e}}{\partial x} + c_0 \frac{\partial e}{\partial x} \right] (C + Du) - W \cdot \text{sin}(\alpha) \right\}}{c_3 G(x)}$$

$$u = \alpha \int \frac{du}{dt} dt$$

Parâmetros da lei de controle: W , c_0 , c_1 , c_2 , c_3 e α .

Separação de x_{rref} e sinal de controle SMC:

$$x_r = \Delta x_r + x_{rref} \quad ; \quad \Delta x_r = u$$

$$m_{ree} = K_{vr} x_r \sqrt{|p_2 - p_1|} \cdot \text{sin}(\alpha) = K_{vr} x_{rref} \sqrt{|p_2 - p_1|} \cdot \text{sin}(\alpha) + K_{vr} \Delta x_r \sqrt{|p_2 - p_1|} \cdot \text{sin}(\alpha) = \mathbf{m}_{r0} + K_{vr} \Delta x_r \sqrt{|p_2 - p_1|} \cdot \text{sin}(\alpha)$$

$$\mathbf{m}_{r0} = K_{vr} x_{rref} \sqrt{|p_2 - p_1|} \cdot \text{sin}(\alpha)$$

$$\frac{\partial m_{r0}}{\partial x} = K_{vr} x_{rref} \frac{\partial \Phi(z)}{\partial z} \Big|_{z=p_2-p_1} \begin{bmatrix} -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Funções genéricas e suas derivadas:

$$\Phi(z) = \sqrt{|z|} \cdot \text{sinal}(z) \quad ; \quad \Phi_2(z) = \begin{cases} \sqrt{z}, & \text{se } z > 0 \\ 0, & \text{se } z \leq 0 \end{cases}$$

$\frac{\partial \Phi(z)}{\partial z} = \frac{1}{2} \frac{1}{\sqrt{|z|}}$ (função não definida em $z = 0$. Foi utilizado o termo `Inf` como valor de retorno para implementação em Matlab quando $z = 0$).

$\frac{\partial \Phi_2(z)}{\partial z} = \begin{cases} \frac{1}{2\sqrt{z}}, & z > 0 \\ 0, & z \leq 0 \end{cases}$ (função não definida em $z = 0$. Foi utilizado 0 como valor de retorno para implementação em Matlab quando $z = 0$).

$$\frac{\partial \Phi(z)}{\partial z \partial x} = \begin{bmatrix} \frac{|z|^{-3/2}}{4} \cdot \text{sinal}(z) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$\frac{\partial \Phi_2(z)}{\partial z \partial p_2} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{\partial \Phi_2(z)}{\partial z \partial p_2} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$ (esta função só é utilizada com $z(p_2)$).

$\frac{\partial \Phi_2(z)}{\partial z \partial p_2} = \begin{cases} -\frac{1}{4} (\sqrt{z})^{-3/2}, & z > 0 \\ 0, & z \leq 0 \end{cases}$ (função não definida em $z = 0$. Foi utilizado 0 como valor de retorno para implementação em Matlab quando $z = 0$).

Matrizes:

$$C = \begin{bmatrix} \frac{s_{som}^2}{V_{V1}} \cdot (m_e + m_r - m_c) \\ \frac{s_{som}^2}{V_{V2}} \cdot (m_c - m_r - m_s) \\ \left(\frac{A}{L}\right) \cdot (p_1 \cdot p_r - p_2) \\ T_c(p_{ree(\omega_c, m_c)} - p_r) \\ \frac{1}{J} \left(\tau_d - \sigma_{slip} \left(\frac{D_T}{2} \right)^2 \cdot \omega_c \left(\frac{2\pi}{60} \right) |m_c| \right) \\ T_r(m_{r0} - m_r) \end{bmatrix} \quad ; \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ T_r K_{v_r} \cdot \Phi(p_2 - p_1) \end{bmatrix}$$

Funções gerais:

$$F(x) = A + BT_r(m_{r_0} - m_r) \quad ; \quad G(x) = BT_r K_{v_r} \Phi(p_2 - p_1)$$

$$A = \left(-\frac{A}{L}\right) \left\{ \dot{p}_r \dot{p}_1 + p_r \frac{S_{som}^2}{V_{V_1}} (\dot{m}_e - \dot{m}_c) + \dot{p}_1 \dot{p}_r + p_1 T_c (\dot{p}_{ree} - \dot{p}_r) - \frac{S_{som}^2}{V_{V_2}} (\dot{m}_c - \dot{m}_s) \right\}$$

$$B = \left(-\frac{A}{L}\right) \left(p_r \frac{S_{som}^2}{V_{V_1}} + \frac{S_{som}^2}{V_{V_2}} \right)$$

Derivadas parciais das funções gerais:

$$\frac{\partial F(x)}{\partial x} = \frac{\partial A(x)}{\partial x} + \frac{\partial B(x)}{\partial x} T_r (m_{r_0} - m_r) + BT_r \left(\frac{\partial m_{r_0}}{\partial x} - \frac{\partial m_r}{\partial x} \right)$$

$$\frac{\partial G(x)}{\partial x} = \frac{\partial B(x)}{\partial x} T_r K_{v_r} \cdot \Phi(p_2 - p_1) + \frac{BT_r K_{v_r}}{2\sqrt{|p_2 - p_1|}} [-1 \quad 1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial A(x)}{\partial x} = & \left(-\frac{A}{L}\right) \left\{ \frac{\partial \dot{p}_r}{\partial x} \dot{p}_1 + \dot{p}_r \frac{\partial \dot{p}_1}{\partial x} + \frac{\partial p_r}{\partial x} \frac{S_{som}^2}{V_{V_1}} (\dot{m}_e - \dot{m}_c) \right. \\ & + p_r \frac{S_{som}^2}{V_{V_2}} \left(\frac{\partial \dot{m}_e}{\partial x} - \frac{\partial \dot{m}_c}{\partial x} \right) + \frac{\partial \dot{p}_1}{\partial x} \dot{p}_r + \dot{p}_1 \frac{\partial \dot{p}_r}{\partial x} + \frac{\partial p_1}{\partial x} T_c (\dot{p}_{ree} - \dot{p}_r) \\ & \left. + p_1 T_c \left(\frac{\partial \dot{p}_{ree}}{\partial x} - \frac{\partial \dot{p}_r}{\partial x} \right) - \frac{S_{som}^2}{V_{V_2}} \left(\frac{\partial \dot{m}_c}{\partial x} - \frac{\partial \dot{m}_s}{\partial x} \right) \right\} \end{aligned}$$

$$\frac{\partial B(x)}{\partial x} = \left(-\frac{A}{L}\right) \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{S_{som}^2}{V_{V_1}} & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Erro e suas derivadas:

$$e = m_{c_{ref}} - m_c$$

$$\frac{\partial e}{\partial x} = [0 \quad 0 \quad -1 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \quad ; \quad \frac{\partial \dot{e}}{\partial x} = \left(-\frac{A}{L}\right) [p_r \quad -1 \quad 0 \quad p_1 \quad 0 \quad 0]$$

$$\frac{\partial \ddot{e}}{\partial x} = \left(-\frac{A}{L}\right) \left(\frac{\partial p_r}{\partial x} \dot{p}_1 + p_r \frac{\partial \dot{p}_1}{\partial x} + \frac{\partial p_1}{\partial x} \dot{p}_r + p_1 \frac{\partial \dot{p}_r}{\partial x} - \frac{\partial p_2}{\partial x}\right)$$

Derivadas parciais das variáveis de estado:

$$\frac{\partial p_1}{\partial x} = [1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]$$

$$\frac{\partial p_2}{\partial x} = [0 \quad 1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]$$

$$\frac{\partial p_r}{\partial x} = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 1 \quad 0 \quad 0]$$

$$\frac{\partial m_r}{\partial x} = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 1]$$

Vazões e suas derivadas:

$$\dot{m}_e = K_{v_e} x_e \left. \frac{\partial \Phi(z)}{\partial z} \right|_{z=P_e - p_1} (-\dot{p}_1)$$

$$\dot{m}_s = K_{v_s} x_s \left. \frac{\partial \Phi_2(z)}{\partial z} \right|_{z=p_2 - P_s} (\dot{p}_2)$$

$$\frac{\partial m_e}{\partial p_1} = K_{v_e} x_e \left(-\frac{1}{2}\right) \frac{1}{\sqrt{|P_e - p_1|}}$$

Derivadas parciais das derivadas temporais:

$$\frac{\partial \dot{p}_1}{\partial x} = \frac{S_{som}^2}{V_{V_1}} \left[\frac{\partial m_e}{\partial p_1} \quad 0 \quad -1 \quad 0 \quad 0 \quad 1 \right]$$

$$\frac{\partial \dot{p}_2}{\partial x} = \frac{S_{som}^2}{V_{V_2}} \left[0 \quad -\frac{\partial m_s}{\partial p_2} \quad 1 \quad 0 \quad 0 \quad -1 \right]$$

$$\frac{\partial \dot{m}_c}{\partial x} = \left(\frac{A}{L}\right) [p_r \quad -1 \quad 0 \quad p_1 \quad 0 \quad 0]$$

$$\frac{\partial \dot{p}_r}{\partial x} = T_c \left[0 \quad 0 \quad \frac{\partial p_{ree}}{\partial m_c} \quad -1 \quad \frac{\partial p_{ree}}{\partial \omega_c} \quad 0 \right]$$

$$\frac{\partial \dot{\omega}_c}{\partial x} = \left(-\frac{1}{J}\right) \left[0 \quad 0 \quad \sigma r^2 \omega_c \left(\frac{2\pi}{60}\right) \sin(\alpha(m_c)) \quad 0 \quad \sigma r^2 \left(\frac{2\pi}{60}\right) |m_c| \quad 0 \right]$$

$$\frac{\partial \dot{m}_e}{\partial x} = K_{v_e} x_e \left[(-\dot{p}_1) \frac{\partial \Phi(z)}{\partial z \partial x} \Big|_{z=P_e-p_1} + \left(-\frac{\partial \dot{p}_1}{\partial x}\right) \frac{\partial \Phi(z)}{\partial z} \Big|_{z=P_e-p_1} \right]$$

$$\frac{\partial \dot{m}_s}{\partial x} = K_{v_s} x_s \left[(\dot{p}_2) \frac{\partial \Phi_2(z)}{\partial z \partial x} \Big|_{z=p_2-P_s} + \left(\frac{\partial \dot{p}_2}{\partial x}\right) \frac{\partial \Phi_2(z)}{\partial z} \Big|_{z=p_2-P_s} \right]$$

Função característica e suas derivadas:

$$\dot{p}_{ree} = \frac{\partial p_{ree}}{\partial \omega_c} \dot{\omega}_c + \frac{\partial p_{ree}}{\partial m_c} \dot{m}_c$$

$$\frac{\partial p_{ree}}{\partial m_c} = (a_2 + b_2 \omega_c) + 2m_c(a_3 + b_3 \omega_c) + 3m_c^2(a_4 + b_4 \omega_c)$$

$$\frac{\partial p_{ree}}{\partial \omega_c} = b_1 + b_2 m_c + b_3 m_c^2 + b_4 m_c^3$$

$$\frac{\partial p_{ree}}{\partial m_c \partial x} = [0 \quad 0 \quad 2b_3 \omega_c + 6m_c b_4 \omega_c \quad 0 \quad b_2 + 2b_3 m_c + 3m_c^2 b_4 \quad 0]$$

$$\frac{\partial p_{ree}}{\partial \omega_c \partial x} = [0 \quad 0 \quad b_2 + 2b_3 m_c + 3m_c^2 b_4 \quad 0 \quad 0 \quad 0]$$

$$\frac{\partial \dot{p}_{ree}}{\partial x} = \frac{\partial p_{ree}}{\partial \omega_c \partial x} \dot{\omega}_c + \frac{\partial p_{ree}}{\partial \omega_c} \frac{\partial \dot{\omega}_c}{\partial x} + \frac{\partial p_{ree}}{\partial m_c \partial x} \dot{m}_c + \frac{\partial p_{ree}}{\partial m_c} \frac{\partial \dot{m}_c}{\partial x}$$