



Universidade Federal de Campina Grande

Centro de Engenharia Elétrica e Informática

Curso de Graduação em Engenharia Elétrica

RUBEM DANILO REZENDE SOARES

**EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE COMPRESSÃO
DE GÁS**

Campina Grande, Paraíba
Fevereiro de 2013

RUBEM DANILO REZENDE SOARES

EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE COMPRESSÃO DE GÁS

*Trabalho de Conclusão de Curso submetido à
Unidade Acadêmica de Engenharia Elétrica da
Universidade Federal de Campina Grande
como parte dos requisitos necessários para a
obtenção do grau de Bacharel em Ciências no
Domínio da Engenharia Elétrica.*

Orientador:

Professor Antonio Marcus Nogueira Lima, Dr.

Campina Grande, Paraíba
Fevereiro de 2013

RUBEM DANILO REZENDE SOARES

EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE COMPRESSÃO DE GÁS

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Unidade Acadêmica de Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Campina Grande como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Bacharel em Ciências no Domínio da Engenharia Elétrica.

Aprovado em / /

Aluno
Universidade Federal de Campina Grande

Professor Antonio Marcus Nogueira Lima, Dr.
Universidade Federal de Campina Grande
Orientador, UFCG

Dedico este trabalho à minha família.
Aos meus amigos, pelo apoio durante o curso.
Aos professores que contribuíram para minha
formação.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, em primeiro lugar, pela minha vida e pelo dom da perseverança, que me permitiu concluir este trabalho.

Agradeço também à minha mãe, Gorete, ao meu pai, Clóvis, por terem se esforçado tanto para me proporcionar uma boa educação, por terem me dado força e coragem, que foram essenciais para superação de todas as adversidades ao longo desta caminhada. Agradeço também à minha irmã, Nara, por seu apoio incondicional.

Particularmente agradeço ao meu orientador deste trabalho de conclusão de curso, Antonio Marcus, por sua atenção, paciência e disponibilidade.

Agradeço à Agência Nacional do Petróleo (ANP) pelo financiamento deste projeto através de uma bolsa de pesquisa e ao professor Maurício B. R. Corrêa, Coordenador do Programa de Recursos Humanos (PRH-42), que me depositou confiança e me deu a oportunidade de participar deste programa.

Estendo meu agradecimento ao amigo Marcos, pela constante ajuda durante a realização desse trabalho.

Enfim, agradeço a todos que de alguma forma, passaram pela minha vida e contribuíram para a construção de quem sou hoje.

RESUMO

A demanda por compressores, especialmente na indústria do petróleo e gás natural, tem crescido de forma considerável nos últimos anos, sendo os compressores centrífugos uma parcela significativa destes. Os compressores centrífugos estão inseridos em processos dinâmicos que requerem diferentes condições operacionais durante seu funcionamento. Além disso, existe o problema que afeta, em particular, esse tipo de compressor, que é o fenômeno do “surge”. O “surge” se caracteriza pela instabilidade de operação, manifestando-se através da oscilação de pressão e vazão do sistema, podendo apresentar falha mecânica caso não seja solucionado. O controle de capacidade e o controle anti-surge são as duas formas de controles existentes nos compressores centrífugos, que atuam modificando suas condições operacionais e eliminando o problema do surge, respectivamente. No entanto, na maioria das vezes, a forma como esses tipos de controles são realizados envolve desperdício de energia. Assim, a partir do estudo do modelo do compressor centrífugo, foi proposto um modelo em cascata capaz de realizar o controle de capacidade e o controle anti-surge diferente do que é utilizado na indústria.

Palavras-chave: Compressor Centrífugo, Surge, Controle de Capacidade, Controle Anti-Surge, Controle em Cascata.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

| | |
|---|----|
| Figura 1-Representação de um sistema de compressão..... | 10 |
| Figura 2.1-Classificação dos compressores..... | 14 |
| Figura 2.2-Compressor Alternativo..... | 15 |
| Figura 2.3-Ciclo de compressão- Compressor Alternativo..... | 16 |
| Figura 3.1-Diagrama esquemático de um compressor centrífugo | 19 |
| Figura 3.2-Fluxo do gás no compressor..... | 20 |
| Figura 3.3-Curva Característica Head x Vazão volumétrica..... | 21 |
| Figura 3.4-Ciclo de “surge” em um compressor centrífugo..... | 22 |
| Figura 4.1- Representação de um Sistema de Compressão..... | 24 |
| Figura 4.2- Mapa de Compressão para o compressor estudado..... | 26 |
| Figura 4.2-Triângulo de velocidades na extremidade do impelidor..... | 27 |
| Figura 4.3-Ângulo de incidência no indutor..... | 28 |
| Figura 4.4-Ângulos de incidência no difusor..... | 29 |
| Figura 5.1- Variáveis do controle de capacidade..... | 33 |
| Figura 5.2- Exemplo de Controle de Capacidade no Compressor Centrífugo..... | 34 |
| Figura 5.3-Controle anti-surge com válvula de reciclo..... | 34 |
| Figura 5.4-Controle Anti-Surge (velocidade constante) | 35 |
| Figura 5.5-Malha de Controle Anti-Surge (velocidade constante) | 36 |
| Figura 5.6-Controle Anti-Surge (velocidade variável) | 36 |
| Figura 5.7-Malha de Controle Anti-Surge (velocidade variável) | 38 |
| Figura 6.1- Representação do Controle em Cascata..... | 29 |
| Figura 6.2-Malha controle Anti-surge proposto..... | 31 |
| Figura 6.3-Sistema de compressão - Compressor acoplado diretamente ao motor..... | 32 |
| Figura 6.4-Sistema de compressão - Compressor acoplado através de uma caixa de engrenagem..... | 33 |
| Figura 6.5-Sistema de compressão -Acionador Hidráulico de Velocidade Variável..... | 34 |
| Figura 6.6-Sistema de compressão -Acionador de frequência variável..... | 34 |
| Figura 6.7-Sistema de compressão-Acionador de frequência variável com caixa de engrenagem..... | 35 |
| Figura 6.8- Malha para sintonia do controlador..... | 37 |
| Figura 6.9-Teste para obter os parâmetro do modelo dinâmico do processo..... | 38 |
| Figura 6.10-Método do relé em malha fechada..... | 39 |
| Figura 6.11-Representação Relé em malha Fechada..... | 40 |
| Figura 6.12- Teste para obtenção da amplitude (a) e do período (P)..... | 41 |
| Figura 7.1 – Circuitos Equivalentes: (a)Circuito Equivalente de Armadura e (b) Circuito Equivalente de Excitação..... | 46 |
| Figura 8.1- Fluxo de massa-Compressor em surge..... | 60 |
| Figura 8.2- Pressão-Compressor em surge..... | 60 |
| Figura 8.3- Velocidade do Compressor-Compressor em surge..... | 61 |

| | |
|--|----|
| Figura 8.4- Ponto operacional- Compressor em surge..... | 61 |
| Figura 8.5-Fluxo de massa-Controlle em Cascata..... | 62 |
| Figura 8.6- Relação de Compressão- Válvula de Reciclo..... | 63 |
| Figura 8.7-Velocidade do Compressor- Válvula de Reciclo..... | 63 |
| Figura 8.8- Diagrama de ativação do controle em cascata..... | 65 |
| Figura 8.9- Fluxo de massa- Controle em Cascata..... | 66 |
| Figura 8.10- Pressão de descarga- Controle em Cascata | 66 |
| Figura 8.11- Velocidade do Compressor- Controle em Cascata..... | 67 |
| Figura 8.12- Ponto de operação do compressor Controle em Cascata..... | 68 |
| Figura 8.14-Energia Consumida - Compressor em Surge..... | 69 |
| Figura 8.14-Energia Consumida- Compressor com o controle em cascata ativado após 7 segundos..... | 70 |
| Figura 8.15-Energia Consumida- Compressor com válvula de reciclo ativada em 7 segundos..... | 78 |
| Figura 8.16- Fluxo de massa- caso do Controle em Cascata..... | 72 |
| Figura 8.17- Velocidade do compressor- caso do Controle em Cascata..... | 73 |
| Figura 8.18- Pressão de descarga- caso do Controle em Cascata..... | 73 |
| Figura 8.19- Ponto de operação do compressor- caso do Controle em Cascata..... | 74 |
| Figura 8.20-Fluxo de Massa - Controle anti-surge em cascata..... | 75 |
| Figura 8.21- Velocidade do Compressor - Controle anti-surge em cascata..... | 76 |
| Figura 8.22-Pressão de descarga - Controle anti-surge em cascata..... | 77 |
| Figura 8.23- Ponto operacional - Controle anti-surge em cascata..... | 78 |
| Figura 8.24- Diagrama do controle em cascata com acionamento através de um motor CC..... | 79 |
| Figura 8.25- Fluxo de massa-Motor CC acoplado ao Compressor | 80 |
| Figura 8.26- Pressão de descarga- Motor CC acoplado ao Compressor..... | 80 |
| Figura 8.27- Velocidade do Compressor- Motor CC acoplado ao Compressor..... | 81 |
| Figura A.1-Máquina simétrica trifásica..... | 87 |
| Figura A.2-Representação da transformação odq..... | 90 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|-----------|
| <i>Tabela 2.1- Tipos de compressores e respectivos valores de pressão e vazão.....</i> | <i>17</i> |
| <i>Tabela 6.1- Sintonia dos controladores - Ziegler e Nichols.....</i> | <i>49</i> |
| <i>Tabela 8.1-Parâmetros ambientais e do compressor.....</i> | <i>58</i> |
| <i>Tabela 8.2- Parâmetros dos Controladores.....</i> | <i>58</i> |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

GNL - Gás Natural Liquefeito

FE - elemento primário de fluxo

FT - Transmissor de fluxo

FIC - Controlador indicador de fluxo

SL - Linha de surge

SCL - Linha controle de surge

PT - Transmissores de pressão

CAS - Controlador Anti-Surge

VSHD - Acionador hidráulico de velocidade variável

VFD - Acionador de frequência variável

ITAE - Método da Integral do Erro Absoluto

SUMÁRIO

| | | |
|-------|---|----|
| 1 | Introdução..... | 11 |
| 2 | Compressores | 13 |
| 3 | Compressores Centrífugos..... | 19 |
| 3.1 | Fenômeno do surge | 22 |
| 4 | Modelo do compressor centrífugo | 24 |
| 5 | Controle de compressores | 33 |
| 5.1 | Controle de Capacidade | 33 |
| 5.2 | Controle <i>Anti-Surge</i> | 35 |
| 5.2.1 | Acionador com velocidade constante | 36 |
| 5.2.2 | Acionador com velocidade variável | 37 |
| 6 | Controle em Cascata Proposto..... | 41 |
| 6.1 | Acionador..... | 43 |
| 6.1.1 | Acionador Hidráulico de Velocidade Variável (VSHD)..... | 45 |
| 6.1.2 | Acionador de Frequência Variável (VFD)..... | 46 |
| 6.2 | Projeto dos Controladores | 47 |
| 6.2.1 | Malha de Velocidade..... | 47 |
| 6.2.2 | Malha de Vazão..... | 50 |
| 7 | Motor de Corrente Contínua | 54 |
| 7.1 | Modelo Dinâmico do Motor de Corrente Contínua | 54 |
| 7.2 | Projeto dos Controladores | 56 |
| 7.2.1 | Controle de Vazão e Controle de Velocidade..... | 56 |
| 7.2.2 | Controle da Corrente | 58 |
| 7.3 | Caixa de engrenagem | 59 |
| 8 | Resultados e Discussões | 60 |
| 8.1 | Fenômeno do Surge..... | 61 |
| 8.2 | Válvula de Reciclo | 64 |
| 8.3 | Controle em Cascata | 67 |
| 8.3.1 | Funcionamento do Controle em Cascata | 67 |
| 8.3.2 | Energia Consumida | 70 |
| 8.3.3 | Controle de Capacidade utilizando Controle em Cascata | 74 |
| 8.3.4 | Controle Anti-Surge..... | 77 |
| 8.3.5 | – Motor de Corrente Contínua Acoplado ao Compressor | 79 |
| 9 | Conclusão | 83 |
| 10 | Perspectivas de Trabalhos Futuros | 85 |
| 11 | Referências Bibliográficas..... | 86 |
| A | Máquina de Indução | 88 |
| B | Programas de Simulação..... | 97 |

1 INTRODUÇÃO

O uso eficiente da energia é considerado o modo mais econômico e rápido de minimizar os impactos ambientais decorrentes da instalação de novas unidades geradoras. O aumento da eficiência energética reduz a utilização de recursos naturais, como petróleo e gás natural, diminuindo os custos de produção e aumentando a competitividade. O retorno do investimento é garantido uma vez que o valor investido em eficiência energética é recuperado durante a vida útil do sistema.

Os compressores centrífugos são amplamente utilizados na indústria de petróleo e gás para mover o gás através de dutos, em refinarias e para bombear o gás de volta aos reservatórios de petróleo para aumentar a pressão de um poço, aumentando a produção de óleo [12].

No contexto industrial, os sistemas motrizes, em especial os sistemas de compressão, apresentam um alto potencial de eficiência energética devido à forma como são operados. A principal função do compressor é elevar a pressão do gás conforme a energia que é transmitida a ele. Essa energia é transmitida por um motor ou por uma turbina conectada ao compressor, configurando assim, um sistema de compressão. O diagrama apresentado na Figura 1 ilustra uma configuração típica de um sistema de compressão.

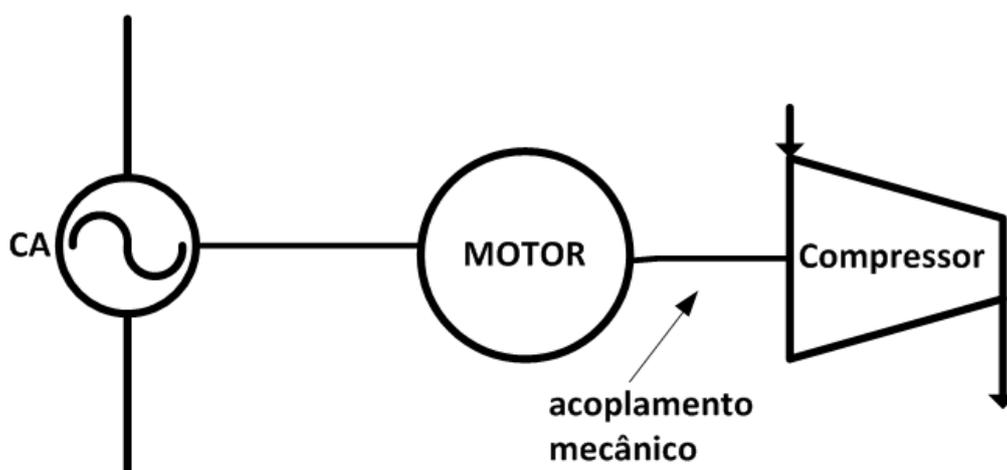


Figura 1- Representação simplificada de um sistema de compressão

De modo geral, os sistemas de compressão apresentam uma configuração física conforme ilustrado na Figura 1, com um motor conectado à rede elétrica acionando o compressor sem qualquer tipo de controle. No entanto, existem processos dinâmicos que necessitam de diferentes condições operacionais ao longo do tempo. Para isso é importante dispor de um sistema de acionamento que possa conduzir esse sistema.

Um problema que afeta bastante os compressores centrífugos é o fenômeno do surge que se caracteriza pela instabilidade de operação, manifestando-se através da oscilação de pressão e vazão do sistema, acompanhado de forte vibração, a qual pode comprometer a integridade estrutural da instalação. Juntamente com isso, há desperdício de energia, tendo em vista que quando o compressor opera no regime de surge ele consome energia sem realizar a compressão do gás.

2 COMPRESSORES

Os compressores são máquinas utilizadas para aumentar a pressão de determinado fluido conforme a energia que é transmitida a ele. Podem ser encontrados na indústria química, nos processos de refrigeração, no transporte de gás, em todo processo que há necessidade de transportar ou comprimir o fluido. Como os compressores podem ser requeridos para as mais diversas condições de operação, todo o processo de projeto, operação e manutenção, depende fundamentalmente da sua aplicação [13]. Neste trabalho os compressores estudados utilizam o gás como fluido de trabalho.

A demanda por compressores, especialmente na indústria do petróleo e gás natural, tem crescido de forma considerável nos últimos anos devido especialmente aos processos de transporte, reinjeção, liquefação de gás e regaseificação.

No transporte de gás por gasodutos, os compressores estão presentes nas estações de compressão ao longo do caminho percorrido, criando diferenciais de pressão para que ele possa ser deslocado. Devido às perdas durante o processo de deslocamento de gás os compressores também ajudam a recuperar a pressão perdida pelo caminho.

No processo de reinjeção de gás os compressores são utilizados para elevar a pressão do gás que será reinjetado nos reservatórios, garantindo aumento da quantidade de óleo que pode ser recuperado.

Quando o transporte por dutos não é viável, o gás pode ser liquefeito para ser transportado em navios, como é o caso do Gás Natural Liquefeito (GNL). Ao atingir seu destino, o GNL precisa passar por um processo de regaseificação, para então ser utilizados. Interessante frisar que os compressores estão presentes tanto na fase de liquefação do gás, antecedendo a etapa de resfriamento, quanto na fase de regaseificação, elevando a pressão do gás para que possa ser distribuído.

Pelo fato de proporcionarem altas taxas de compressão - devido à utilização em múltiplos estágios- alto rendimento volumétrico, funcionamento silencioso, além de altas velocidade de rotação, os compressores centrífugos são bastante utilizados na indústria, especialmente na indústria do petróleo e gás.

Quanto ao princípio de elevação da pressão do fluido, os compressores podem ser classificados em função da forma como o gás se desloca no seu interior e estão

divididos em duas categorias que abrangem todos os compressores de uso industrial: os compressores volumétricos (ou de deslocamento positivo) e os compressores dinâmicos. A Figura 2.1 apresenta um diagrama com a classificação dos tipos de compressores.

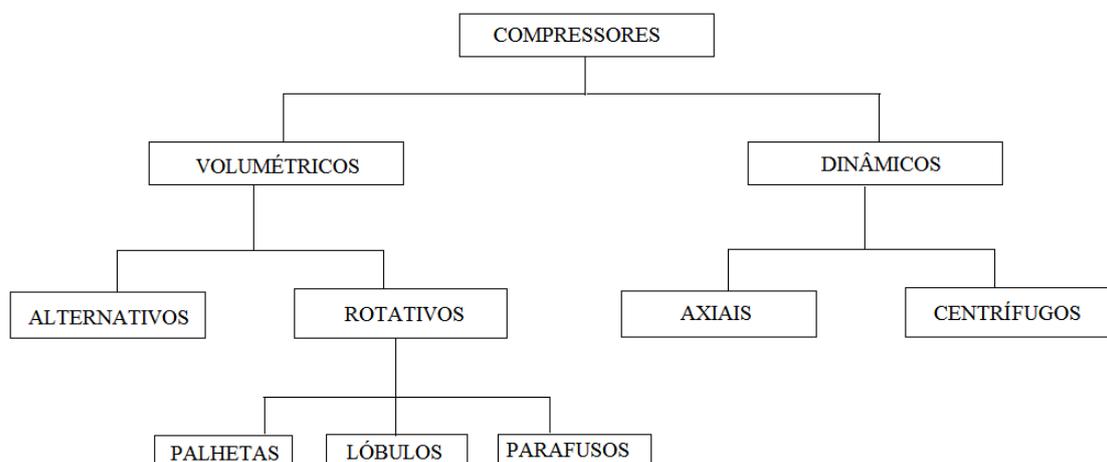


Figura 2.1- Classificação dos compressores

Na Figura 2.1 podemos verificar que os compressores volumétricos compreendem os compressores alternativos e os rotativos. Estes, por sua vez, se subdividem em compressores de palhetas, de parafusos e de lóbulos. A elevação de pressão nesses tipos de compressores é alcançada através da redução do volume ocupado pelo gás. No seu ciclo de compressão, certa quantidade de gás é admitida no interior de uma câmara de compressão e em seguida sofre uma redução de volume. Logo após a câmara é aberta e o gás é liberado. Esse é um processo intermitente, com a compressão sendo efetuada em um sistema fechado.

O princípio físico de funcionamento dos compressores volumétricos pode ser explicado utilizando a lei dos gases ideais

$$PV = nRT \quad (2.1)$$

na qual p é a pressão, ρ é a densidade, R é a constante dos gases e T a temperatura. O volume é expresso por $V = \frac{m}{\rho}$, onde m é a massa e ρ a densidade. Sendo um gás um fluido compressível, uma redução do volume resulta num aumento de densidade para uma mesma quantidade de massa. Dessa forma, os compressores volumétricos podem ser definidos como dispositivos que aumentam a pressão através da redução de volume.

Os compressores alternativos, por exemplo, conseguem a elevação da pressão através da redução do volume em um cilindro ocupado pelo gás. É utilizado um sistema biela-manivela para converter o movimento rotativo de um eixo em um movimento de translação. O esquema de um compressor alternativo pode ser visualizado na Figura 2.2.

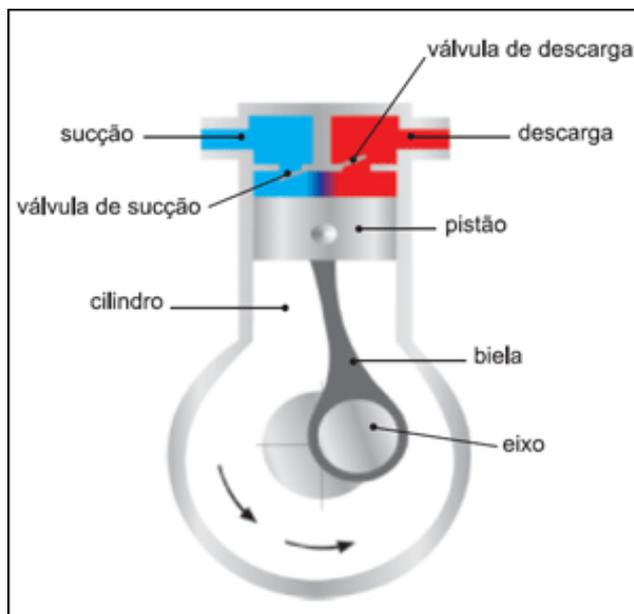


Figura 2.2- Compressor Alternativo (Fonte: Compressores - Máquinas de Fluidos [28])

O funcionamento desse tipo de compressor está relacionado ao comportamento de suas válvulas, que possuem um elemento móvel chamado obturador que funciona comparando as pressões interna e externa do cilindro. Dessa forma, o obturador da válvula de sucção se abre para dentro do cilindro quando a pressão fora do cilindro supera a pressão interna, e se mantém fechado caso a pressão fora do cilindro seja menor que a pressão interna. Da mesma maneira, o obturador da válvula de descarga se abre para fora do cilindro quando a pressão interna supera a pressão na tubulação de descarga, e se mantém fechado quando a pressão interna é menor que a pressão na descarga.

O ciclo de compressão dos compressores alternativos consiste em quatro etapas: admissão, compressão, descarga e expansão, conforme ilustrado na Figura 2.3.

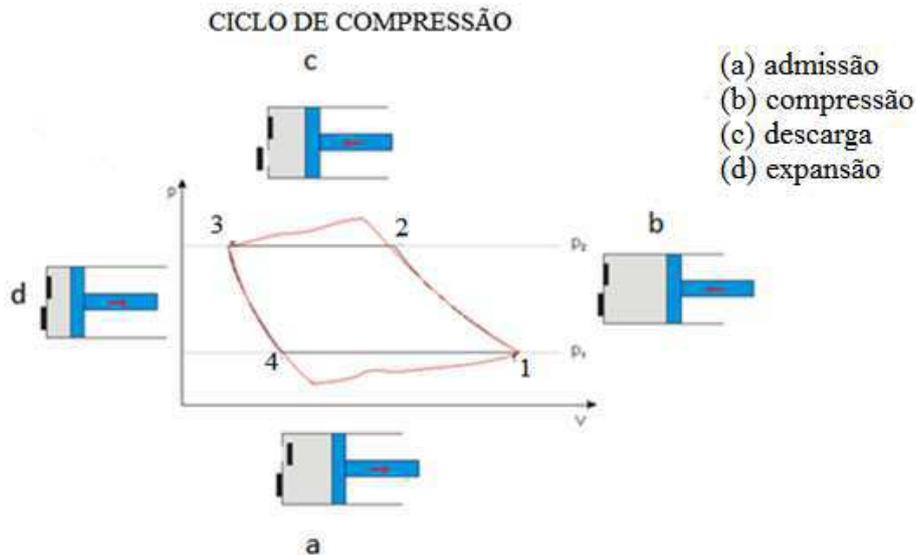


Figura 2.3 – Ciclo de compressão- Compressor Alternativo (Fonte: Compressores - Máquinas de Fluidos [28])

No processo de admissão (a), o pistão se movimenta em sentido contrário ao cabeçote, fazendo com que ocorra uma tendência de depressão no interior do cilindro, resultando na abertura da válvula de sucção e dessa forma o gás é aspirado para dentro da câmara de compressão. Na etapa de compressão (b), ao inverter-se o sentido de movimentação do pistão, a válvula se fecha e o gás é comprimido até que a pressão interna do cilindro seja suficiente para promover a abertura da válvula de descarga.

Na descarga (c), quando a válvula de descarga se abre, a movimentação do pistão faz com que o gás seja expulso do cilindro, até que o pistão encerre seu movimento no sentido do cabeçote. Na última etapa, ocorre a expansão (d) aonde a válvula de descarga se fecha e quando a pressão interna cair o suficiente, ocorrerá a abertura da válvula de admissão. Nesta etapa, as duas válvulas, tanto a de sucção quanto a de descarga, estão fechadas e o pistão se movimenta para baixo, encerrando o ciclo.

Os compressores dinâmicos funcionam por um princípio físico diferente do mostrado para os compressores alternativos. A compressão nesse tipo de máquina pode ser considerada como resultado de duas etapas. Primeiro a velocidade no fluido é aumentada, e em seguida, a energia cinética é convertida em aumento de pressão, pela redução da velocidade [2]. O segundo passo pode ser explicado pela equação de Bernoulli

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2} v_1^2 + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2} v_2^2 + gz_2 \quad (2.2)$$

na qual p é a pressão, ρ é a densidade do fluido, v a velocidade do fluido e gz a energia potencial por unidade de massa.

Na equação (2.2) o índice 1 representa a região de alta velocidade e o índice 2 a região de baixa velocidade. A equação é um caso especial da lei da conservação de energia desenvolvida para um fluxo corrente. A equação de Bernoulli é a soma da energia cinética $\frac{1}{2}v^2$, a energia potencial gz e aumento de pressão $\frac{p}{\rho}$. Assim, uma diminuição da energia cinética implica um aumento da energia potencial e pressão.

Conforme a direção do fluido no interior dos compressores dinâmicos, eles podem ser subdivididos em centrífugos e axiais. Nos compressores centrífugos a transferência de energia ocorre com o fluido escoando na direção radial em relação ao eixo, enquanto nos compressores axiais a direção do fluido se dá na direção axial. Esses tipos de compressores possuem dois componentes principais responsáveis pelo ganho de pressão do gás: o impelidor e o difusor. O impelidor transfere energia, proveniente de um acionador, ao gás através de suas pás. Em seguida o gás é admitido pelo difusor, cuja função é promover a transformação da energia cinética do gás em entalpia, com elevação da pressão.

Em razão das diferenças entre seus princípios de funcionamento, as características construtivas dos compressores diferem bastante de um para o outro, propiciando diferentes faixas de aplicação, quanto à vazão e pressão (ver Tabela 2.1).

Tabela 2.1-Tipos de compressores e respectivos valores de pressão e vazão.

| COMPRESSOR | FAIXA DE APLICAÇÃO | |
|-------------|--------------------------------------|--------------------------|
| | Vazão aspirada (m ³ /min) | Pressão de descarga(bar) |
| Alternativo | Até 250 | 2500 ou mais |
| Palhetas | 2 a 80 | 9 |
| Parafusos | 10 a 700 | 45 |
| Lóbulos | 10 a 40 | 2 |
| Centrífugos | 50 a 2800 | 700 |
| Axiais | 1500 a 25000 | 10 |

O trabalho tem como foco os compressores centrífugos de gás pelo fato de serem os compressores mais utilizados na indústria de petróleo e gás natural e por conta do fenômeno do surge afetar especificamente esse tipo de compressor.

3 COMPRESSORES CENTRÍFUGOS

O compressor centrífugo é constituído basicamente por um invólucro estacionário contendo um impelidor rotativo, que transmite velocidade ao gás, e um número de passagens divergentes no qual o gás é desacelerado, com o conseqüente aumento da pressão. Este último processo é chamado difusão, e a parte do compressor que contém as passagens divergentes denomina-se difusor. A Figura 3.1 apresenta o diagrama em um corte transversal de um compressor centrífugo, podendo serem visualizadas as diversas partes que o constituem.

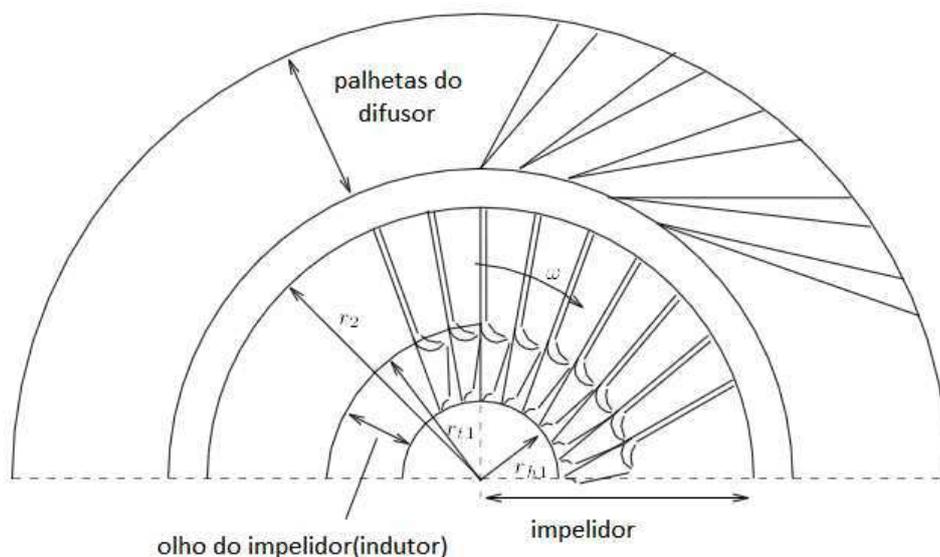


Figura 3.1- Diagrama esquemático de um compressor centrífugo

O gás é aspirado pela abertura central do impelidor, chamado olho do impelidor, e, por ação de uma força centrífuga é enviado para o difusor, onde parte da energia cinética é convertida em entalpia, ou seja, o impelidor transfere energia ao gás e o difusor converte essa energia de velocidade em pressão. Após o difusor, o gás segue para uma caixa em espiral denominada voluta, que irá conduzir à descarga do compressor. Mas antes de ser descarregado, o gás passa pelo difusor de voluta, onde ocorre um suplementar processo de difusão.

Como existe um limite de ganho de pressão em um único estágio de compressão, quando se deseja um alto valor de pressão na descarga costuma-se utilizar vários

estágios, conforme ilustrado na Figura 3.2, com vários impelidores e difusores dispostos linearmente. Dessa forma, o ganho de pressão ocorre gradualmente, do primeiro até o último estágio.

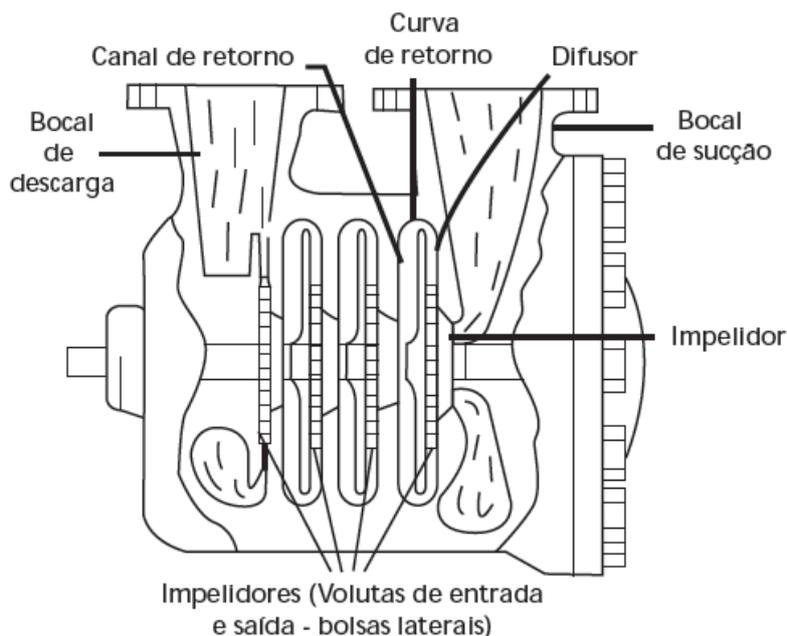


Figura 3.2- Fluxo do gás no compressor (Fonte: Noções de Compressores [25])

Para um compressor de múltiplos estágios, o gás é aspirado através do bocal de sucção e pela voluta é direcionado para o olho do primeiro impelidor. O gás é acelerado e expelido radialmente para o difusor que, devido ao seu formato, lhe propiciará uma desaceleração, aumentando sua pressão. Em seguida, o gás passa pela curva de retorno, que o conduz para o canal de retorno para que seja direcionado para o próximo estágio de compressão.

A energia por unidade de massa absorvida pelo gás no processo de compressão denomina-se *head*. Toda a transferência de energia para o gás ocorre na passagem pelo impelidor. A curva característica do *head* versus a vazão volumétrica (ver Figura 3.3) fornece informações de desempenho e comportamento dos compressores que são fornecidas pelos fabricantes. A vazão volumétrica aspirada na sucção cresce à medida que se reduz o *head*, para uma rotação constante.

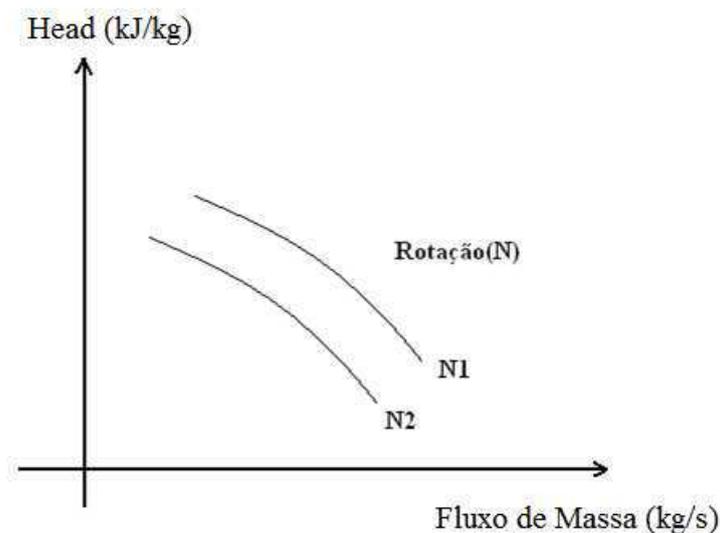


Figura 3.3- Curva Característica Head x Vazão volumétrica

Considerando-se um processo politrópico¹, o “head” pode ser calculado por

$$H = \frac{K_{\eta}}{K-1} \frac{R}{MW} T_s \left[\left(\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{K_{\eta}}{K-1}} - 1 \right) \right], \quad (3.1)$$

na qual η representa o rendimento, K é o coeficiente adiabático, R a constante universal dos gases, MW é o peso molecular e T_s a temperatura de sucção

Com o valor da rotação e do “head”, a partir da curva característica ilustrada na Figura 3.3, obtém-se o valor da vazão aspirada pelo compressor para essas condições.

Todo compressor centrífugo possui uma vazão limite de vazão, para cada ponto de operação da sua curva característica. Quando ele assume valores abaixo desse valor o compressor inicia um fenômeno denominado surge.

Uma vez sabendo que o *head* é diretamente proporcional à razão de compressão (P_d/P_s) e os demais parâmetros praticamente são constantes (η , MW , R e T_s), por questão de simplicidade, os gráficos apresentados nesse trabalho serão representado em função da razão de compressão ou da pressão na descarga do compressor.

¹ É um processo, no qual a pressão e o volume de um gás (normalmente considerado ideal) são relacionados por uma expressão da forma: $PV^n = \text{constante}$, através de todo processo. O expoente “ n ” pode tomar qualquer valor entre $-\infty$ e $+\infty$ dependendo do processo particular sob análise

3.1 FENÔMENO DO SURGE

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

A curva da pressão na descarga em função da vazão ilustrada na Figura 3.4 representa o ciclo de “surge” em um compressor centrífugo. Considerando o compressor operando na região estável (1), um estrangulamento da válvula na descarga do compressor irá proporcionar uma queda na vazão e conseqüente aumento da pressão de descarga. Com isso, o ponto de operação se deslocará para a esquerda, buscando um novo ponto de equilíbrio, até chegar em “2”, que representa a vazão limite de surge e constitui o maior valor da pressão capaz de ser desenvolvida pelo compressor. No caso de um ciclo de surge profundo, o ponto se deslocará até “3”, ocorrerá uma vazão reversa e o gás voltará da descarga para a sucção da máquina ocasionando uma diminuição da pressão e a vazão cairá para zero (4). A diminuição da pressão de descarga (“4”) irá fazer com que a vazão seja muito elevada (“5”). Considerando que a válvula continue na mesma posição, o sistema não terá capacidade de absorver toda essa vazão, e o compressor continuará em surge profundo.

No caso de um ciclo de “surge” simples não ocorrerá inversão na direção de fluxo do gás pela máquina; ao entrar em surge, o ponto de operação se deslocará de “2” para “4”.

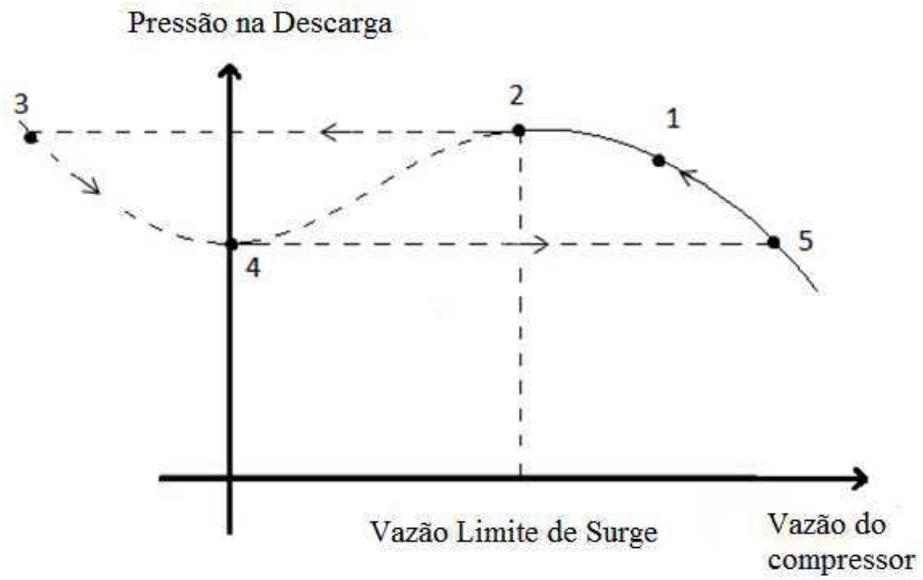


Figura 3.4- Ciclo de "surge" em um compressor centrífugo

4 MODELO DO COMPRESSOR CENTRÍFUGO

Quando se considera a velocidade do impelidor constante, o modelo é reduzido ao modelo dimensional de Greitzer que foi originalmente desenvolvido para compressores axiais, mas que foi demonstrado também válido para compressores centrífugos por Hansen em [27]. O sistema de compressão é modelado com um compressor, um canal de comprimento L , um *plenum* de volume V_p , uma válvula reguladora e uma unidade de acionamento que transmite o torque ao compressor, conforme mostrado na Figura 4.1.

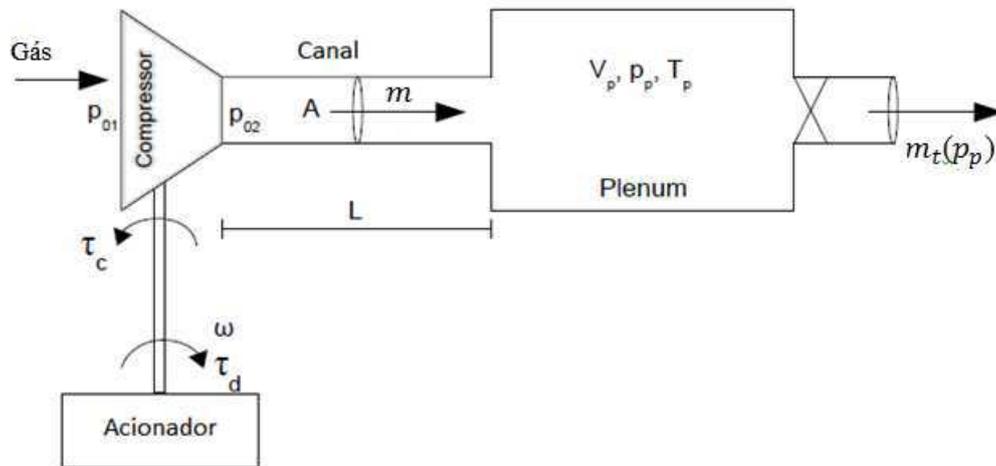


Figura 4.1- Representação de um Sistema de Compressão

A expressão para a pressão é obtida a partir do balanço de massa no *plenum*. A expressão para o fluxo de massa é encontrada a partir do balanço de energia no canal, e a expressão para a dinâmica no eixo é encontrada a partir do momento angular. O modelo é o seguinte:

$$\dot{p}_p = \frac{a_{01}^2}{V_p} (m - m_t) \quad (4.1)$$

$$\dot{m} = \frac{A_1}{L_c} (\psi(m, \omega) p_{01} - p_p) \quad (4.2)$$

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J} (\tau_t - \tau_c) \quad (4.3)$$

na qual

m - Vazão mássica do compressor [kg/s]

m_t - Vazão mássica através da válvula reguladora [kg/s]

a_{01} - Velocidade sônica [m/s]

A_1 - Área do olho do impelidor (usada como área de referência) [m²]

L_c - Comprimento do compressor e do canal [m]

p_{01} - Pressão a jusante do compressor [Pa]

p_p - Pressão plenum [Pa]

ψ - Mapa de Compressão

J - Momento de inércia [kg.m²]

τ_t - Torque de acionamento [N.m]

τ_c - Torque do compressor [N.m]

ω - Velocidade angular no eixo do compressor [rad/s]

V_p - Volume plenum [m³]

O modelo (4.1)-(4.3) foi apresentado pela primeira vez por Gravdahl em [7].

O modelo é representado por equações diferenciais não lineares que possuem pontos de equilíbrio que precisam ser analisados para que possa ser determinada sua região de instabilidade, possibilitando um melhor domínio do modelo ao ser realizada a implementação.

O Mapa de Compressão mostra como a pressão desenvolvida varia com o fluxo de massa para diferentes velocidades. A modelagem do mapa de compressão é baseada nas perdas que ocorrem durante a passagem do gás pelo compressor. Como isso envolve muitas variáveis difíceis de serem obtidas, acaba tornando-se um problema de caracterização. Em razão disso, quando essas curvas não são fornecidas pelos fabricantes o que se faz é uma aproximação destas, baseado em algumas medições de pressão e vazão realizadas no compressor, a fim de que possam obter-se curvas características que representam esse compressor. Para o compressor estudado nesse trabalho as curvas para o mapa de compressão podem ser vistas na Figura 4.2.

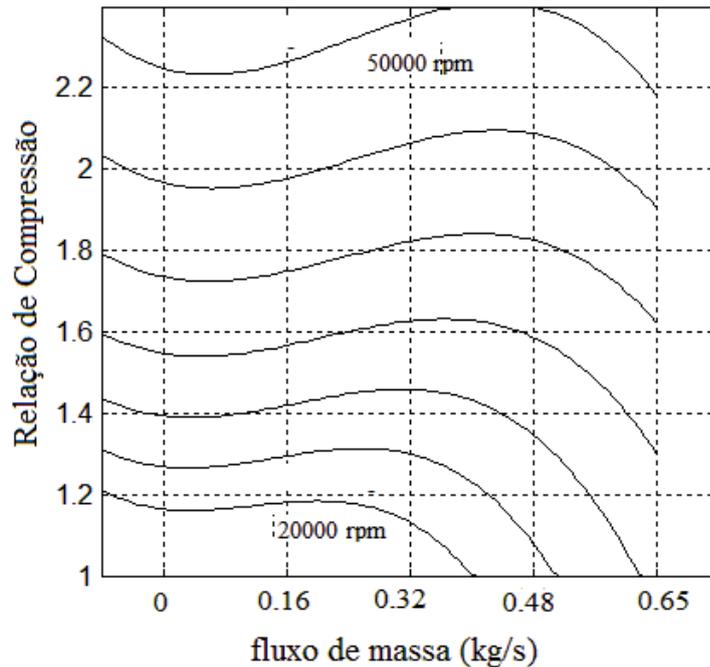


Figura 4.2- Mapa de Compressão para o compressor estudado

A transferência de energia para o gás ocorre no impelidor. Em um caso ideal, essa energia seria totalmente convertida em aumento de pressão. No entanto, ocorrem perdas no compressor, sendo que as principais são as perdas por atrito e perdas por incidência no impelidor e no difusor. Essas perdas são utilizadas para modelar o mapa de compressão.

O torque é dado pela variação do momento angular do fluido no compressor:

$$\tau_c = \dot{m}(r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}), \quad (4.4)$$

na qual r_1 representa o raio do indutor e r_2 o raio da saída do impelidor. $C_{\theta 1}$ diz respeito à velocidade tangencial do gás no indutor e $C_{\theta 2}$ à velocidade tangencial do gás na saída do impelidor. A fim de simplificação, assume-se que não houve redemoinho nas palhetas estacionárias e que o ar próximo do impelidor não possui componente tangencial de velocidade ($C_{\theta 1} = 0$), dessa forma a equação (4.4) ficará

$$\tau_c = \dot{m} r_2 C_{\theta 2} \quad (4.5)$$

Observado o triângulo de velocidades da saída do impelidor (ver Figura 4.3), temos que

$$C_{\theta 2} = U_2 - C_{a2} \cot \beta_{2b} \quad (4.6)$$

$$C_{\theta 2} = \left(1 - \frac{C_{a2}}{U_2} \cot \beta_{2b}\right) U_2 \quad (4.7)$$

$$C_{\theta 2} = \mu U_2 \quad (4.8)$$

na qual μ é o coeficiente de fluxo. Na prática, o coeficiente de fluxo é menor do que o valor ideal devido ao escorregamento. O fator de escorregamento pode ser introduzido em (4.7) como

$$C_{\theta 2} = \sigma \left(1 - \frac{C_{a2}}{U_2} \cot \beta_{2b}\right) U_2, \quad (4.9)$$

sendo σ o fator de escorregamento, tipicamente com valor menor que 1(um). Para palhetas radiais temos $\cot \beta_{2b}=0$ e $\sigma = \mu$. Sabendo que $U_2=r_2 \omega$ a equação (4.5) pode ser expressa como

$$\tau_c = \dot{m} r_2^2 \omega \mu \quad (4.10)$$

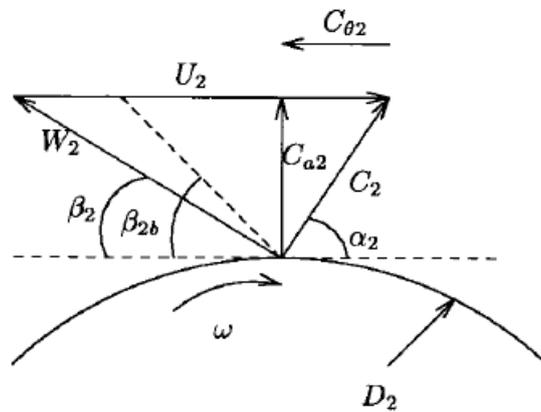


Figura 4.3- Triângulo de velocidades na extremidade do impelidor

A potência fornecida ao fluido é dada por

$$\dot{W}_c = \omega \tau_c = \dot{m} r_2^2 \omega^2 \mu \quad (4.11)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m} \Delta h_{0c,ideal} \quad (4.12)$$

na qual $\Delta h_{0c,ideal}$ é a entalpia específica entregue ao fluido sem levar em conta as perdas.

$$\Delta h_{0c,ideal} = \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = r_2^2 \omega^2 \mu \quad (4.13)$$

Pode-se notar (ver equação (4.13)), que a entalpia específica ideal não depende da vazão mássica, e idealmente tem-se transferência de energia para todo fluxo de massa. No entanto, devido às perdas que ocorrem nas partes do compressor, a transferência de energia não é constante. De acordo com alguns autores, as duas grandes ocorrências de perdas são as seguintes: Perda de incidência e perdas por atrito. Essas perdas desempenham um papel importante na determinação da região em que o compressor possa operar de maneira estável.

Quando o fluido está prestes a entrar no olho do impelidor (indutor) com uma velocidade relativa W_1 e com um ângulo de entrada β_1 (ver Figura 4.3), assume-se que o fluido muda de direção rapidamente para acompanhar o ângulo de entrada das pás β_{1b} . Em razão disso, a velocidade relativa do fluido é alterada de W_1 para W_{1b} . Quando a direção é alterada de β_1 para β_{1b} a energia cinética associada ao componente tangencial $W_{\theta 1}$ é perdida. Dessa forma, a perdas de energia devido à incidência será dada por:

$$\Delta h_{ii} = \frac{W_{\theta 1}^2}{2} \quad (4.14)$$

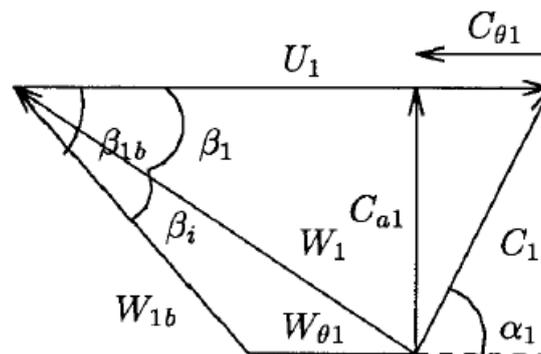


Figura 4.4- Ângulo de incidência no indutor

Da Figura 4.4, temos que:

$$\cos \beta_1 = \frac{U_1 - C_{\theta 1}}{W_1} \quad \text{e} \quad \sin \beta_1 = \frac{C_{a1}}{W_1} \quad (4.15)$$

na qual $C_{\theta 1}$ e C_{a1} são a velocidade tangencial de entrada e a velocidade radial de entrada do fluido, respectivamente.

$$W_{\theta_1} = \frac{\sin(\beta_{1b} - \beta_1) W_1}{\sin \beta_{1b}} = (\cos \beta_1 - \cot \beta_{1b} \sin \beta_1) W_1 \quad (4.16)$$

Substituindo (4.15) em (4.16) obtém-se:

$$W_{\theta_1} = U_1 - C_{\theta_1} - \cot \beta_{1b} C_{a1} \quad (4.17)$$

Substituindo (4.17) em (4.14), a perda por incidência no impelidor pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\begin{aligned} \Delta h_{ii} &= \frac{1}{2} (U_1 - C_{\theta_1} - \cot \beta_{1b} C_{a1})^2 \\ \Delta h_{ii} &= \frac{1}{2} \left(U_1 - \frac{\cot \beta_{1b} m}{\rho_{01} A_1} \right)^2 \\ \Delta h_{ii} &= \frac{1}{2} r_1^2 \left(\omega - \frac{\cot \beta_{1b} m}{\rho_{01} A_1} \right)^2 \\ \Delta h_{ii} &= \frac{1}{2} r_1^2 (\omega - \alpha m)^2 \end{aligned} \quad (4.18)$$

As perdas por atrito no impelidor são calculadas por:

$$\Delta h_f = C_h \frac{l}{D} \frac{W_{1b}^2}{2} \quad (4.19)$$

na qual C_h é o coeficiente de perda por atrito na superfície, l é o comprimento médio do canal médio e D é o diâmetro médio do canal hidráulico. O coeficiente de perda por atrito C_h é definido como

$$C_h = 4f \quad (4.20)$$

na qual o fator de atrito f depende do número de Reynolds que é dado por:

$$f = 0.3164(Re)^{-0.25} \quad (4.21)$$

O diâmetro médio do canal hidráulico é dado por

$$D = \frac{4A}{a} \quad (4.22)$$

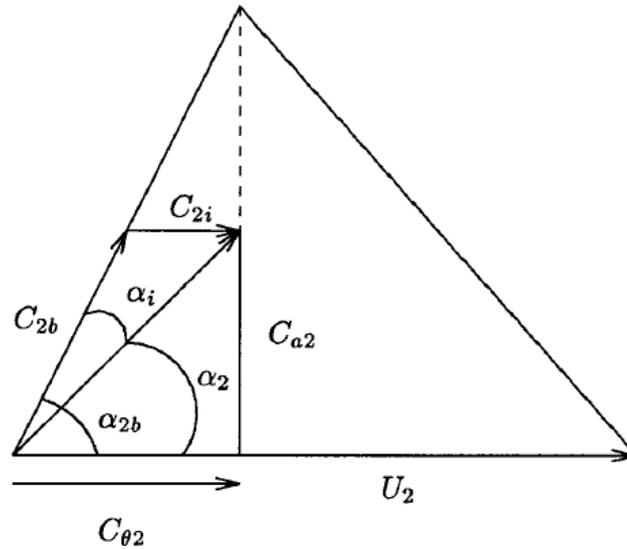


Figura 4.5- Ângulos de incidência no difusor

na qual A é a área da seção transversal e a o perímetro da passagem entre as palhetas do compressor. A partir da ilustração da Figura 4.5 temos que:

$$\frac{W_{1b}}{\sin \beta_1} = \frac{W_1}{\sin \beta_{1b}}, \quad (4.23)$$

como $\sin \beta_1 = \frac{c_{a1}}{W_1}$, tem-se:

$$W_{1b} = \frac{c_{a1}}{\sin \beta_{1b}} \quad (4.24)$$

Sabendo que o gás entra no olho do impelidor(indutor) com velocidade absoluta $C_1 = \frac{1}{\rho_{01} A_1} m$ e substituindo (4.24) em (4.19) teremos

$$\Delta h_{fi} = \frac{c_{hl}}{2D\rho_{01}^2 A_1^2 \sin^2 \beta_{1b}} m^2 \quad (4.25)$$

$$\Delta h_{fi} = k_{fi} m^2 \quad (4.26)$$

Incluindo as perdas, a transferência de energia específica total pode ser calculada subtraindo (4.18) e (4.26) de (4.13):

$$\Delta h_{0c,ideal}(\omega, m) = \Delta h_{0c,ideal} - \Delta h_{fi} - \Delta h_{ii} \quad (4.27)$$

Como pode ser visto na equação (4.27), diferente do caso ideal, a transferência de energia para o fluido varia com o fluxo de massa m .

Para encontrar a expressão para aumento de pressão, deve-se encontrar a relação entre o aumento de pressão e transferência de energia. Para uma pressão na saída do compressor:

$$\Psi_c(\omega, m) = \frac{p_p}{p_{01}} = \left(1 + \frac{r_2^2 \omega^2 \mu - \frac{1}{2} r_1^2 (\omega - \alpha m)^2 - k_{fi} m^2}{T_{01} c_p} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4.28)$$

$$p_p = \Psi_c(\omega, m) p_{01}, \quad (4.29)$$

na qual as perdas foram levadas em conta e Ψ_c representa o mapa de compressão. A temperatura de estagnação de entrada, T_{01} , a capacidade de calor específica, c_p , e κ , são considerados constantes.

O fluxo de massa através da válvula $m_t(p_p)$ é modelado como através de uma válvula, que deve ser modelado como o fluxo através de uma restrição ou um orifício[14], assim, tem-se que:

$$m = C A_2 \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)}, \quad (4.30)$$

na qual m é o fluxo de massa através do orifício, C o coeficiente de vazão, A_2 é a área de abertura do orifício, ρ é a densidade do fluido e $p_1 - p_2$ é a queda de pressão através do orifício.

A expressão (4.30) só é válida para fluidos incompressíveis e o gás não é um fluido incompressível. O fluxo de gás através de uma válvula pode ser modelado como o fluxo isentrópico através de um bocal e, dessa forma, tem-se

$$m = \frac{A_2 p_1}{\sqrt{RT_1}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}}}, \quad (4.31)$$

na qual κ é a razão entre a capacidade calorífica a pressão constante c_p e a capacidade calorífica a volume constante c_v , R é a constante de gás específico, p_1 e T_1 a pressão e

temperatura de entrada do bocal, respectivamente, p_2 e A_2 é a pressão e a área de saída do bocal, respectivamente.

Bastard mostra que a utilização da equação (4.30) ao invés da equação (4.31) não enseja um erro significativo no valor da vazão de gás do compressor [14]. Dessa forma, por questão de simplicidade, a equação (4.30) pode ser utilizada para o fluxo de gás através de uma válvula.

Usando para o coeficiente de vazão um valor de $C = 0.65$, considerando as perdas de energia existentes, temos para o ar ($\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$) $C \sqrt{2\rho} \approx 1$ e a equação (4.30) torna-se

$$m = A_2 \sqrt{(p_1 - p_2)} \quad (4.32)$$

Para controlar a vazão através da válvula, o orifício de área A_2 deve ser ajustado entre zero e 100%. Dessa forma, o fluxo através da válvula reguladora é

$$m_t(p_p) = k_t \sqrt{(p_p - p_{01})} \quad (4.33)$$

Onde k_t diz respeito à porcentagem de abertura da válvula

De posse do modelo do compressor e do entendimento das equações que regem o seu funcionamento possibilita-se um entendimento mais claro da atuação do controle nas variáveis operacionais dos compressores.

5 CONTROLE DE COMPRESSORES

O controle nos compressores centrífugos atua nas condições operacionais do mesmo, modificando a vazão de sucção, vazão de descarga, a pressão de sucção ou a pressão de descarga. Para realizar essas alterações, as ações que são possíveis, hoje em dia, modificam essas variáveis através de uma válvula de reciclo para a atmosfera, ou de uma válvula de recirculação da descarga para a sucção ou modificando a rotação de operação dos compressores.

Cada compressor possui um mapa característico fornecido pelo fabricante com os pontos críticos de vazão e pressão, definindo a região de estabilidade. O ideal para um sistema de compressão seria que os compressores operassem sempre dentro dessa faixa operacional. No entanto, algumas condições adversas ocorrem, levando tais compressores para a região de instabilidade. Devido a isso, cabe ao sistema de controle do compressor ser eficiente a ponto de detectar irregularidades no funcionamento e tomar as decisões corretas para que o compressor retorne à região de estabilidade.

Os dois principais tipos de controles existentes nos compressores centrífugos são: o controle de capacidade e o controle anti-surge.

5.1 CONTROLE DE CAPACIDADE

O controle de capacidade de um compressor é aquele que atua nas suas condições operacionais, de forma a manter uma das seguintes variáveis constantes: vazão pela máquina, pressão de sucção ou pressão de descarga (ver Figura 5.1) [1].

As formas de se atuar nos compressores centrífugos, existentes hoje na indústria, para modificar suas condições operacionais podem ser por meio do estrangulamento de uma válvula na sucção ou na descarga, recirculação e descarga para a atmosfera, através da mudança do ângulo das pás guias ou através da variação de rotação.

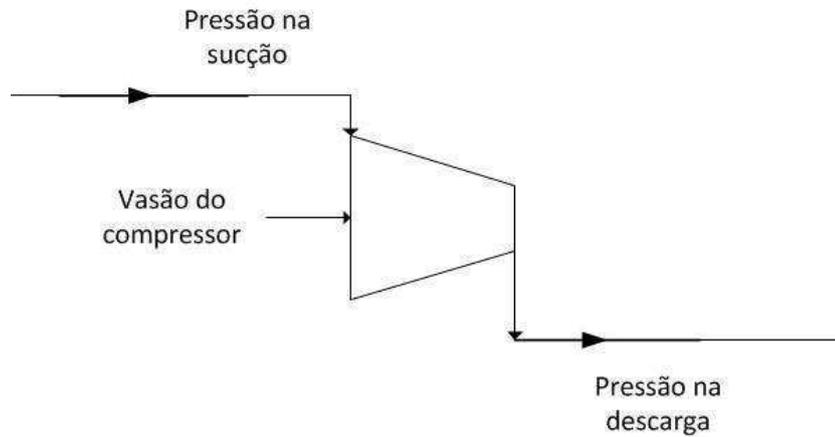


Figura 5.1- Variáveis do controle de capacidade

O estrangulamento é uma forma barata e prática de se realizar o controle de capacidade. Todavia não é ideal, pois introduz uma perda de carga no sistema e provoca o aumento da temperatura de descarga do fluido. A recirculação e descarga para a atmosfera é um modo de controle anti-econômico, devido ao desperdício de fluido para a atmosfera. Embora resulte que a mudança do ângulo das pás seja mais eficiente que o estrangulamento, ocorre de operar com o fluxo reduzido por longos períodos. Quanto à variação de rotação é o controle de capacidade mais eficiente, pois não introduz perdas de energia e deve ser feito por um acionador de rotação variável: uma turbina ou um motor elétrico.

Supõe-se um caso onde se deseja manter constante a vazão do compressor, variando a rotação da máquina. No caso de ocorrer um aumento da demanda de gás durante o processo, e seja necessário manter uma vazão constante, a velocidade do compressor deve ser diminuída, como ilustrado na Figura 5.2.

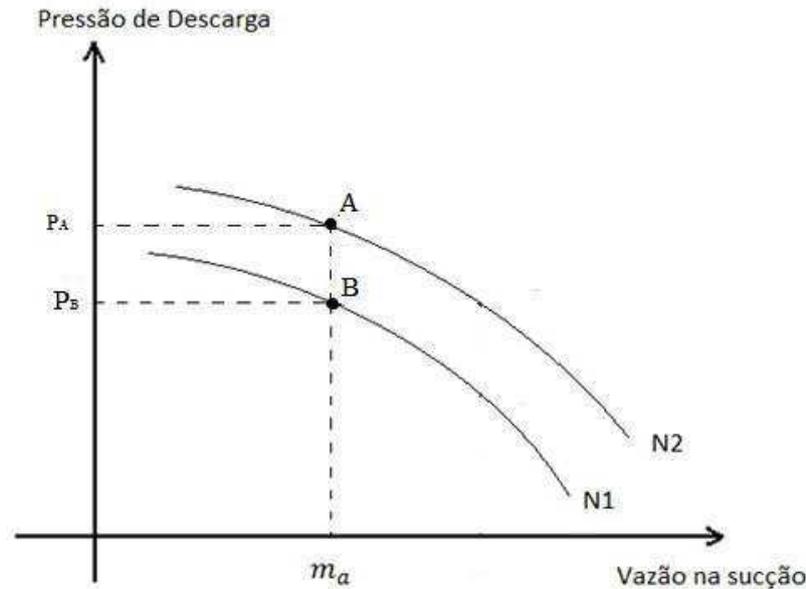


Figura 5.2- Exemplo de Controle de Capacidade no Compressor Centrífugo

Na Figura 5.2 são mostradas duas curvas para diferentes condições operacionais dos compressores. Inicialmente o ponto de operação sendo o ponto A, com uma pressão P_A , uma vazão m_a e velocidade de rotação N_2 . Com um aumento da vazão no processo, e o compressor operando com velocidade constante, a tendência era o ponto de operação se deslocar sobre a linha de velocidade N_2 , diminuindo dessa forma a vazão do compressor. No entanto, para que a vazão se mantenha constante é necessária a redução na velocidade do compressor para N_1 , diminuindo também a pressão de descarga para P_B .

5.2 CONTROLE *ANTI-SURGE*

O controle *anti-surge* tem como objetivo impedir que o compressor opere com um valor de vazão inferior ao que o leve ao surge. Este valor deve ser escolhido um pouco acima do valor de surge para que o controle, que não é imediato, consiga eliminar o erro e o sistema não atinja o ponto de instabilidade. Essa folga é de extrema importância devido à incerteza da localização exata da curva de surge.

O método de controle *anti-surge* mais utilizado atualmente consiste em recircular para a sucção do compressor a vazão excedente utilizando uma válvula de

reciclo (ver Figura 5.3). Quando a vazão no compressor cai próximo ao valor da vazão mínima estabelecida no controle esta válvula será aberta de modo que a vazão no compressor fique acima desse valor.

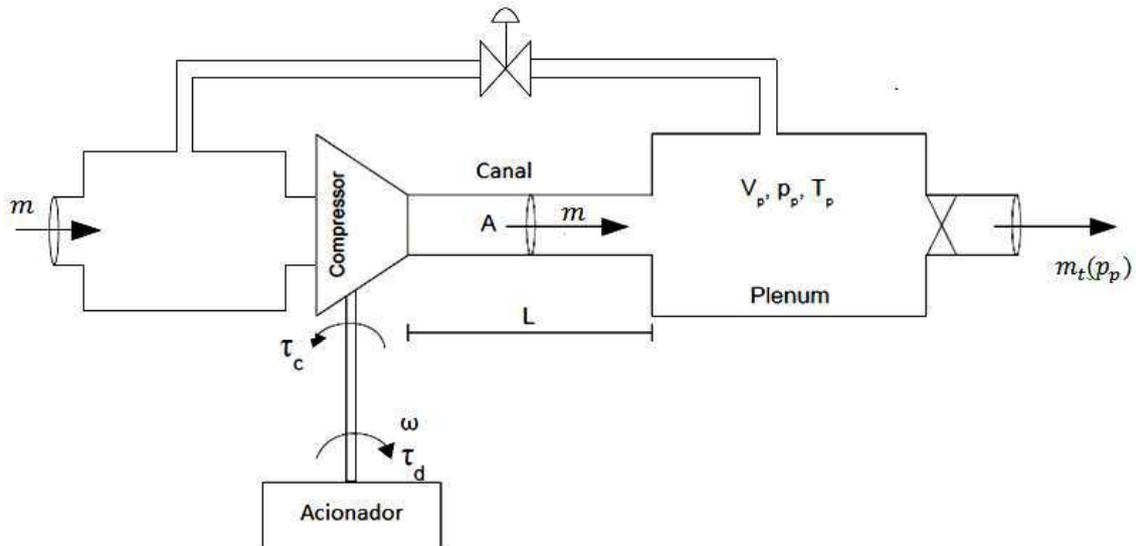


Figura 5.3- Controle *anti-surge* com válvula de reciclo

5.2.1 Acionador com velocidade constante

No caso do acionador operar com velocidade constante, o compressor apresentará uma curva semelhante a mostrada na Figura 5.4.

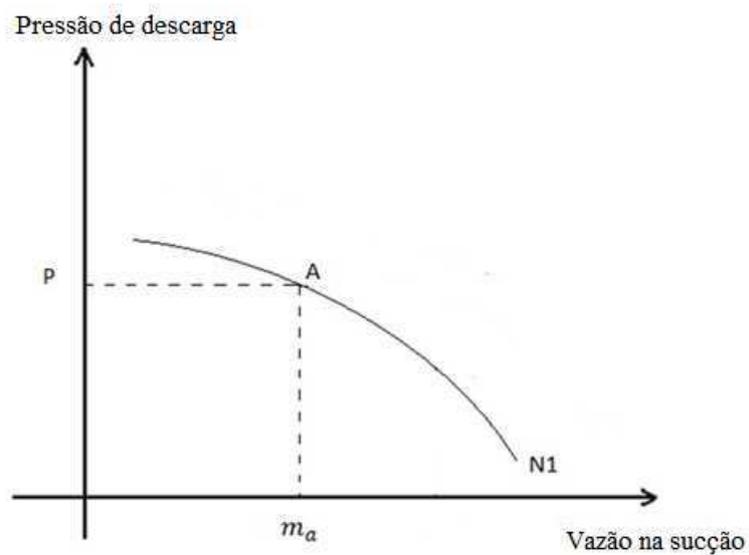


Figura 5.4- Controle *anti-surge* (velocidade constante)

A vazão m_a representa a vazão mínima para o compressor, indicando que uma vazão menos que essa o compressor entra em surge. O ponto A indica esse ponto limite de surge. Dessa forma deve-se adotar um valor conservativo de 10% à direita de m_a para que seja o ponto de ajuste para a válvula de recirculação.

Na Figura 5.5 está apresentada a malha de controle *anti-surge* para um compressor que opera com rotação fixa. Nesta malha de controle o elemento primário de fluxo (FE) na sucção do compressor envia o sinal de pressão diferencial para o transmissor de fluxo (FT) que converte esse sinal e envia para o controlador indicador de fluxo (FIC). Nesse controlador deve estar implementado o valor de ajuste conservativo de 10% em relação à vazão mínima para que possa ser comandada a abertura da válvula quando ocorrer uma queda na vazão que atinja esse valor, de modo que a vazão fique igual ao valor de ajuste.

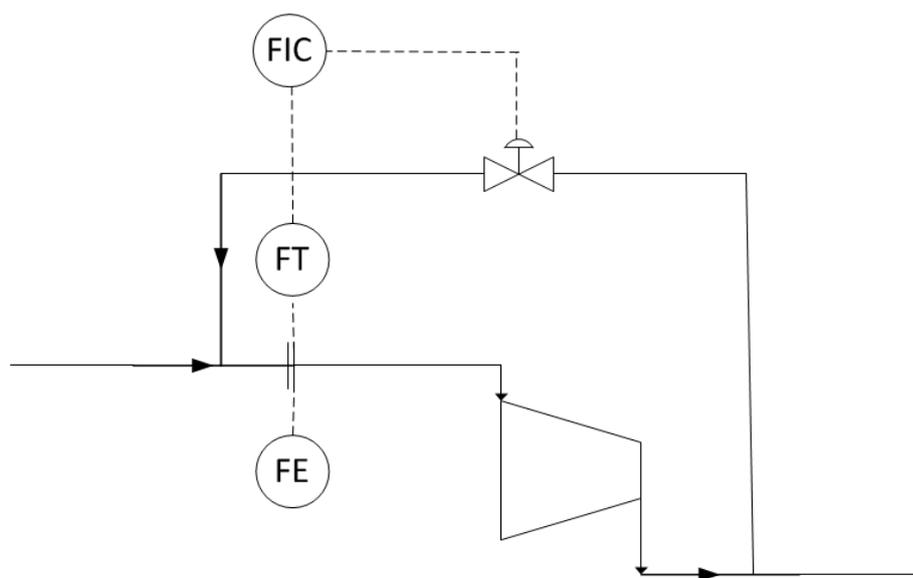


Figura 5.5-Malha de Controle *Anti-Surge* (velocidade constante)

5.2.2 Acionador com velocidade variável

No caso do acionador capaz de operá-lo em diversas rotações, o compressor apresentará curvas semelhantes as mostrada na Figura 5.5.

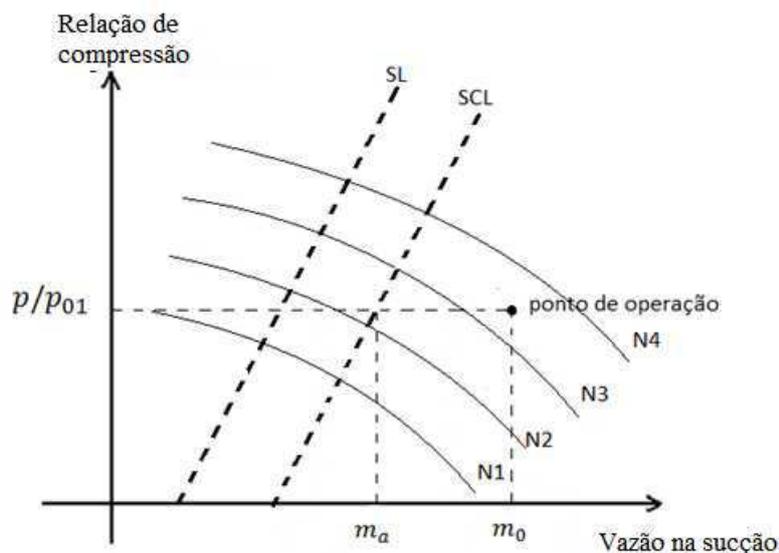


Figura 5.6- Controle *Anti-Surge* (velocidade variável)

As curvas mostradas na Figura 5.6 representam a razão de pressão no compressor em função da vazão mássica na sucção. Para cada ponto de rotação diferente, existe um novo valor limite para ocorrência do surge. Entretanto, como já foi dito anteriormente, o ponto de controle deve apresentar uma folga para que o sistema não entre em instabilidade devido ao atraso na resposta do controlador e pela incerteza da curva limite de surge. Dessa forma, o ponto de ajuste do controle deve estar situado de acordo com uma reta paralela e à direita da linha de surge (SL), denominada de linha controle de surge (SCL).

O ponto de ajuste do controle *anti-surge* deve ser determinado para cada ponto operacional do compressor. Para o ponto de operação exibido na Figura 5.6 que corresponde a uma vazão de operação m_0 existe uma vazão de ajuste (m_a) que é determinada pela interseção de uma reta paralela ao eixo vertical com a linha de controle de surge (SCL). É com este valor de ajuste (m_a) que a vazão m_0 será comparada e comandará a abertura da válvula, caso a vazão de operação assuma o valor do ponto de ajuste.

Na malha de controle o valor de m_0 será comparado com o valor de ajuste (m_a), caso m_0 seja maior que m_a a válvula permanecerá fechada. No caso de m_0 ficar igual ou menor que m_a , a válvula deverá abrir, mantendo a vazão na entrada do compressor igual à vazão de ajuste.

No controlador, deve ser implementada a equação da linha de controle de surge que pode ser considerada uma reta.

$$\frac{p_p}{p_{01}} = am_a + b \quad (5.1)$$

Dessa forma, com o valor da pressão na sucção (p_{01}) e a pressão na descarga (p_p), substituindo na equação, obtém-se o valor da vazão de ajuste.

$$m_a = \frac{\frac{p_p}{p_{01}} - b}{a} \quad (5.2)$$

Quando essa diferença entre a vazão operacional e a vazão de ajuste for positiva significa que a vazão operacional estará à direita do ponto de ajuste e nada será feito. Quando a diferença for negativa, significa que o compressor está operando à esquerda da linha de controle de surge, aproximando-se da linha de surge. A partir daí será tomada a decisão de manter a válvula fechada ou abri-la o suficiente, para manter o compressor na região de estabilidade.

Na malha de controle para o compressor com rotação variável (ver Figura 5.7), dois transmissores de pressão (PT) são utilizados para obter-se a pressão na sucção e na descarga do compressor. Com esses dois valores transmitidos para o Controlador *Anti-Surge* (CAS) é obtido a vazão de ajuste através da equação da linha de controle de surge. Essa vazão de ajuste é comparada com a vazão que está sendo medida e transmitida para o CAS que comandará a abertura da válvula.

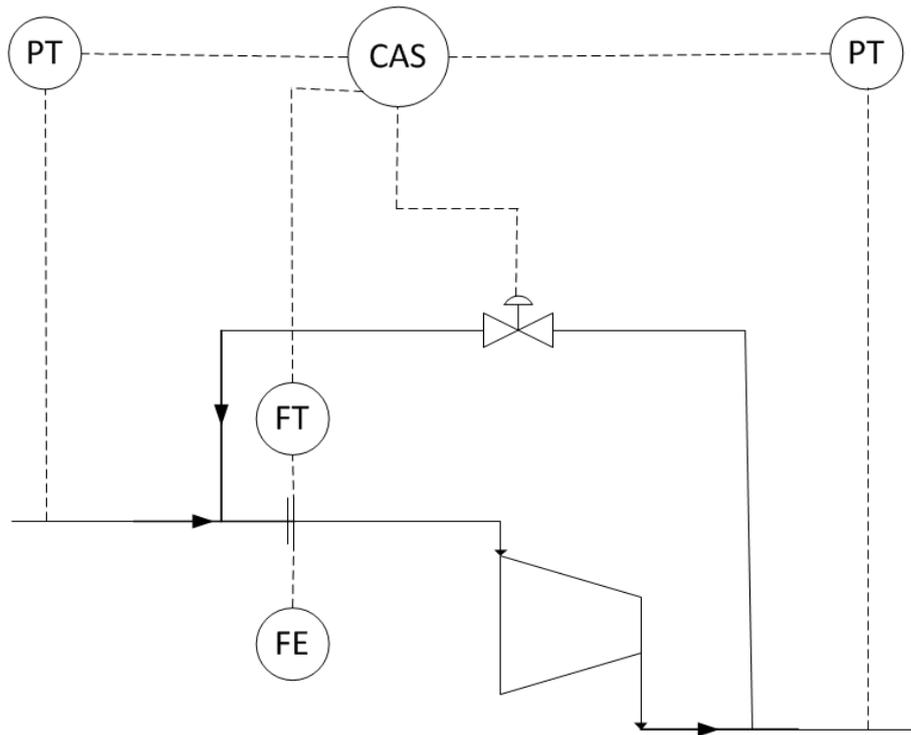


Figura 5.7-Malha de Controle *Anti-Surge* (velocidade variável)

Os métodos de controle apresentados neste capítulo são os utilizados na indústria de petróleo e gás. Como proposta para uma nova maneira de realizar o controle *anti-surge*, será apresentado no próximo capítulo um novo método que propõe a eliminação da válvula de reciclo.

6 CONTROLE EM CASCATA PROPOSTO

Tradicionalmente, o surge foi evitado utilizando métodos que mantinham o ponto de funcionamento do compressor fora da região de ocorrência do surge. Uma linha de controle de surge é adotada a certa distância da linha de surge, deixando certa margem de segurança. Dessa forma, esses métodos restringem a faixa de operação da máquina e limitam a eficiência do sistema de compressão.

O controle em cascata é uma estratégia de controle que consiste de duas ou mais malhas de controle integradas com um controlador primário regulando um controlador secundário, melhorando a velocidade de resposta do controle. A saída do controlador primário estabelece o ponto de ajuste para o controlador secundário.

O controle proposto para evitar o fenômeno do surge e também para realizar o controle de capacidade é o controle de cascata, com uma malha interna (escrava) de velocidade e outra externa (mestre) de fluxo de massa (ver Figura 6.1). Com o controle em cascata proposto deseja-se controlar a vazão do compressor manipulando-se a velocidade operacional do compressor.

Como descrito anteriormente, o controle de surge mais utilizado é feito através da utilização de uma válvula de reciclo da descarga para a sucção do compressor, fazendo com que o compressor opere acima de certo valor de vazão, conforme se pode verificar em [14].

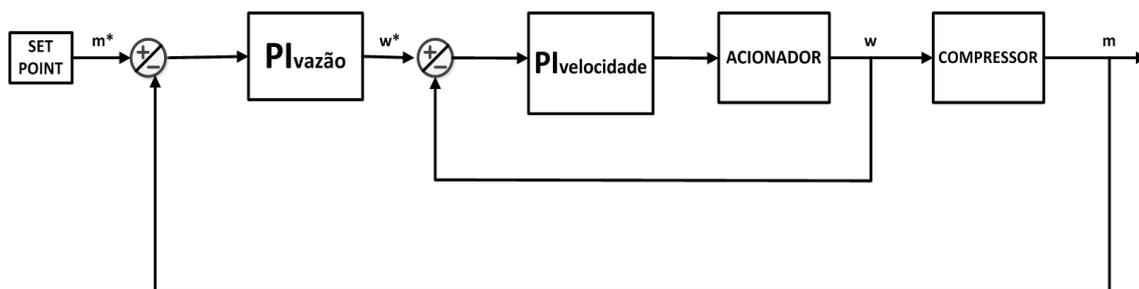


Figura 6.1- Representação do Controle em Cascata

Uma válvula como elemento final de controle representa um custo a mais de projeto, pois envolve algumas considerações que devem ser levadas em conta como: banda morta, projeto do atuador/posicionador, alimentação do instrumento, tipo e tamanho da válvula, dimensionamento da vazão pela válvula, etc.

Observando o modelo do compressor (4.1)-(4.3), em (4.2) verifica-se a relação da vazão m com a velocidade ω . Devido essa relação, uma alteração na velocidade resulta diretamente em alteração no valor de vazão, possibilitando o controle da vazão através da variação da velocidade do compressor. Outra relação que pode ser observada a partir do modelo, é a do torque de acionamento τ_t com a velocidade. Dessa forma, o torque de acionamento é utilizado como variável de controle, atuando na velocidade do compressor, alterando seu ponto de operação.

O controle em cascata propõe a eliminação da válvula para o controle do surge, permitindo que o compressor opere com fluxo reduzido à esquerda da linha de surge sem reciclagem, com enorme potencial para redução do consumo de energia.

Para o controle proposto é definida uma vazão de referência m^* . A partir da vazão operacional (m) do compressor é calculado o erro para a entrada do primeiro controlador de vazão. A lei de controle para o controlador de vazão definirá a velocidade de referência para calcular o erro de velocidade para o controlador de velocidade

$$\omega^* = K_1 (m^* - m) + K_2 \int_0^t (m^* - m) dt \quad (6.1)$$

Para a malha escrava, que é a malha de velocidade, a entrada do controlador é definida como a diferença entre a velocidade de referência ω^* e a velocidade do compressor ω , enquanto a saída será o torque que acionará o compressor

$$\tau_d = K_3 (\omega^* - \omega) + K_4 \int_0^t (\omega^* - \omega) dt \quad (6.2)$$

Na malha de controle anti-surge, exibida na Figura 6.2, para o controle em cascata proposto, o elemento primário de fluxo (FE) na sucção do compressor envia o sinal de pressão diferencial para o transmissor de fluxo (FT) que converte esse sinal e envia para o controlador anti-surge (CAS). A partir desse valor de vazão operacional do compressor, com o controle implementado, é possível estabelecer o torque de acionamento para o acionador.

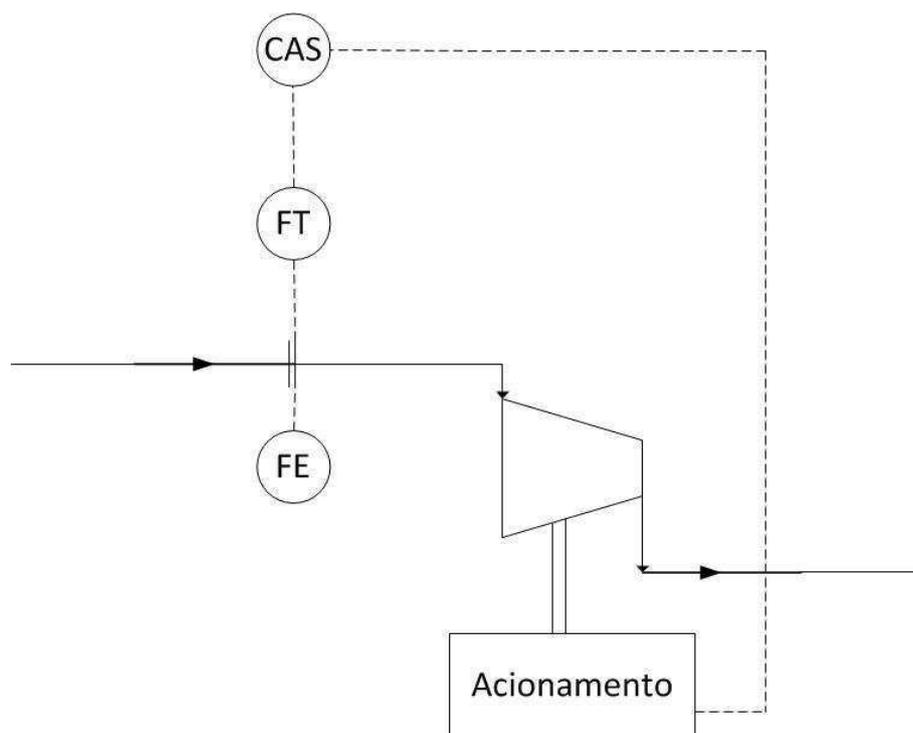


Figura 6.2-Malha controle anti-surto proposto

6.1 ACIONADOR

Ao contrário dos acionamentos mecânicos, que já possuem suas operações pré-definidas, os sistemas de acionamento com motores elétricos apresentam uma ampla faixa operacional e diversas formas de configuração.

Os dois tipos mais comuns de motores elétricos de corrente alternada utilizados para unidades de acionamento de compressores de gás natural são os motores síncronos e os motores de indução. Motores de ímã permanente são um tipo de máquinas síncronas que surgiram a partir da substituição do enrolamento de campo do rotor da máquina síncrona por um ímã permanente. A ausência do enrolamento de campo nesse tipo de máquina permitiu a redução de perdas, concentrando-as nos enrolamentos do estator. Isso significou redução do volume e um aumento na eficiência da máquina. Dessa maneira, com o advento desta máquina, obteve-se uma maior relação potência por volume. Os motores de indução gaiola com rotor do tipo gaiola de esquilo podem também ser utilizados para aplicações de alta velocidade. A motivação para um motor de alta velocidade é muitas vezes baseada na eliminação da caixa de engrenagem

utilizada para aumentar a velocidade. Os motores de corrente contínua sem escovas podem também ser utilizados em combinação com o controlador de velocidade e com conversores de potência, mas estes não são encontrados normalmente em instalações de compressores de gás [5], pois esse tipo de motor não pode ser aplicado em locais onde há risco de explosão devido ao fato de o seu comutador e escova provocarem arcos e faíscas. No caso mais simples o compressor é acionado por um motor, conectado diretamente à rede elétrica, e possuem a mesma velocidade ($N1$) operacional (ver Figura 6.3). Do ponto de vista do custo, essa implementação do sistema de compressão é a mais econômica. No entanto, muitos problemas podem ser constatados, como elevada corrente na partida, vibração e ruído no sistema, comprometimentos da estrutura mecânica, instabilidade da rede elétrica no qual o sistema está inserido, além de um enorme consumo de energia.

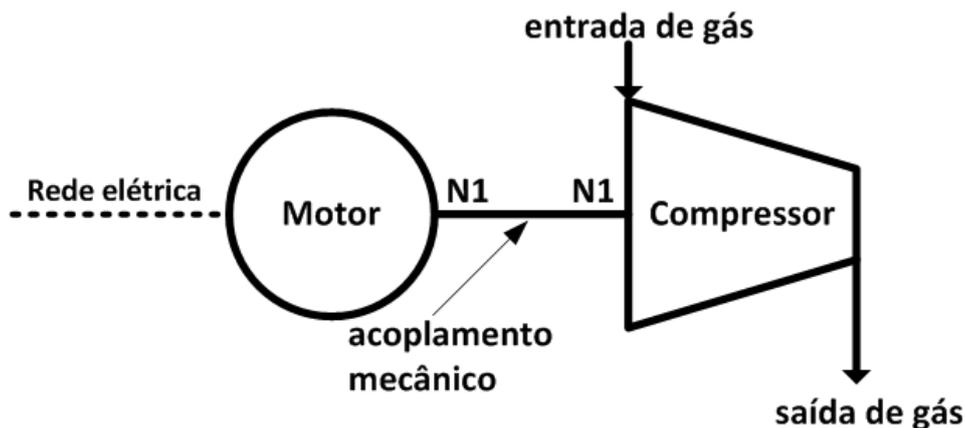


Figura 6.3-Sistema de compressão-Compressor acoplado diretamente ao Motor

No entanto, quando a velocidade do motor não está dentro da faixa de velocidade operacional do compressor é necessário utilizar uma caixa de engrenagem para que a velocidade transmitida ao compressor seja suficiente. A caixa de engrenagem inserida entre o motor e o compressor está apresentada na Figura 6.4. A velocidade $N2$ será maior que $N1$ com valores constantes.

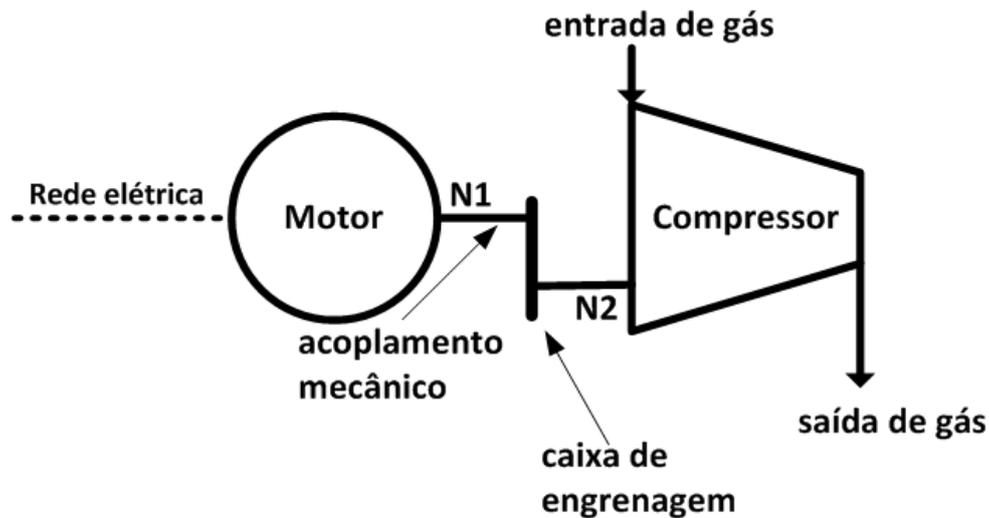


Figura 6.4-Sistema de compressão-Compressor acoplado através de uma caixa de engrenagem

A relação da caixa de engrenagem deve levar em consideração a velocidade máxima do motor e a velocidade desejada do compressor. Para os sistemas com motor de indução a relação da caixa de engrenagem deve levar em conta o escorregamento do motor na faixa de velocidade eficaz. [5]

Uma ampla faixa de velocidade operacional para os compressores é de extrema importância, uma vez que os sistemas de compressão de gás operam de forma mais eficiente através da variação de velocidade. Para os compressores centrífugos sem variação de velocidade, a variação de fluxo e pressão só é possível através de uma válvula de estrangulamento, de uma válvula para sucção ou através da recirculação para atmosfera, que são formas pouco eficientes.

Por essa razão, para a operação eficiente dos compressores é necessária a realização do acionamento através de velocidade variável, tipicamente realizado através do acionador hidráulico de velocidade variável (VSHD) ou acionador de frequência variável (VFD). No caso do acionador de frequência variável pode ser necessária a utilização de uma caixa de engrenagem caso a velocidade de operação do compressor seja maior que do motor.

6.1.1 Acionador Hidráulico de Velocidade Variável (VSHD)

O acionador hidráulico de velocidade variável (VSHD- *Variable Speed Hydraulic Drive*) pode ser utilizado para variar a velocidade e o torque fornecido ao motor. A energia mecânica no eixo do motor é transmitida para o compressor através de uma

bomba hidráulica, do motor e da caixa de engrenagem. A Figura 6.5 ilustra o compressor sendo acionado por um acionador hidráulico.

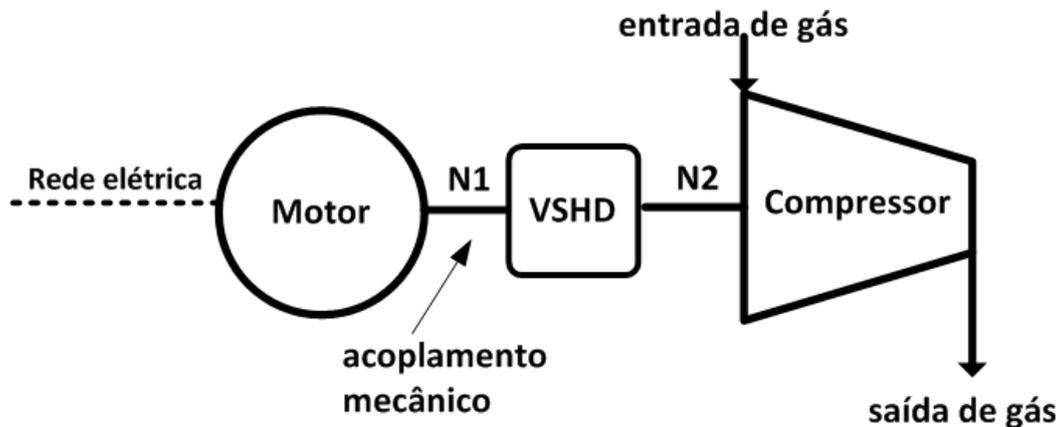


Figura 6.5- Sistema de compressão -Acionador Hidráulico de Velocidade Variável

O acionador hidráulico permite que o compressor opere com uma velocidade $N2$ variável a partir de uma velocidade constante $N1$ fornecida pelo motor.

6.1.2 Acionador de Frequência Variável (VFD)

O acionamento feito através de um acionador de frequência variável é feito através de um inversor de frequência. O inversor de frequência é um dispositivo capaz de controlar a velocidade dos motores de indução, transformando a tensão da rede, de amplitude e frequência constantes, em uma tensão de amplitude e frequências variáveis. Eles operam como uma interface entre a fonte (rede elétrica) e o motor, conforme ilustrado na Figura 6.6.

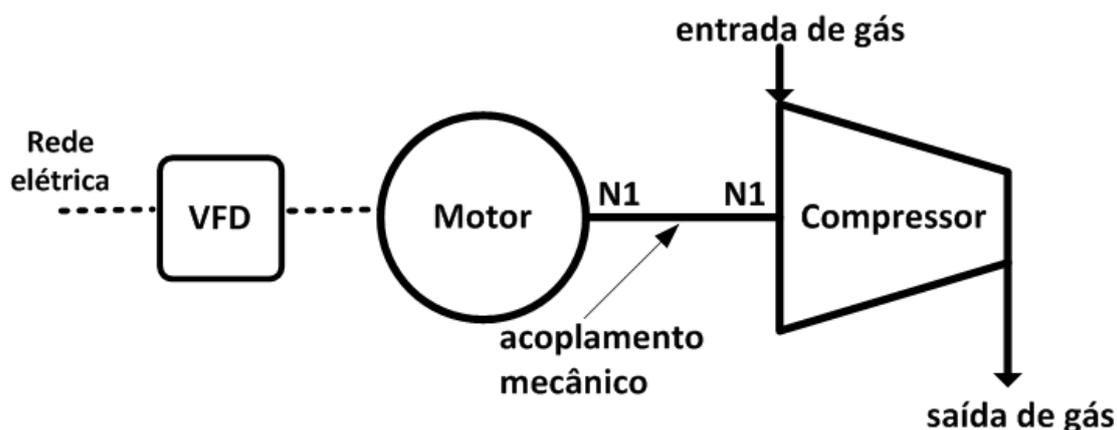


Figura 6.6- Sistema de compressão -Acionador de frequência variável

O motor acionado por um inversor de frequência pode ser utilizado em conjunto com uma caixa de engrenagem para aumentar a velocidade transmitida ao compressor. O VFD é utilizado para variar a velocidade de saída do motor (N1) e a caixa de engrenagem modifica essa velocidade, adequando para a velocidade de operação do compressor (N2) (ver Figura 6.7).

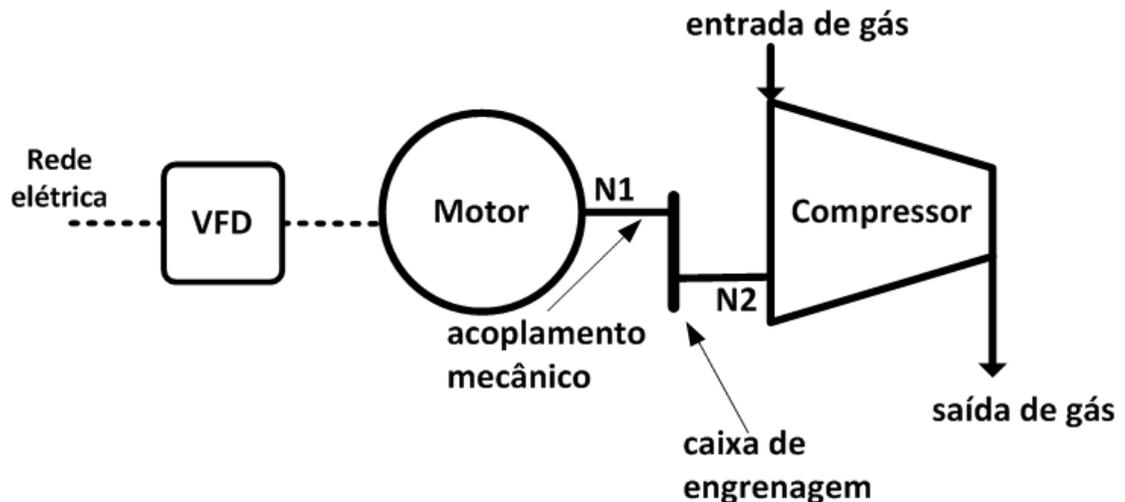


Figura 6.7- Sistema de compressão -Acionador de frequência variável com caixa de engrenagem

6.2 PROJETO DOS CONTROLADORES

O projeto dos controladores de vazão e de velocidade foi feita de duas formas distintas. Para a malha de velocidade foi feita uma representação dinâmica do processo, aproximado por um modelo de primeira ordem e sintonizado pelo Método da Integral do Erro Absoluto (ITAE). Para a sintonia da malha de vazão foi utilizado o Método dos Relés em Malha Fechada.

6.2.1 Malha de Velocidade

A modelagem da dinâmica do processo de muitas plantas industriais pode ser representada por uma função de transferência de primeira ordem mais um tempo morto. O tempo morto é o tempo a partir do instante em que o processo é perturbado com um degrau em que a variável de saída começa a variar.

Para um processo com variável de saída Y e de entrada U , a dinâmica do processo representada por uma função de transferência de primeira ordem mais um tempo morto (θ) será:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{Ke^{-\theta s}}{\tau s + 1} \quad (6.3)$$

Os parâmetros (K , τ e θ) caracterizam o comportamento dinâmico de um sistema de primeira ordem e podem ser identificados com base na curva de resposta do processo. Essa curva é obtida a partir da resposta ao introduzir um degrau na variável de entrada.

O ganho do processo K é calculado dividindo-se a variação na variável controlada, ao atingir o regime permanente pela variação da variável de entrada

$$K = \frac{\Delta T}{\Delta U} \quad (6.4)$$

A constante de tempo τ é o tempo requerido, a partir do ponto onde o sinal de saída começa a mudar, para que a saída do processo atinja 63% da variação total, depois que ocorreu uma mudança na entrada.

$$\tau = 0.63 \times \Delta T \quad (6.5)$$

O tempo morto θ é o tempo transcorrido após ocorrer a perturbação no processo, até que seja verificada uma mudança na saída do mesmo.

Para a sintonia do controlador PI de velocidade foi utilizado o Método da Integral do Erro Absoluto vezes o tempo (ITAE). Este método sugere utilizar, como critério desempenho, a integral de uma função do erro dentro de uma janela de tempo, suficiente para eliminar o erro em regime permanente [1].

$$ITAE = \int t|e(t)|dt \quad (6.6)$$

O procedimento para identificação dos parâmetros K , τ e θ foi feito da seguinte forma: colocou-se o sistema em malha aberta, abrindo-se a chave S_2 e S_3 , ilustradas na Figura 6.8, e foi aplicado um degrau na entrada do acionador e observou-se a curva de resposta da velocidade (ver Figura 6.8).

A variação na velocidade ao atingir o regime permanente, observando o gráfico da Figura 6.9, foi de 4250,0 rad/s (ponto A) e o valor da variação da variável de entrada foi de 4 Nm.

Em todas as simulações, para resolução das equações diferenciais não lineares, foi utilizado o método de Runge-Kutta [29], a partir das funções ode23tb e ode45 do Matlab.

Obs: Para esse gráfico da figura 6.9 e para os outros a notação utilizada para os valores obtidos foi um ponto para separar o valor inteiro das casas decimais. Já para os valores apresentado ao longo do texto foi utilizada a vírgula para separar a parte inteira da parte decimal

Dessa maneira, o valor de K será dado por:

$$K = \frac{4250}{4} = 1062,5$$

Para encontra o valor de τ , deve-se ter o valor em que a velocidade atingiu 63% da valor em regime permanente. Este valor está representado na Figura 6.9 pelo ponto B. Assim, o valor de τ será:

$$\tau = 3.036$$

Como a velocidade começou a variar juntamente com o valor do degrau, não existe tempo morto e o valor de θ é zero.

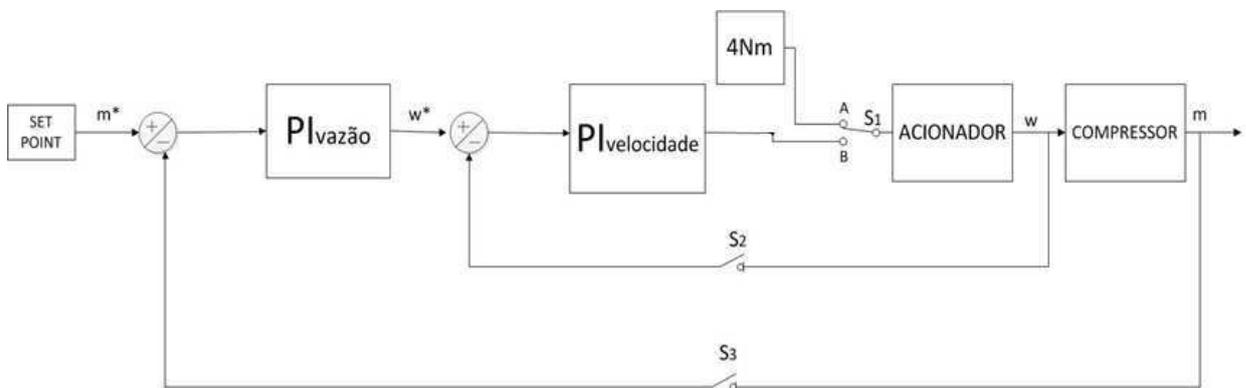


Figura 6.8- Malha para sintonia do controlador com acionador idealizado

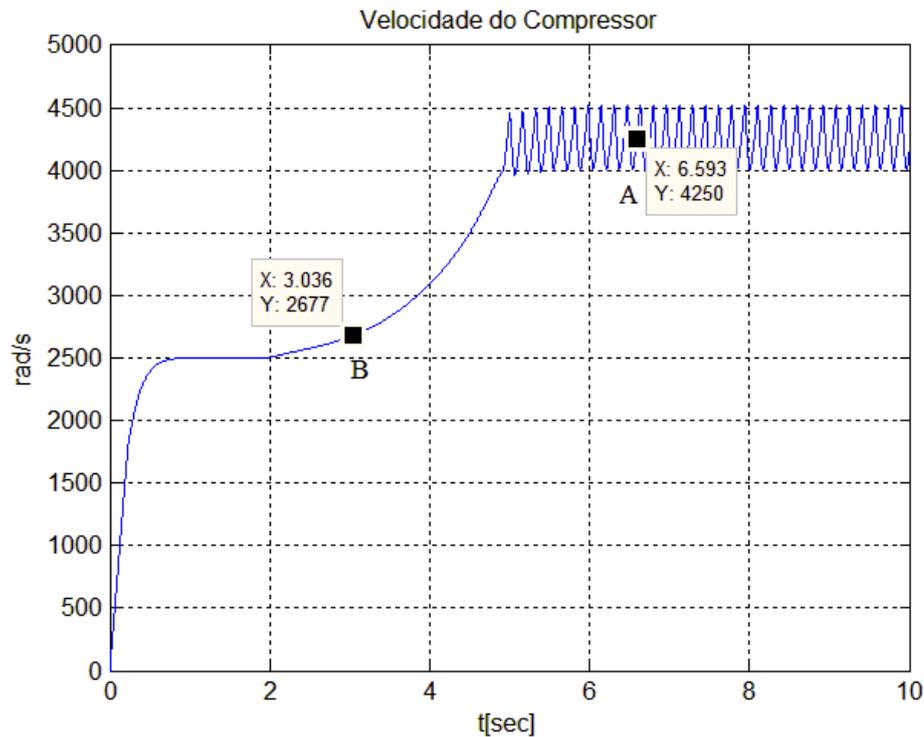


Figura 6.9- Teste para obter os parâmetros do modelo dinâmico do processo

Para a sintonia do controlador PI, foi utilizado o Método da Integral do Erro Absoluto vezes o tempo (ITAE) que foi implementado em um programa no Matlab, resultando nos seguintes valores de K_{pw} e K_{iw} :

| | |
|----------|------|
| K_{pw} | 3.41 |
| K_{iw} | 1.24 |

6.2.2 Malha de Vazão

Para a sintonia do controlador de vazão foi utilizado o método do relé em malha fechada. [Åström e Hägglund, 1984] propuseram um método para a sintonia de controladores utilizando “relés” em malha fechada com o objetivo de provocar oscilações limitadas e controladas no processo e, a partir desta resposta, estimar a resposta em frequência da planta. Isto é, em função da amplitude (“a”) e do período das oscilações (“P”) provocadas pelo relé, pode-se ter uma estimativa do ganho último (K_U) e do período último (P_U) do processo. Conceitualmente, este método é muito parecido

com o teste proposto por Ziegler e Nichols para a obtenção do ganho último, com a vantagem de ser um teste mais controlado. [1]

Na Figura 6.10, o controlador é substituído pelo relé, gerando uma amplitude controlada ($\pm h$) baseada apenas no sinal do erro entre a referência e a saída do processo, de forma que, para erros negativos, o sinal de saída é negativo e, para erros positivos, o sinal de saída é positivo. Para definir esse valor de amplitude, é necessário conhecimento das variáveis controladas e manipuladas, e a amplitude de h será definida em torno de 1 a 10% do valor obtido em regime permanente.

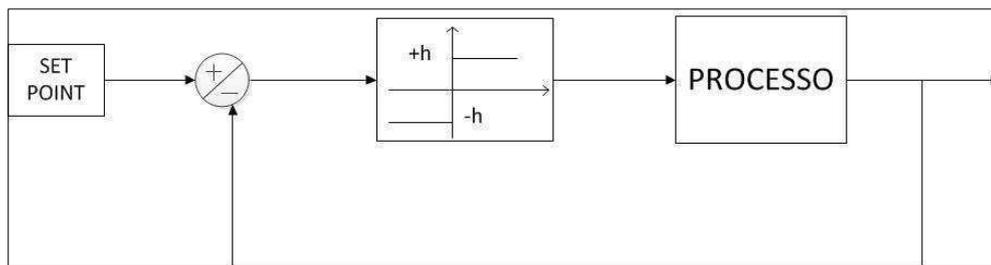


Figura 6.10- Método do relé em malha fechada.

A partir da oscilação de amplitude (“ a ”) e do período (“ P ”), o ganho último (K_U) e o período último (P_U) são determinados por:

$$K_U = \frac{4h}{a\pi} \quad e \quad P_U \cong P \quad (6.7)$$

Após a determinação de K_U e P_U , o método de Ziegler e Nichols (Tabela 6.1) pode ser utilizado para a sintonia do controlador, utilizando um fator de folga “ f ” devido às incertezas na estimação do processo:

$$K_P = \frac{K_P^{Z\&N}}{f/2} \quad (6.8)$$

$$T_I = T_I^{Z\&N} \times f \quad (6.9)$$

na qual $K_P^{Z\&N}$ é o valor do ganho proporcional e $T_I^{Z\&N}$ o tempo integral na tabela de Ziegler e Nichols.

Tabela 6.1- Sintonia dos controladores - Ziegler e Nichols

| Controlador | $K_P^{Z\&N}$ | $T_I^{Z\&N}$ | T_D |
|-------------|--------------|--------------|---------|
| P | $0.5K_U$ | - | - |
| PI | $0.45K_U$ | $P_U/1.2$ | - |
| PID | $0.6K_U$ | $P_U/2$ | $P_U/8$ |

Para determinação dos valores do controlador de vazão foi utilizada uma implementação no Simulink idêntica à da Figura 6.11.

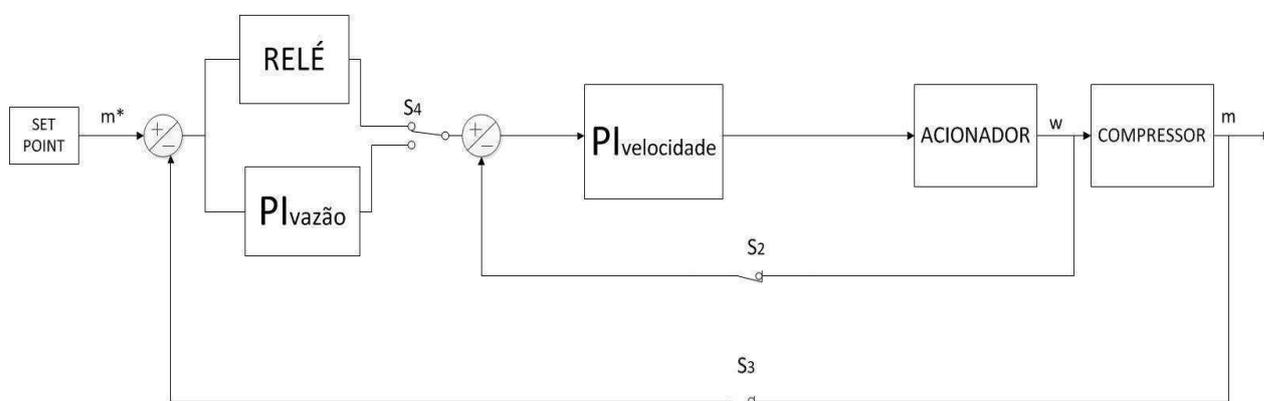


Figura 6.11-Representação Relé em malha Fechada

Em malha fecha, substituiu-se o controlador de vazão pelo relé e incluiu-se o controlador de velocidade já calculado. Dessa maneira podem-se obter os parâmetros através da verificação dos valores da amplitude (a) e do período P da saída do processo, mostrados na Figura 6.12. Com isso, calculam-se, como descrito anteriormente, os valores de K_{pm} e K_{im} .

| | |
|----------|------|
| K_{pm} | 3.41 |
| K_{im} | 1.24 |

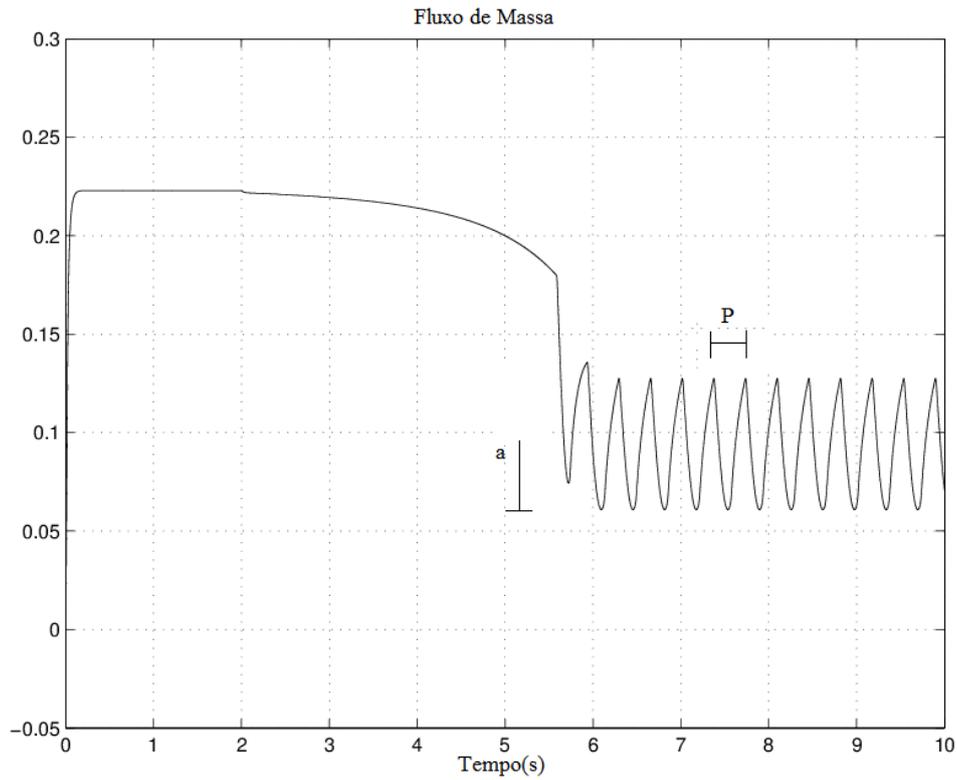


Figura 6.12- Teste para obtenção da amplitude (a) e do período (P)

Após entender o funcionamento do controle em cascata proposto e as diversas formas de acionamento dos compressores, será detalhado o modelo da máquina de corrente contínua como forma de possibilitar o entendimento do acoplamento feito entre a máquina e o compressor, através da equação mecânica e da caixa de engrenagem, para fins de simulação.

7 MOTOR DE CORRENTE CONTÍNUA

A máquina de corrente contínua dispõe de um modelo simples, de fácil compreensão e apresenta características dinâmicas e de operação bastante favoráveis para o seu controle. Nesta seção será apresentado o princípio de funcionamento e o modelo dinâmico do motor CC.

7.1 MODELO DINÂMICO DO MOTOR DE CORRENTE CONTÍNUA

Por questões de simplicidade, para mostrar o conceito e a eficiência do controle em cascata proposto, será utilizado o motor de corrente contínua como acionador do sistema de compressão. Como o motor de corrente contínua apresenta características semelhantes ao motor de indução com estratégia de controle pelo campo orientado, seus resultados podem indicar a possibilidade de utilização do motor de indução para acionamento do compressor utilizado nesse trabalho. A apresentação do desenvolvimento modelo da máquina de indução encontra-se no Apêndice A.

A máquina de corrente contínua é constituída por dois circuitos magnéticos principais: um circuito magnético no estator onde corre a excitação da máquina, conhecido como campo de excitação; e um circuito magnético no rotor, conhecido como armadura da máquina, que é alimentado por uma fonte de tensão.

No estator é percorrida uma corrente de excitação (i_e) na bobina de campo, de indutância (l_e), criando um fluxo magnético de excitação ($\lambda_e = l_e i_e$). Na armadura existem várias bobinas girantes de indutância (l_a), sendo que cada bobina é defasada de 90 graus no momento em que esta é alimentada por uma corrente (i_a), e cria um fluxo magnético ($\lambda_a = l_a i_a$). As bobinas de campo (fixas) e as bobinas de armadura (girantes) não estão acopladas, porém estas estão em movimento no domínio do campo magnético de excitação, seguindo uma distribuição senoidal do campo de excitação ($\lambda'_e = \lambda_e \cos\theta$), onde o ângulo θ é a posição do rotor variante no tempo, que obtemos a velocidade no rotor ($\omega_r = \frac{d\theta}{dt}$). Desse modo uma tensão é induzida (e_a) devido à força contra-eletromotriz de rotação da máquina (Lei de Lenz).

$$e_a = k_e \frac{d\lambda'_e}{dt}$$

$$e_a = k_e \omega_r \frac{d\lambda'_e}{dt}$$

$$e_a = k_e \omega_r \lambda_e \sin\theta$$

$$\theta = \frac{\pi}{2}$$

$$e_a = k_e \omega_r \lambda_e$$

O fluxo magnético λ_e é considerado constante, portanto a constante da tensão induzida será $k_v = k_e \lambda_e$. Logo,

$$e_a = k_v \omega_r \quad (7.1)$$

O modelo elétrico da bobina de armadura e excitação, consecutivamente pelos seus circuitos equivalentes é (ver Figura 7.1):

$$v_a = r_a i_a + l_a \frac{di_a}{dt} + e_a \quad (7.2)$$

$$v_e = r_e i_e + l_e \frac{di_e}{dt} \quad (7.3)$$

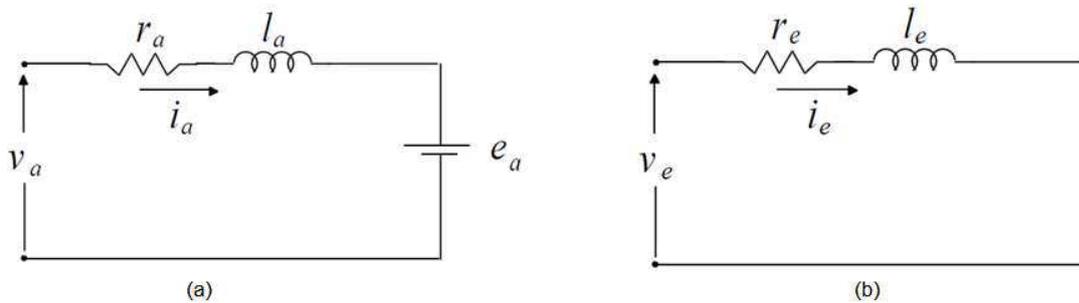


Figura 7.1 – Circuitos Equivalentes: (a) Circuito Equivalente de Armadura e (b) Circuito Equivalente de Excitação

A máquina elétrica operando como motor converte energia elétrica em energia mecânica para uma determinada carga. Para que isto aconteça é necessário uma força angular para que o rotor gire e seja aplicada na carga acoplada a este rotor da máquina. Esta força angular criada no rotor é chamado de conjugado eletromagnético (c_e). A carga apresenta um conjugado mecânico (c_m). O conjugado eletromagnético é gerado pelo produto vetorial dos fluxos λ_a e λ_e :

$$\begin{aligned}
 c_e &= k_c |\lambda_a \times \lambda_e| \\
 c_e &= k_c \lambda_e l_a i_a \sin\theta \\
 \theta &= \frac{\pi}{2} \\
 c_e &= k_c \lambda_e l_a i_a
 \end{aligned}$$

Como k_c , λ_e e l_a são constantes, será considerado a constante do conjugado como $k_i = k_c \lambda_e l_a$. Logo,

$$c_e = k_i i_a \quad (7.4)$$

A parte mecânica da máquina CC é obtida pela segunda lei de Newton no eixo da máquina, onde o conjugado resultante é igual ao momento de inércia do eixo vezes a aceleração angular. Logo temos (desconsiderando a força de atrito da máquina)

$$c_e - c_m = J \frac{d\omega_r}{dt}, \quad (7.5)$$

na qual J é o momento de inércia no eixo da máquina.

Quando o motor de corrente contínua estiver acoplado à carga através de uma caixa de engrenagem a equação mecânica para o sistema motor-carga será dada por (7.15).

7.2 PROJETO DOS CONTROLADORES

7.2.1 Controle de Vazão e Controle de Velocidade

O controlador de vazão utilizado para a simulação do motor de corrente contínua acoplado ao compressor é o mesmo mostrado na seção 6. Já para o controlador de velocidade, utilizou-se uma técnica diferente de projeto, demonstrada em seguida.

Considerando o sistema $H(s)$ e o controlador $G(s)$ representados por:

$$H(s) \frac{K_i}{s} \text{ e } G(s) = K \frac{(s+z)}{(s+p)} \quad (7.6)$$

A função de transferência em malha fechada será dada por:

$$H(s)^{M.F} = \frac{G(s)H(s)}{1+G(s)H(s)}$$

$$H(s)^{M.F} = \frac{KK_i(s+z)}{s^2+(p+KK_i)s+KK_iz} \quad (7.7)$$

Igualando a equação característica com a equação para um sistema de segunda ordem em função do amortecimento e da frequência natural, temos;

$$s^2 + (p + KK_i)s + KK_iz = s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2 \quad (7.8)$$

A partir da equação (7.8) são feitas as considerações de projeto:

$$z \gg \xi\omega_n \Rightarrow z = \alpha\xi\omega_n \quad (7.9)$$

$$KK_iz = \omega_n^2$$

$$K = \frac{\omega_n}{\alpha K_i \xi} \quad (7.10)$$

$$(p + KK_i) = 2\xi\omega_n$$

$$p = 2\xi\omega_n - KK_i \quad (7.11)$$

Fazendo a representação em variáveis de estados, teremos:

$$K \frac{(s+z)}{(s+p)} = \frac{Y(s)}{U(s)}$$

$$(s + p)Y(s) = K(s + z)U(s)$$

$$\dot{y} + py = K\dot{u} + Kzu$$

$$a_1\dot{y} + a_0y = b_1\dot{u} + b_0u$$

na qual

$$a_1 = 1$$

$$a_0 = p$$

$$b_1 = K$$

$$b_0 = Kz$$

$$\dot{y} = \left(\frac{a_0}{a_1}\right)y + \left(\frac{1}{a_1}\right)e \quad (7.12)$$

$$\dot{u} = \left(b_0 - b_1 \frac{a_0}{a_1}\right)u + \left(\frac{b_1}{b_0}\right)e \quad (7.13)$$

$$\dot{y} = a_{11}y + a_{12}e$$

$$\dot{u} = a_{21}u + a_{22}e$$

Assumindo que $\xi = 0.9$, $\omega_n = 10$, $\alpha = 5$, temos que:

$$a_{11} = 15.77; a_{12} = 1; a_{21} = 0.325; a_{22} = 0.022$$

7.2.2 Controle da Corrente

A equação 7.2 no domínio da frequência para obter o sistema com a corrente ($I_a(s)$) na saída pela tensão ($V_a(s)$) na entrada e considerando a força contra-eletromotriz igual a zero:

$$I_a(s) = \frac{1}{l_a} \frac{1}{\left(s + \frac{r_a}{l_a}\right)} V_a(s) \quad (7.14)$$

O controle da corrente é feito com um controlador PI, para cancelar o polo do sistema. A função de transferência que representa o controlador PI de corrente é dada por:

$$C(s) = \frac{k_{pi} \left(s + \frac{k_{ii}}{k_{pi}} \right)}{s} \quad (7.15)$$

A função de transferência em malha aberta com o controlador PI será

$$H(s)^{M.A} = \frac{k_{pi} \left(s + \frac{k_{ii}}{k_{pi}} \right)}{s} \frac{1}{l_a} \frac{1}{\left(s + \frac{r_a}{l_a} \right)} V_a(s)$$

Para cancelar o polo, tem-se,

$$k_{ii} = k_{pi} \frac{r_a}{l_a}$$

Por fim, o controle em malha fechada para o controle da corrente será:

$$H(s)^{M.F} = \frac{k_{pi}}{l_a} \frac{1}{\left(s + \frac{k_{pi}}{l_a}\right)} \quad (7.16)$$

O calculo de k_{pi} será feito para que o polo fique dez vezes o polo elétrico

$$\begin{aligned} \frac{k_{pi}}{l_a} &= 10 \frac{r_a}{l_a} \\ k_{pi} &= 10 r_a \end{aligned} \quad (7.17)$$

7.3 CAIXA DE ENGRENAGEM

Geralmente os compressores necessitam de uma velocidade elevada que não é capaz de ser fornecida pelo motor. Devido a isso, uma caixa de engrenagem deve ser utilizada para elevar essa velocidade de um fator “ n ”.

A potência exercida pelo motor é a mesma tanto na entrada quanto na saída da caixa de engrenagem, então obtém-se

$$c_e \omega_m = c_e' \omega_c,$$

na qual c_e' e w_c correspondem ao conjugado eletromagnético e a velocidade na saída da caixa de engrenagem, respectivamente.

Como a engrenagem é para elevação da velocidade de saída, resulta que $w_c = n w_m$. Consequentemente, $c_e' = \frac{c_e}{n}$.

Considerando-se esse acoplamento do motor com o compressor utilizando uma caixa de engrenagem, a equação mecânica será reescrita da seguinte maneira:

$$(c_e' - c_m) = \frac{J}{n^2} \frac{d\omega_c}{dt} \quad (7.18)$$

Levando em conta a inércia da caixa de engrenagem, denominada J_e , a equação (7.18) resultará em

$$(c_e' - c_m) = \left(\frac{J}{n^2} + J_e \right) \frac{d\omega_c}{dt} \quad (7.19)$$

8 RESULTADOS E DISCUSSÕES

As simulações apresentadas neste trabalho foram realizadas utilizando-se os softwares MATLAB e SIMULINK.

As simulações realizadas tiveram como base o trabalho de Bastard [14]. As curvas do mapa característico do compressor foram obtidas através de diferentes medições de fluxo de massa e pressão de um compressor da Vortech S-trim superchargers. (www.vortechsuperchargers.com) e feita uma aproximação através de uma *spline* cúbica [14].

Os parâmetros ambientes e do compressor utilizado nas simulações podem ser verificados na Tabela 8.1.

Tabela 8.1-Parâmetros ambientais e do compressor

| Ambiente | Compressor |
|-------------------------------|-----------------------------|
| $p_{01}=101325 \text{ Pa}$ | $a_{01} = 343 \text{ m/s}$ |
| $T = 20 \text{ °C}$ | $V_p = 0.1 \text{ m}^3$ |
| $\rho = 1.024 \text{ kg/m}^3$ | $A_1 = 0.038 \text{ m}^2$ |
| | $\mu = 0.99$ |
| | $J = 0.0005 \text{ kg.m}^2$ |
| | $r_2 = 0.0595 \text{ m}$ |

Os parâmetros dos controladores podem ser vistos na tabela 8.2.

Tabela 8.2-Parâmetros dos Controladores

| | |
|----------|----------------------|
| K_{pw} | 3.4131 |
| K_{iw} | 1.2414 |
| K_{pm} | 2.0626×10^4 |
| K_{im} | 5.3517×10^4 |
| k_{ii} | 7.5 |
| k_{pi} | 1.5 |
| a_{11} | 15.77 |
| a_{12} | 1 |
| a_{21} | 0.325 |
| a_{22} | 0.022 |

8.1 FENÔMENO DO SURGE

Como descrito anteriormente, o fenômeno do surge ocorre quando o fluxo de massa cai abaixo de certo valor, acarretando oscilações no fluxo de massa e na pressão. Para simular o compressor entrando em surge foi utilizada uma válvula sendo fechada gradualmente. Inicialmente ela se encontra 100% aberta; a partir de 2 segundos, passa a ser fechada gradualmente e, em 6 segundos, encontra-se aberta apenas 20%, fazendo a vazão diminuir até ocorrer o surge. O código utilizado para realização desta simulação encontra-se no apêndice B1 e B2.

O mesmo procedimento para levar o compressor a entrar em surge foi feito para as outras simulações.

Para acionar o compressor foi utilizado um acionador ideal com valor constante de 4Nm.

Depois dos 2 segundos (ver Figura 8.1), a válvula está sendo fechada e o fluxo de massa começa a cair até que se inicia o fenômeno de surge (ponto “B”) provocando oscilação no fluxo de massa.

Observando-se a Figura 8.2, percebe-se que a partir do ponto “A” a pressão começa a aumentar devido ao fechamento da válvula. Já no ponto “B” que caracteriza o início do surge, a pressão passa a oscilar. O mesmo pode ser visto para a velocidade do compressor na Figura 8.3, com o início do fechamento da válvula (ponto “A”) a velocidade começa a ter seu valor aumentado até o compressor entrar em surge e iniciar as oscilações. Na Figura 8.4 a reta azul representa a reta limite de surge. Para este sistema de compressão, o ponto “A” representa a vazão mínima que o compressor pode operar; caso esse valor de vazão diminua, e o ponto de operação ultrapasse a reta limite de surge, o sistema entrara em surge, caracterizado pela oscilação representada na cor verde.

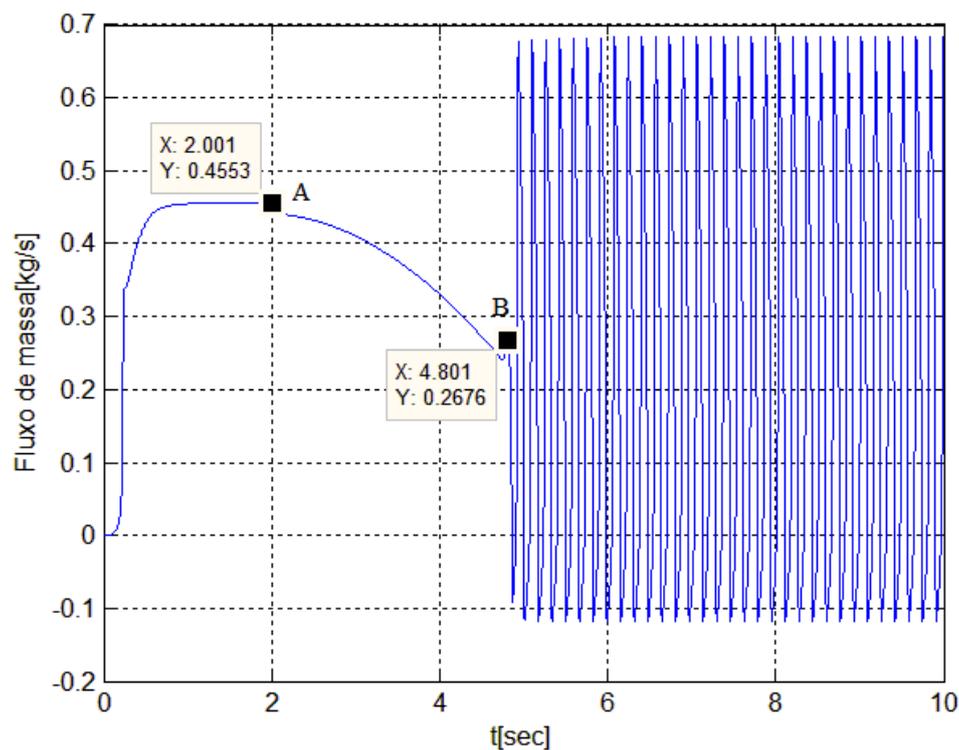


Figura 8.1- Fluxo de massa-Compressor em surge

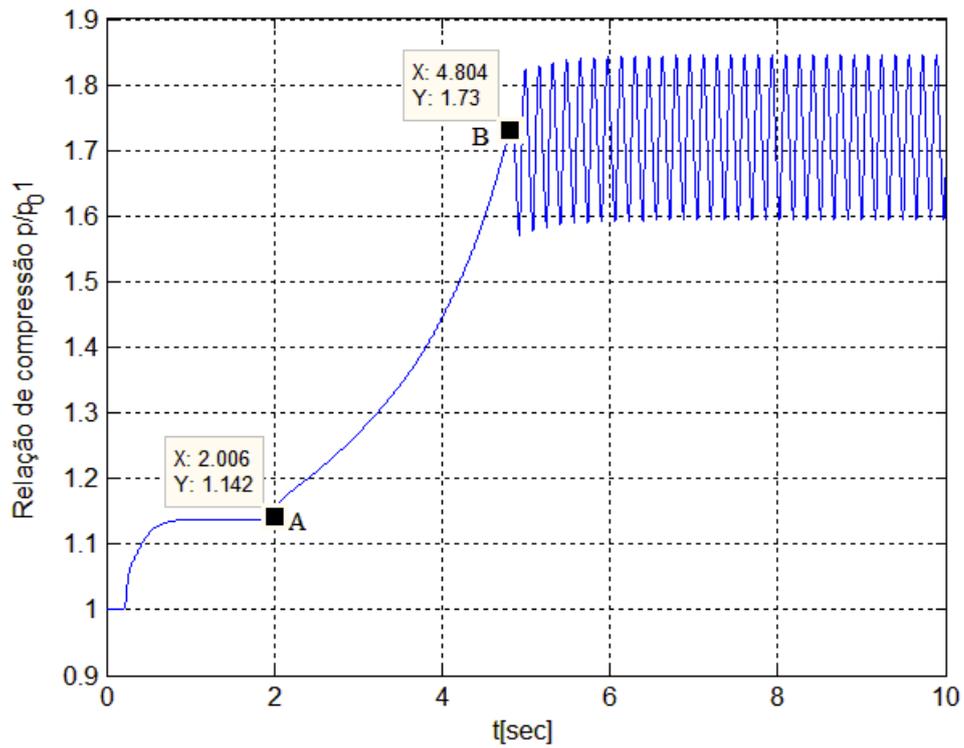


Figura 8.2- Pressão de descarga – Compressor em surge

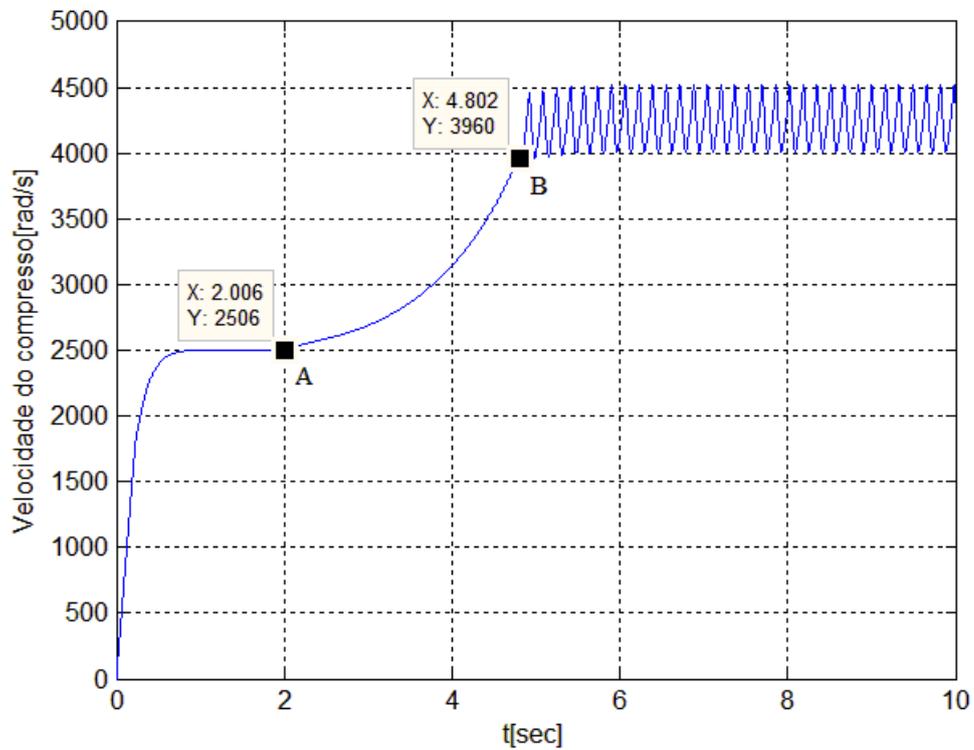


Figura 8.3- Velocidade do Compressor-Compressor em surge

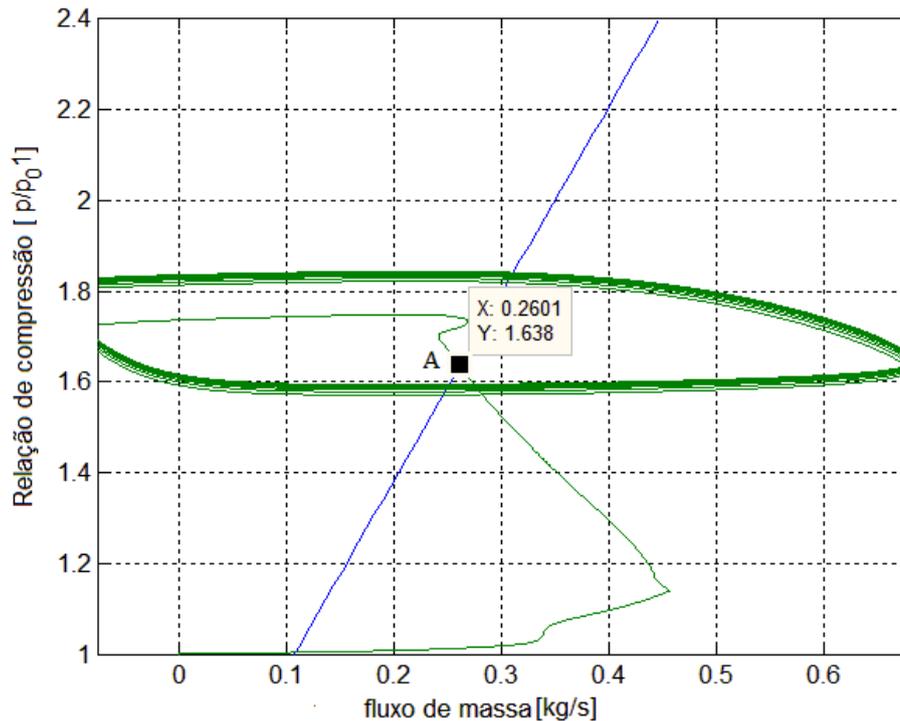


Figura 8.4- Ponto operacional- Compressor em surge

8.2 VÁLVULA DE RECICLO

Para mostrar a eficiência da válvula de reciclo proposta em seu trabalho, Bastard simulou em [14] um sistema de compressão idêntico ao demonstrado na Figura 5.2. O sistema é levado ao surge e em 7 segundos a válvula de reciclo é aberta manualmente, recirculando para a sucção do compressor mais fluxo de massa. Para acionar o compressor, foi utilizado um acionador ideal com valor constante de 4Nm.

Para essa simulação foi utilizado o trabalho de Bastard, no qual foram disponibilizadas várias simulações. Na Figura 8.5, onde está representado o fluxo de massa, o surge inicia-se a partir do ponto A. Durante certo tempo, ele permanece em surge, até que no, ponto B, segundo a válvula começa a ser aberta para recircular para a sucção. No entanto, só depois de 2 segundo o surge é eliminado (ponto C).

Na Figura 8.6, o surge inicia-se no ponto A e o compressor somente está livre do surge no ponto C. Assim como ocorreu para a vazão, a pressão também deixa de

oscilar praticamente depois de 2 segundos que a válvula de reciclo foi aberta para recircular para a sucção.

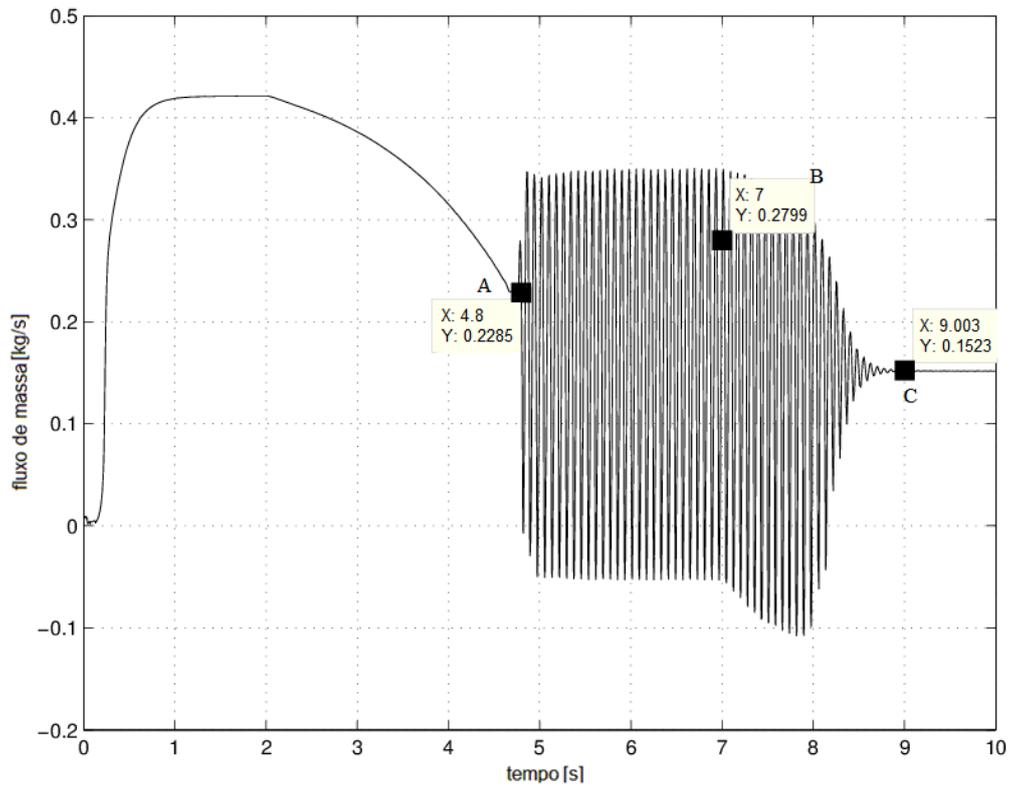


Figura 8.5- Fluxo de Massa- Válvula de Reciclo

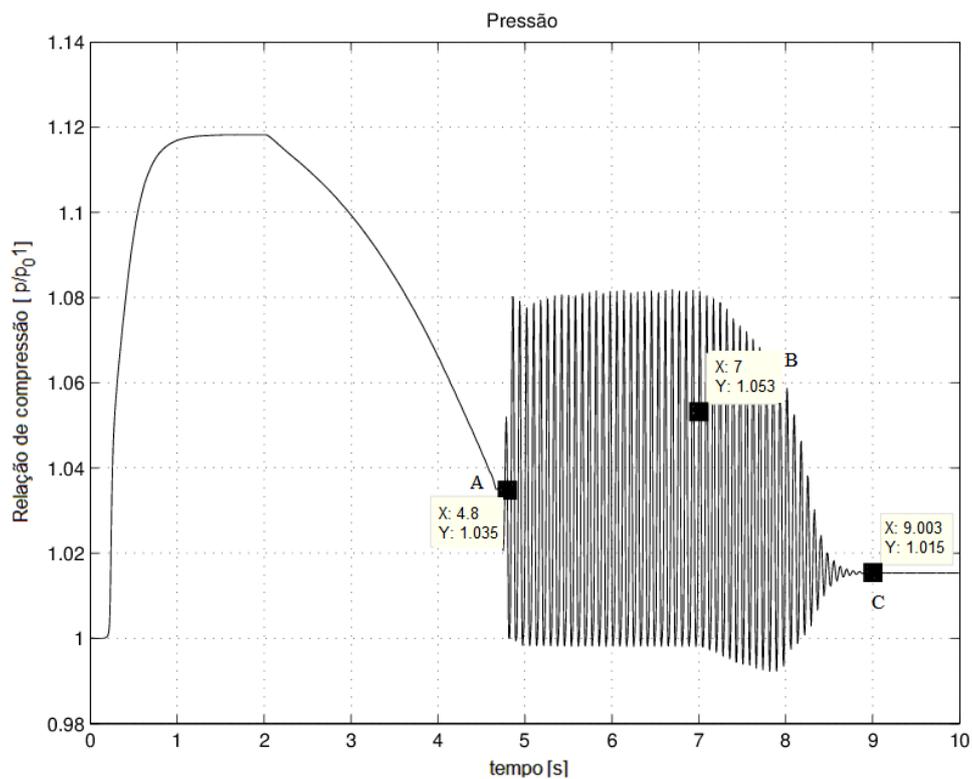


Figura 8.6- Relação de Compressão- Válvula de Reciclo

A velocidade também apresenta a oscilação característica do surge, deixando de oscilar depois de 2 segundos que a válvula foi aberta (ver Figura 8.7).

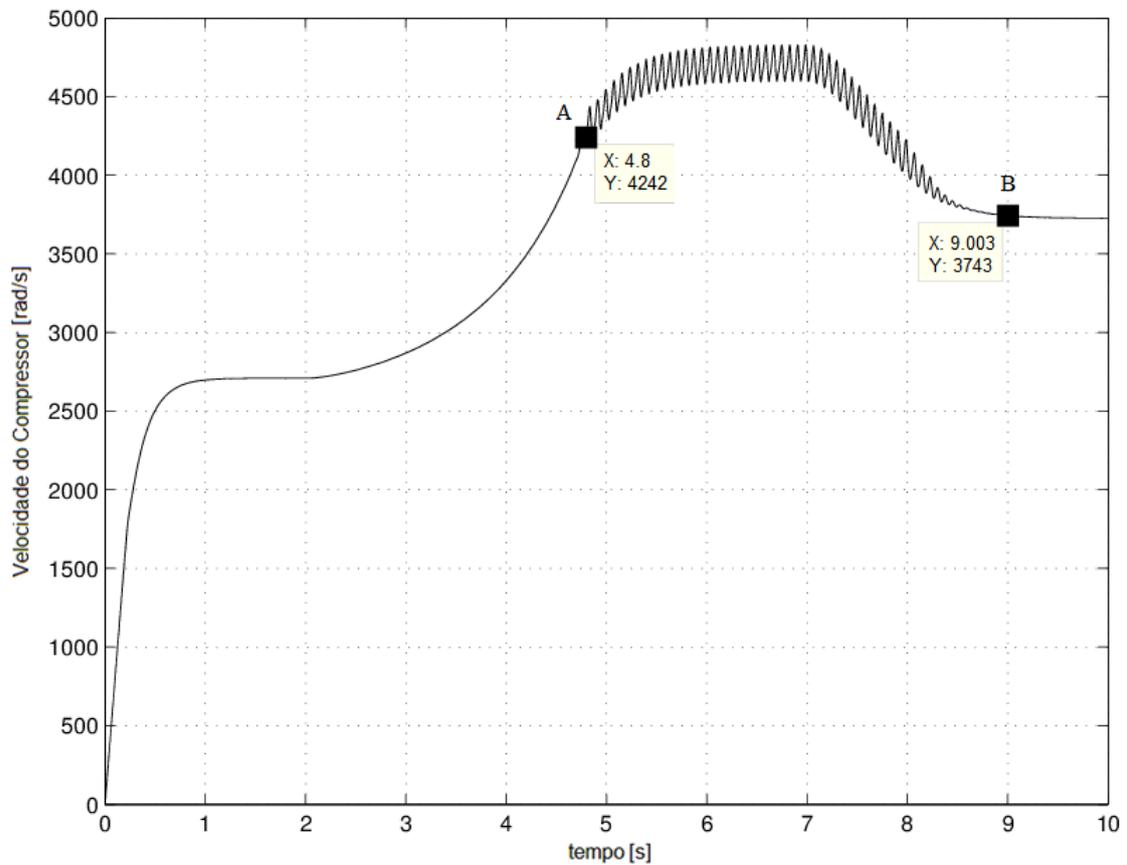


Figura 8.7- Velocidade do Compressor- Válvula de Reciclo

Conforme apresentado nas Figuras 8.5, 8.6 e 8.7, a válvula de reciclo da descarga para a sucção do compressor é capaz de tirar o compressor de surge. No entanto, o tempo para que isso ocorra é grande, levando a um maior consumo de energia devido à quantidade de tempo que o compressor permanece em surge após o controle ser ativado.

8.3 CONTROLE EM CASCATA

8.3.1 Funcionamento do Controle em Cascata

Para comprovar a eficiência do controle em cascata, foi realizada uma simulação forçando o compressor a entrar em surge e, depois de certo tempo, foi ativado o controle em cascata, tirando o compressor dessa região de instabilidade. Para esta simulação foi utilizado um valor de *Set Point* de 0.14 kg/s. O código para esta simulação encontra-se no Apêndice B1 e B3.

A Figura 8.8 apresenta o diagrama da simulação citada.

Para as seções 8.3.1, 8.3.2 e 8.3.3 foi utilizado, nas simulações, um acionador ideal com valor constante de 4Nm.

Inicialmente, o sistema encontra-se operando em malha aberta com a chave S_1 na posição A e as chaves S_2 e S_3 abertas, utilizando um acionador idealizado com valor de 4Nm. A partir de 2 segundos o sistema é levado ao surge e quando chega em 7 segundos, a posição da chave S_1 muda para a posição B e as chaves S_2 e S_3 são fechadas, ativando o controle em cascata proposto.

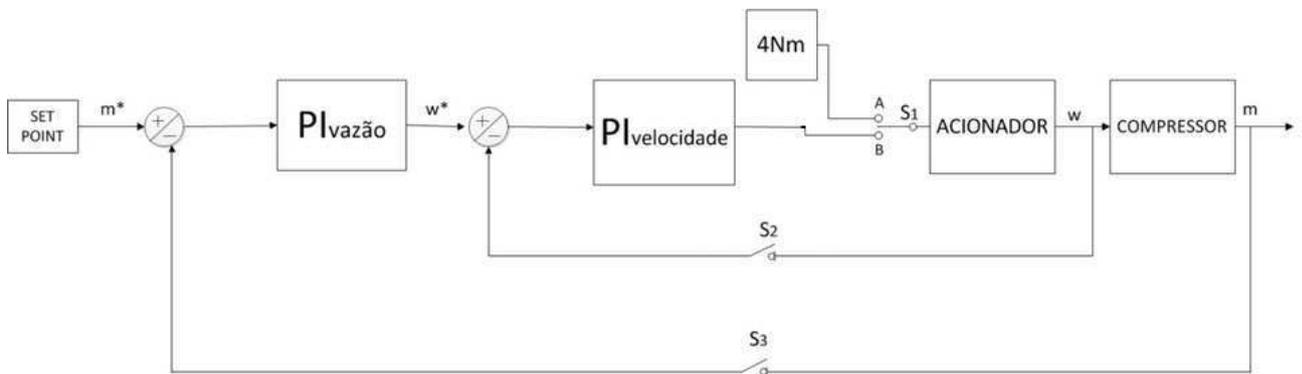


Figura 8.8- Diagrama de ativação do controle em cascata

Na Figura 8.9 pode ser observado o fluxo de massa para essa simulação. No ponto “A” a válvula começa a ser fechada, levando o compressor para condição de surge, que se inicia no ponto B. Em 7 segundos (ponto “C”), o controle em cascata é ativado, e como pode ser visto, o fluxo de massa para de oscilar e se estabiliza no valor de referência estabelecido no controle que é de 0.14 kg/s para esta simulação.

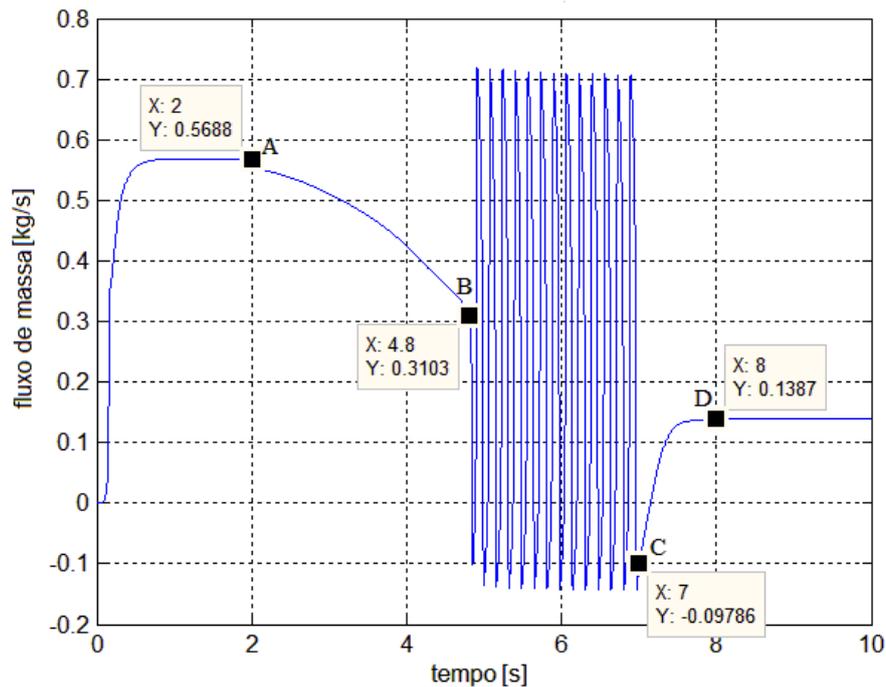


Figura 8.9-Fluxo de massa-Controlado em Cascata

Na Figura 8.10, o valor da pressão começa a subir, a partir do ponto “A”, devido ao fechamento da válvula e no ponto “B” começa a oscilar, caracterizando o surge. O ponto “C” representa o instante em que o controle em cascata é ativado, fazendo com que o valor da pressão seja estabilizado (ponto “D”).

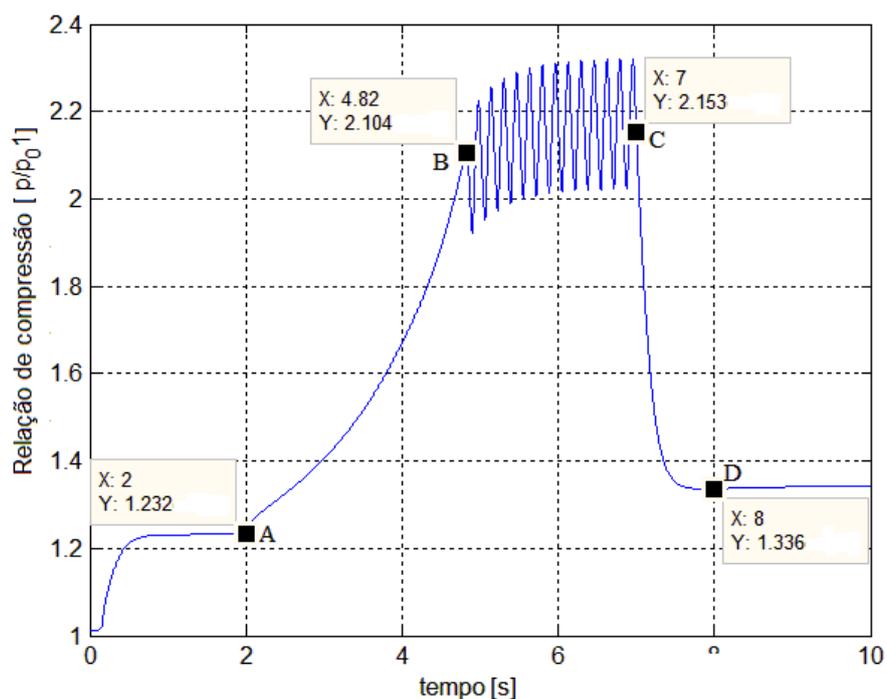


Figura 8.10- Pressão de descarga- Controle em Cascata

Com o fechamento da válvula, a tendência da velocidade é aumentar e isso pode ser verificado do ponto “A” até o ponto “B”, na Figura 8.11. A partir daí, devido ao fenômeno do surge, a velocidade começa a oscilar até que o controle em cascata seja ativado e o sistema de compressão permaneça estável.

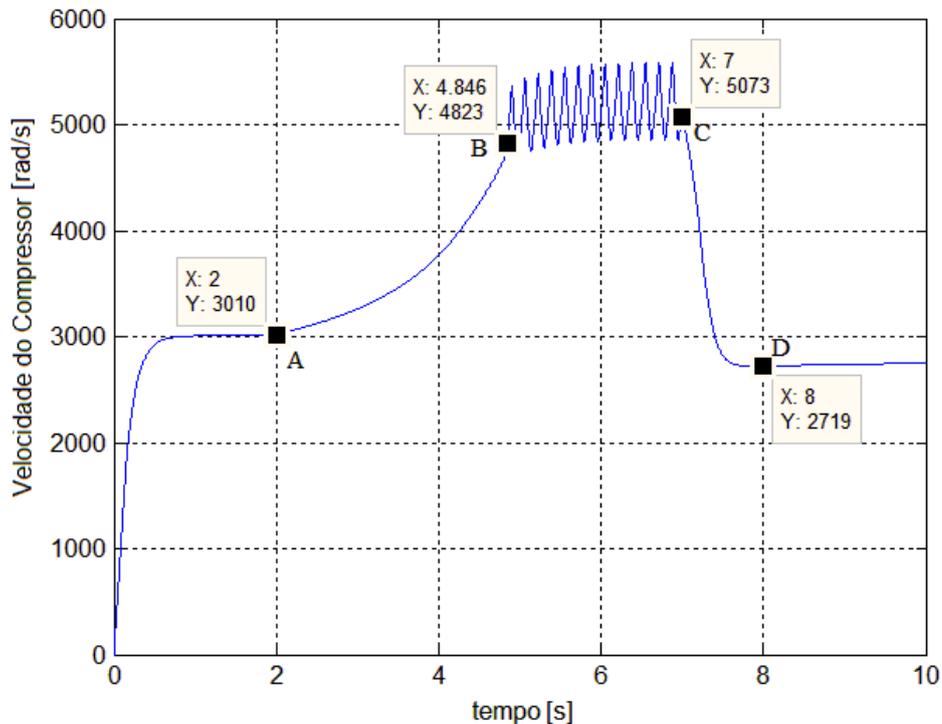


Figura 8.11-Velocidade do Compressor- Controle em Cascata

Na Figura 8.12, o ponto de operação do sistema de compressão (em vermelho) encontra-se sem oscilação, até que atinja o valor de fluxo de massa de aproximadamente 0.34kg/s, e ultrapasse a reta limite de surge, passando a oscilar. A partir do momento em que o controle é ativado, o ponto de operação deixa de oscilar e se estabiliza no ponto “B” permanecendo à esquerda da reta limite de surge sem se tornar instável, operando com fluxo reduzido estabelecido no controle.

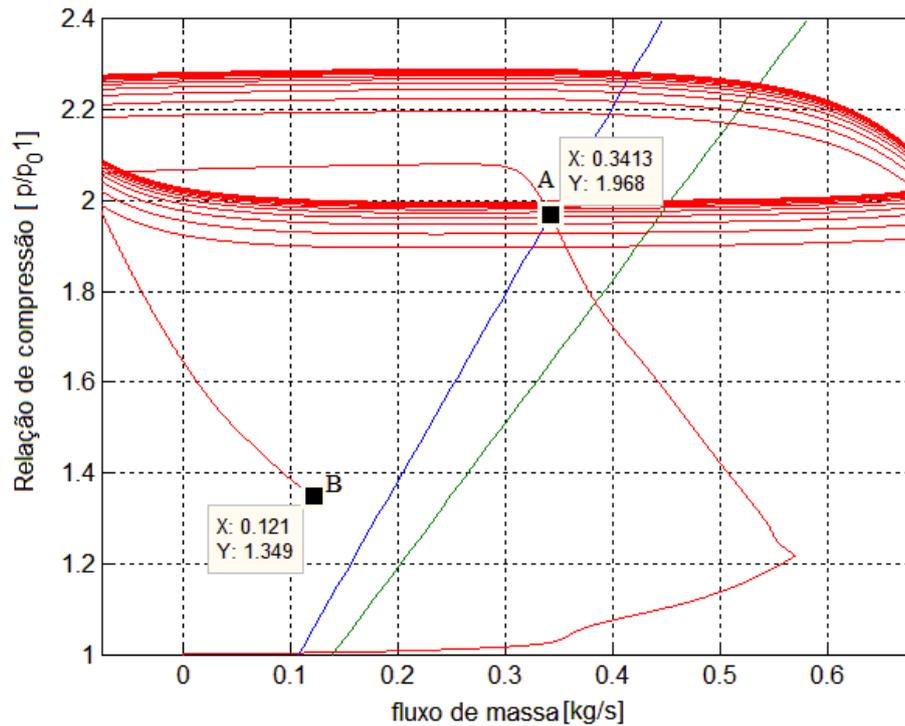


Figura 8.12-Ponto de operação- Controle em Cascata

Conforme mostrado na Figura 8.9, no instante em que o controle em cascata é ativado o compressor sai do surge e rapidamente segue o valor de referência estabelecido no controle. Nas demais Figuras, de pressão e da velocidade, pode-se comprovar a eficiência do controle em cascata frente o controle de surge realizado através de uma válvula de reciclo. Os valores de pressão e velocidade param de oscilar exatamente em 7 segundos, apresentando um valor constante logo em seguida.

8.3.2 Energia Consumida

Foram realizadas simulações para calcular a energia consumida pelo compressor em três casos: o compressor operando em regime de surge, o compressor entrando em surge e depois de 7 segundos operando com o controle em cascata e o compressor com a válvula de reciclo sendo ativada depois de 7 segundos.

Para obter a energia consumida foi calculada somente a potência consumida pelo compressor a partir da fórmula (8.1), sendo que a energia necessária para acioná-lo é maior se consideradas as perdas que envolvem o sistema

$$Pot = mr_2^2 \omega \mu \times \omega, \quad (8.1)$$

e em seguida calculada a integral pelo método de Runge-Kutta, através da função `ode23tb` do Matlab, durante o intervalo de tempo da simulação, obtendo-se a energia consumida.

A Figura 8.13 apresenta o gráfico para o primeiro caso, com o compressor operando em regime de surge. A energia consumida no transitório ilustrado na Figura 8.13 é de 134.300J.

Para o segundo caso, onde está implementado o controle em cascata em que o compressor não entra em surge a energia consumida é ilustrada no gráfico da figura 8.14.

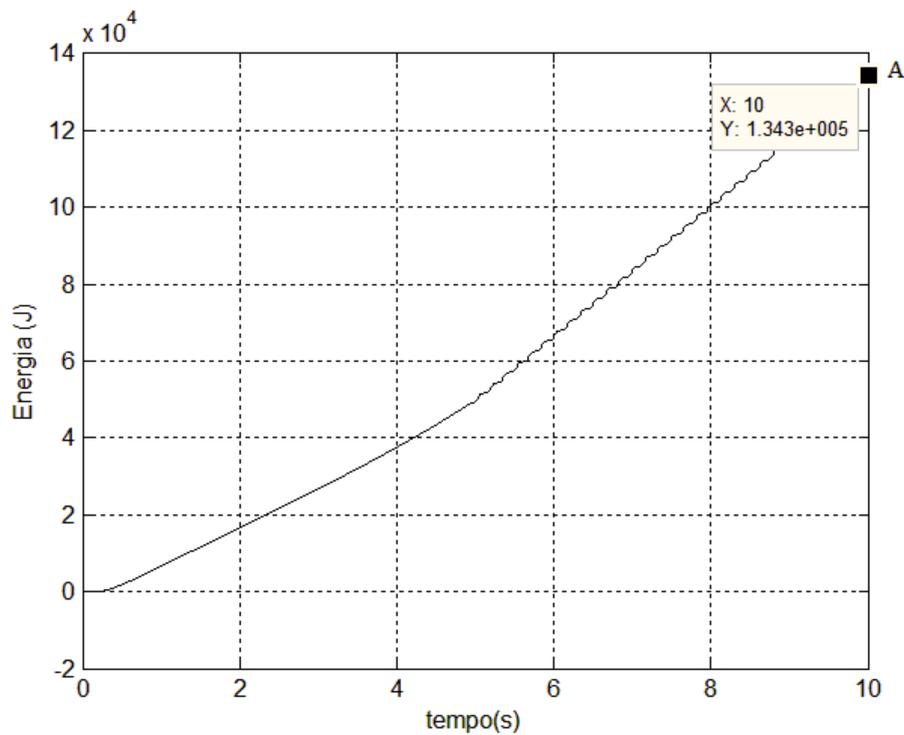


Figura 8.13-Energia Consumida- Compressor em surge

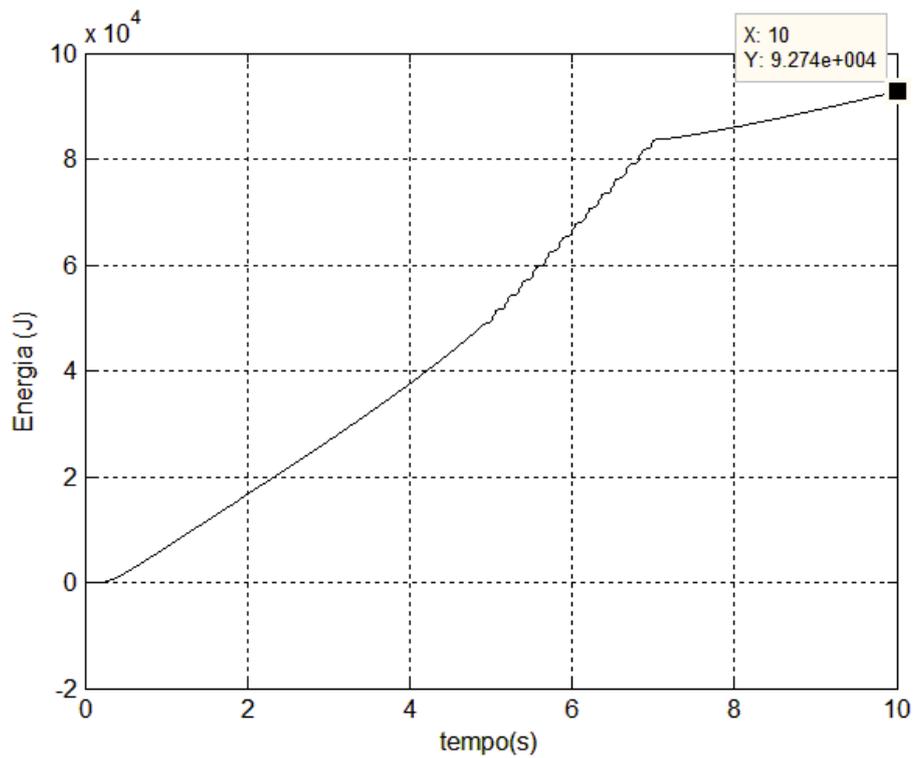


Figura 8.14-Energia Consumida- Compressor com o controle em cascata ativado após 7 segundos

De acordo com o ponto B da figura 8.14 a energia consumida é de 92.740J.

Para o caso em que o compressor é retirado do surge a partir da utilização de uma válvula de reciclo, recirculando gás da descarga para a sucção, a energia consumida está ilustrada na figura 8.15.

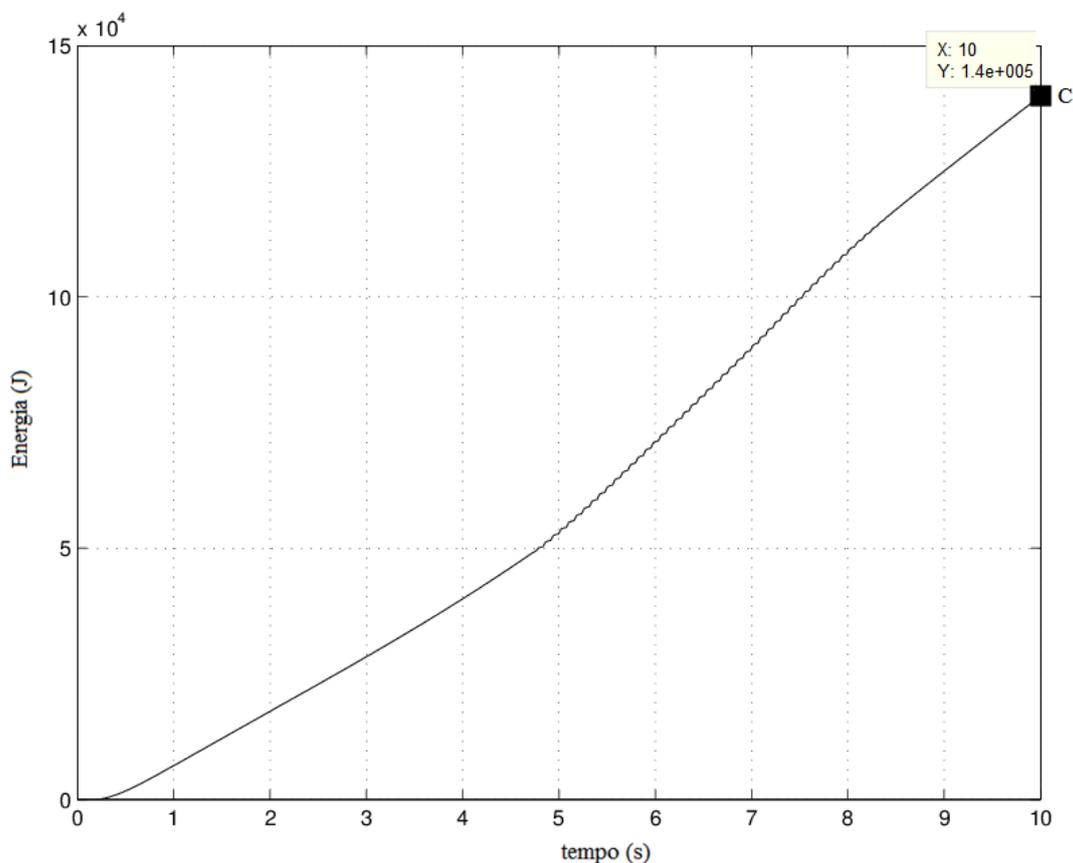


Figura 8.15-Energia Consumida- Compressor com válvula de reciclo ativada em 7 segundos

De acordo com o ponto C da figura 8.15 a energia consumida é de 140.000J

O consumo de energia para o caso do compressor que opera em surge foi bem mais elevado, como se previa. Houve uma redução expressiva da energia consumida pelo compressor operando com o controle em cascata, sem permitir que o compressor entre em surge.

No caso em que o compressor é retirado de surge utilizando uma válvula de reciclo também se verifica um consumo de energia mais elevado se comparado com o controle em cascata, mesmo o intervalo de tempo sendo pequeno. Para um maior intervalo de tempo, a diferença de consumo de energia aumenta consideravelmente.

8.3.3 Controle de Capacidade utilizando Controle em Cascata

Como forma de mostrar um pouco mais do controle em cascata proposto, foi realizada uma simulação considerando que ocorreu um aumento repentino de gás no processo e, com a finalidade de manter a vazão de gás no compressor constante, o controle atuou instantaneamente, mantendo a vazão de gás constante. Para que isso fosse possível, foi necessária uma redução da velocidade do compressor. Essa finalidade de manter uma vazão constante durante o processo é característica do controle de capacidade.

A simulação do aumento de gás foi feita regulando uma válvula na saída do compressor. Inicialmente, ela encontra-se com 40% de abertura. Após 4 segundos, seu orifício de abertura é aumentado para 80%. O código para realização desta simulação encontra-se no Apêndice B1 e B4.

Na Figura 8.16, a partir do ponto “A” há uma tendência de aumento do fluxo de massa. No entanto, o controle percebe essa variação e atua diminuindo a velocidade do compressor (ver Figura 8.17), mantendo o fluxo de massa constante em 0,4kg/s (ponto “B”).

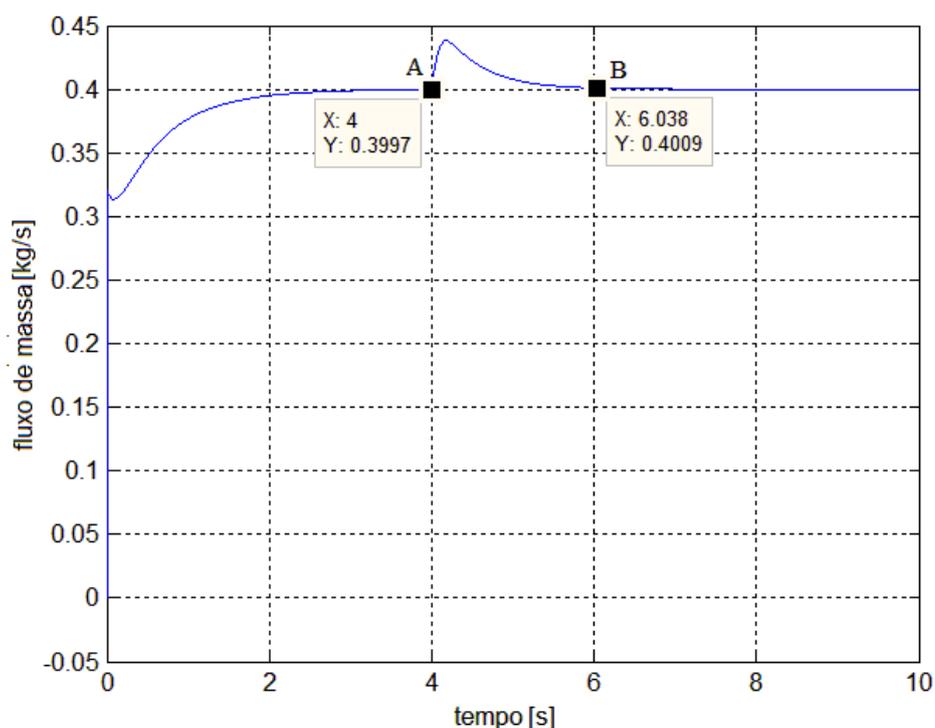


Figura 8.16-Fluxo de massa- caso do Controle em Cascata

Para que o fluxo de massa mantenha-se constante no valor estabelecido, mesmo com aumento de gás no processo, a variável modificada para que isto ocorra é a velocidade do compressor. Na Figura 8.17, a partir do momento em que o controle percebe o aumento do fluxo de massa, para que ele mantenha-se constante, o controle atua na velocidade do compressor, diminuindo seu valor. No ponto “A” inicia essa queda na velocidade até atingir o valor estável no ponto “B”, quando o fluxo de massa atingiu seu valor em regime permanente.

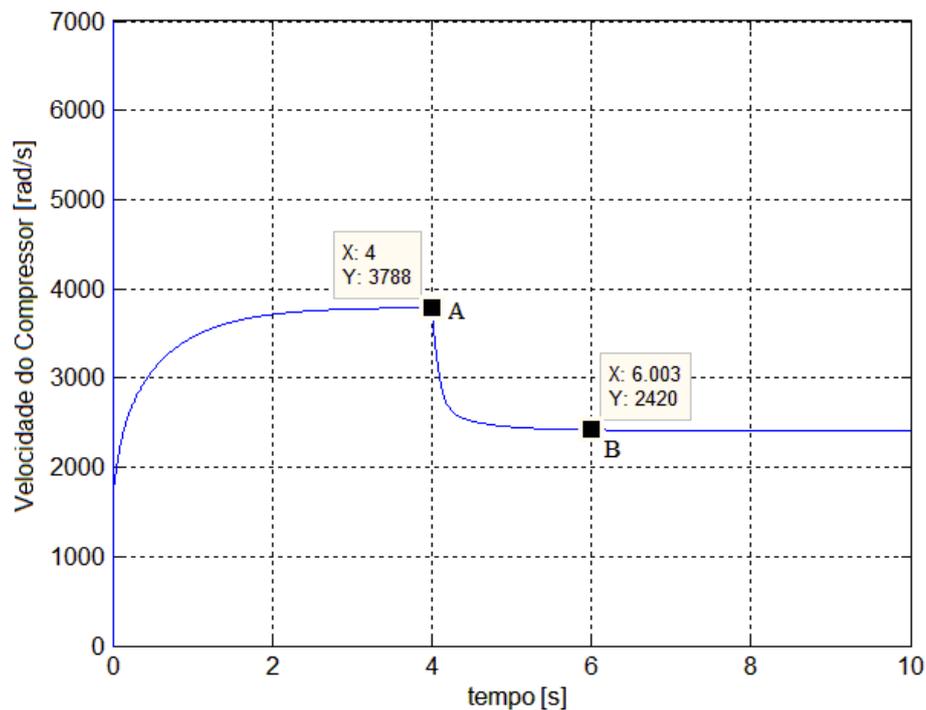


Figura 8.17- Velocidade do compressor- caso do Controle em Cascata

Com o aumento da abertura da válvula e com a diminuição da velocidade, para que a vazão permaneça com o mesmo valor, ocorre uma diminuição da taxa de compressão do sistema (ver Figura 8.18).

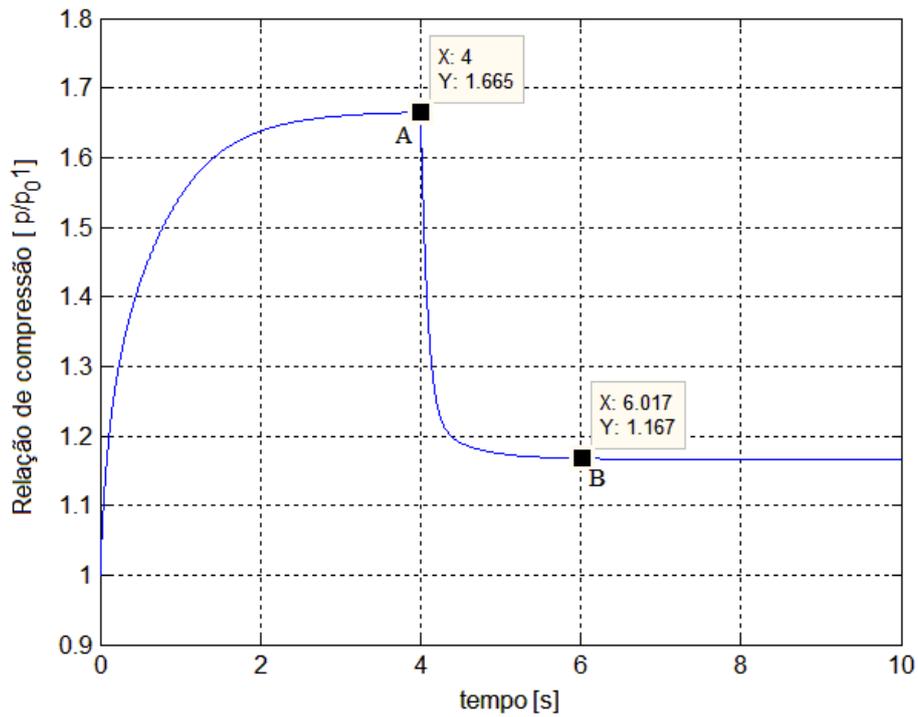


Figura 8.18-Pressão de descarga- caso do Controle em Cascata

A Figura 8.19 apresenta o ponto de operação do compressor. Como pode ser visto no ponto “A”, o valor vazão é de 0.4 kg/s e razão de pressão de quase 1.2, como estava previsto.

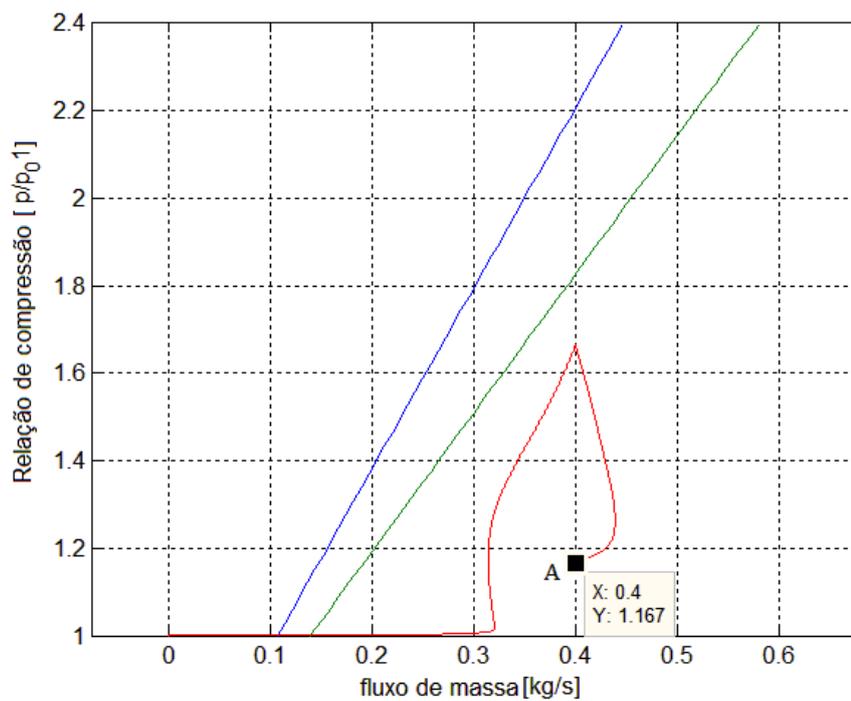


Figura 8.19- Ponto de operação do compressor- caso do Controle em Cascata

8.3.4 Controle Anti-Surge

O controle em cascata proposto permite também realizar o controle anti-surge, possibilitando operá-lo com baixo valor de vazão. O ponto operacional do compressor permanece à direita da linha de surge sem que ocorra o surge. %. O código para realização desta simulação encontra-se no Apêndice B1 e B5.

Na Figura 8.20, ocorre uma queda no valor do fluxo de massa, entretanto ela é rapidamente percebida pelo controlador e mantida seu valor de 0.1kg/s. Este valor não seria possível, caso o controle anti-surge em cascata não estivesse implementado porque, para baixos valores de vazão, o compressor entraria em surge.

A partir de 2 segundos, no ponto “A”, o compressor é levado a entrar em surge e o fluxo de massa diminui, mas sem entrar em surge. O ponto “C” representa o valor do fluxo de massa após a atuação do controle.

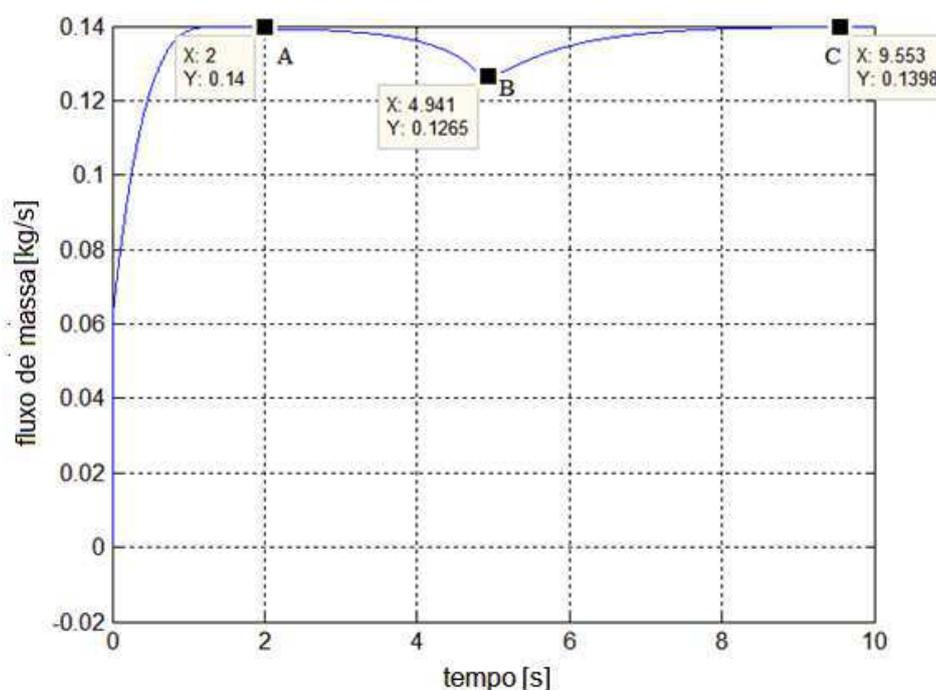


Figura 8.20-Fluxo de Massa - Controle anti-surge em cascata

Para que o compressor mantenha esse valor de vazão sem entrar em surge é necessária uma mudança na velocidade operacional do compressor. Isso pode ser visualizado na Figura 8.21 com o aumento da velocidade, do ponto “A” até o ponto “B”.

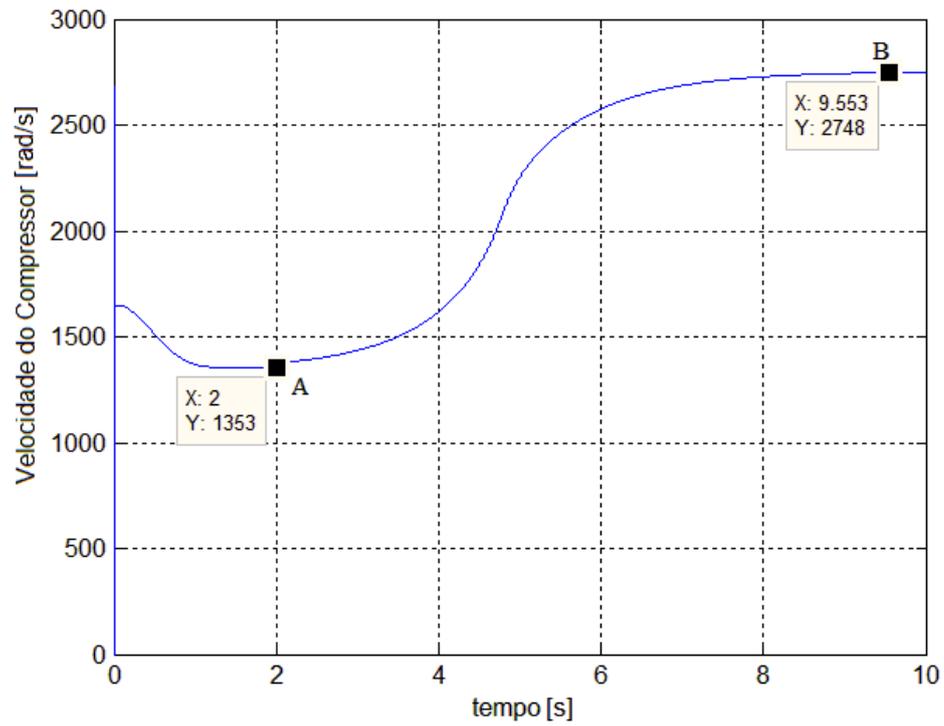


Figura 8.21- Velocidade do Compressor - Controle anti-surge em cascata

Com o aumento da velocidade, conseqüentemente a pressão de descarga no compressor também aumenta (ver Figura 8.22).

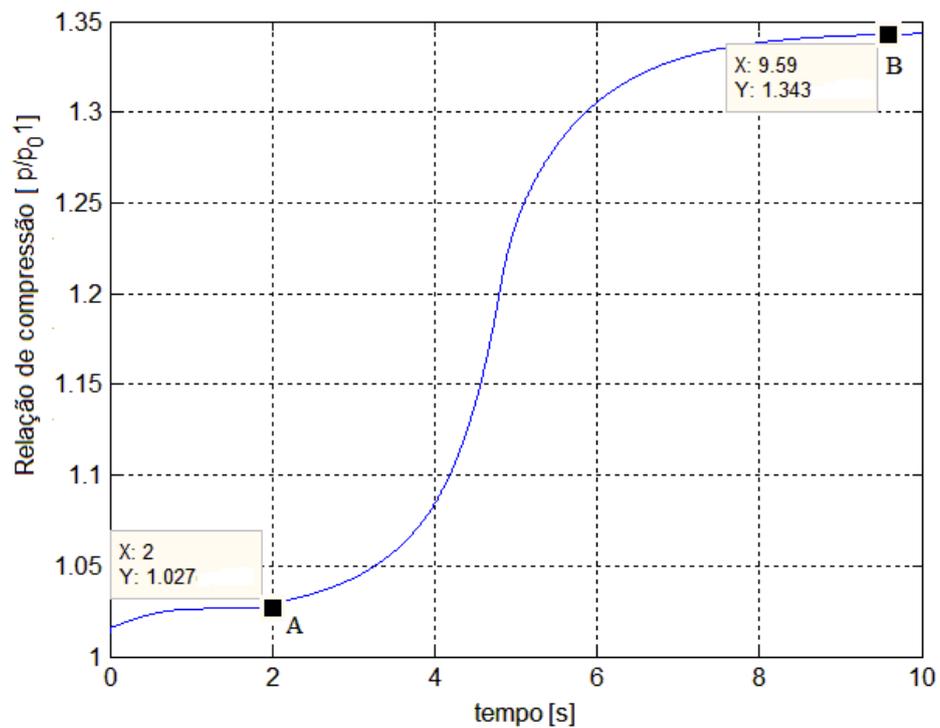


Figura 8.22-Pressão de descarga - Controle anti-surge em cascata

A reta limite de surge está ilustrada na Figura 8.23 na cor azul e indica a partir de que ponto operacional o compressor entrará em surge. Para este caso, o valor mínimo de vazão para o qual o compressor entraria em surge esta representado pelo ponto “A”, com vazão de 0,1334kg/s. No entanto, como o controle em cascata proposto sugere, o ponto operacional pode se deslocar pela região considerada de instabilidade sem que apareça o fenômeno do surge. O ponto “B” representa o ponto de operação do compressor após a atuação do controle, dentro da região considerada de instabilidade.

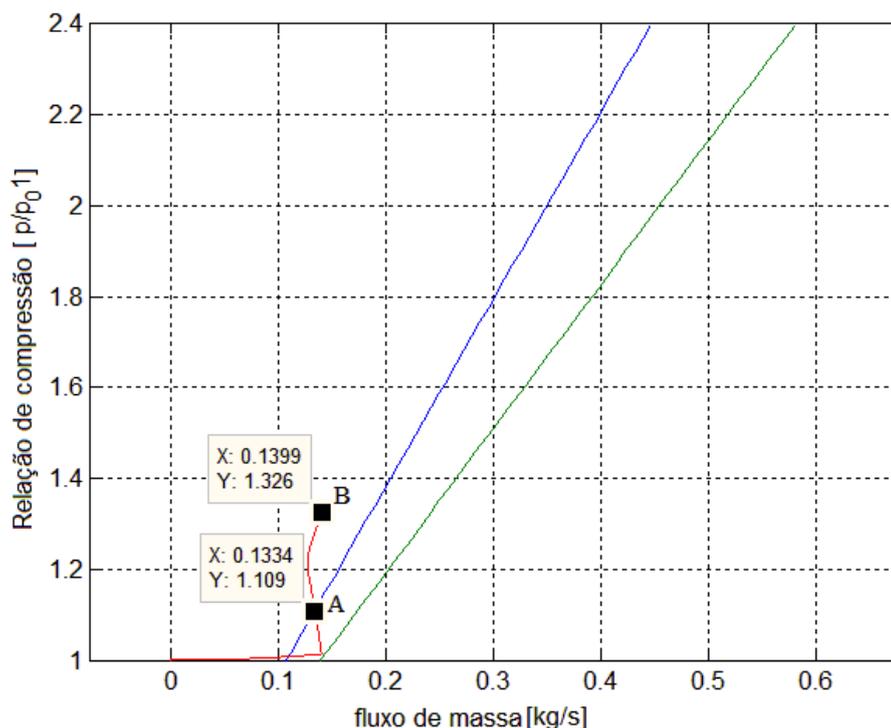


Figura 8.23- Ponto operacional - Controle anti-surge em cascata

8.3.5 – Motor de Corrente Contínua Acoplado ao Compressor

Foi realizada a simulação do compressor acoplado, através de uma caixa de engrenagem, a um motor de corrente contínua, utilizando o controle em cascata proposto. Ainda que este não seja um motor tão utilizado para esse tipo de acionamento, o motor CC mostrou-se capaz de funcionar como acionador elétrico para esse tipo de compressor. Como a velocidade nominal da máquina não é possível acionar o

compressor foi utilizada uma caixa de engrenagem com relação de 1:15. Para esta simulação foi utilizado um procedimento semelhante ao ilustrado na figura 8.24.

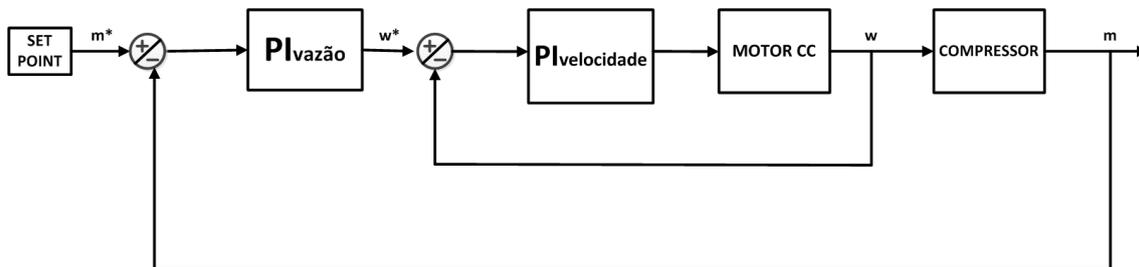


Figura 8.24- Diagrama do controle em cascata com acionamento através de um motor CC.

Os parâmetros do motor de corrente contínua utilizado na simulação são:

$$k_i = 1.5; k_v = 1.5; r_a = 0.15 \text{ ohm}; l_a = 30 \text{ mH};$$

O controle do motor CC, juntamente com o controle do compressor, foi realizado através de uma cascata vazão-velocidade-corrente. Como nessa máquina o conjugado eletromagnético é proporcional à corrente de armadura, controlando-se a corrente controla-se o conjugado da máquina.

As Figuras 8.25, 8.26, 8.27 apresentam o fluxo de massa, a pressão e a velocidade desenvolvida pelo compressor, respectivamente. O código para realização desta simulação encontra-se no Apêndice B1 e B6.

Para comprovar a eficiência do controle em cascata através de um acionador elétrico foram definidas dois valores de referência de fluxo de massa. Até 5 s, a referência é de 0,3 kg/s, a partir daí, a referência é modificada para 0,4kg/s. Observando o fluxo de massa na Figura 8.25, constata-se a eficiência do controle em cascata juntamente com o motor CC. Percebe-se que ocorrem oscilações no início e na transição da referência, em 5 s, mas que não caracterizam o surge.

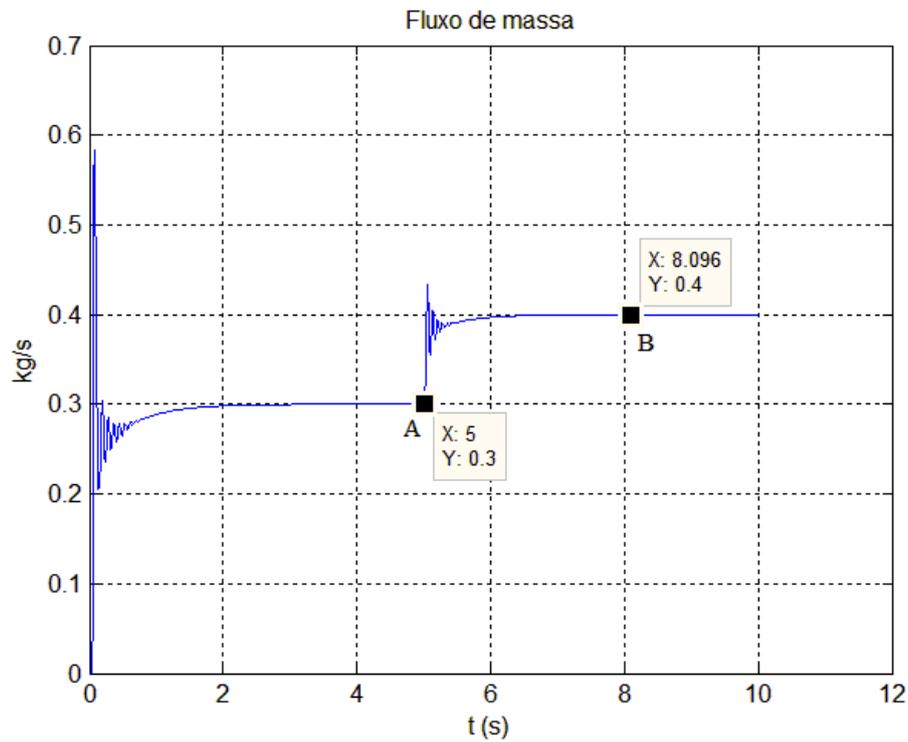


Figura 8.25- Fluxo de massa-Motor CC acoplado ao Compressor

A pressão de descarga no compressor aumenta devido à maior quantidade de fluxo de massa pela mesma abertura da válvula (ver Figura 8.26).

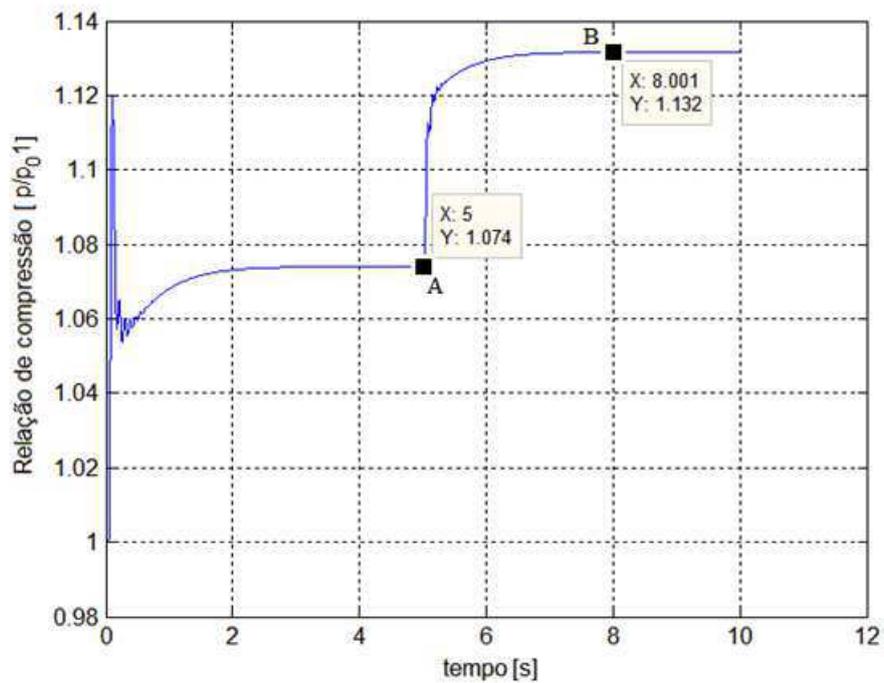


Figura 8.26- Pressão de descarga- Motor CC acoplado ao Compressor

Para que o fluxo de massa possa ser aumentado é necessária uma atuação do acionador elétrico, no caso o motor CC, aumentando a velocidade de operação do compressor. Dessa forma, pode-se notar o aumento da velocidade em 5 segundos na Figura 8.27.

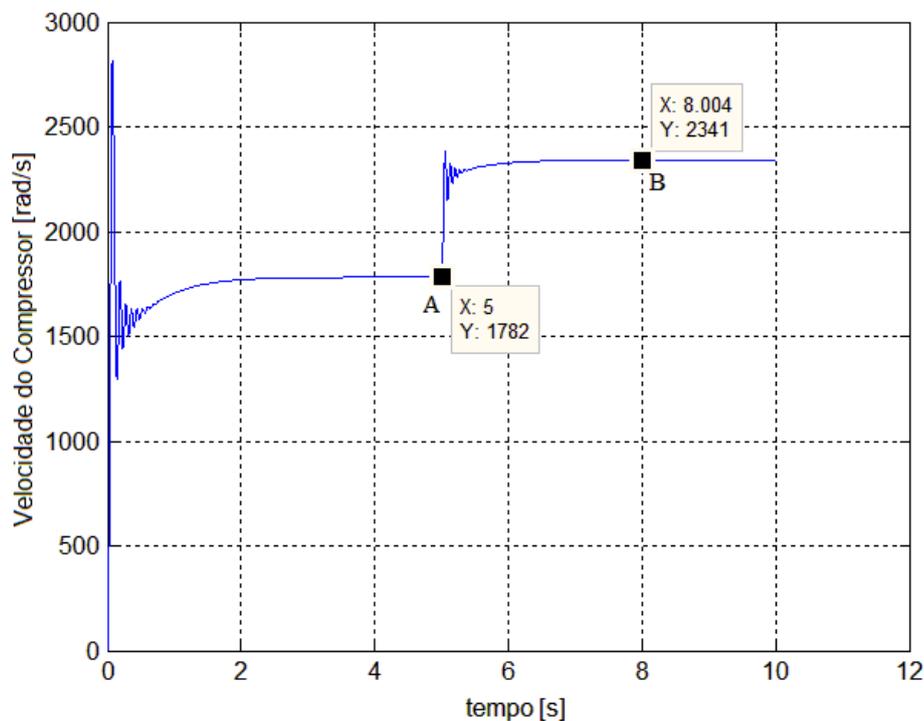


Figura 8.27- Velocidade do Compressor- Motor CC acoplado ao Compressor

9 CONCLUSÃO

O foco inicial deste trabalho foi uma pesquisa sobre os diversos tipos de compressores presentes na Indústria do Petróleo e Gás, identificando os mais utilizados que são os compressores centrífugos e os alternativos. Logo se verificou um problema que afeta especificamente os compressores centrífugos, o fenômeno do surge.

Para implementação do modelo do compressor, utilizou-se o modelo de Greitzer, representado por equações diferenciais não lineares e que apresenta pontos de instabilidade que dificultaram a simulação computacional. Dessa forma, concluiu-se que é preciso aprofundar o estudo do modelo para que problemas como esse possam ser solucionados.

A ideia do controle em cascata surgiu após verificar-se que as equações que definem o modelo do compressor possuem uma relação entre elas. A vazão mássica se relaciona com a velocidade e a velocidade se relaciona também com o torque de acionamento. Dessa forma, modificando o torque de acionamento, altera-se a velocidade e o ponto de operação do sistema é modificado. Como demonstrado nos resultados, pode-se comprovar que a solução do controle em cascata adotada permitiu evitar a ocorrência de surge em algumas situações.

Para o cálculo dos controladores que foram utilizados no controle proposto, utilizaram-se dois procedimentos diferentes. Para a malha de velocidade, a melhor forma encontrada foi representar o modelo dinâmico do processo por um modelo de primeira ordem, e em seguida, sintonizá-lo pelo método da Integral do Erro Absoluto (ITAE). Para a malha de vazão, foi utilizado o Método dos Reles em Malha Fechada. Através de simulações com os valores obtidos, comprovou-se a eficiência dos controladores. Visto que os resultados das simulações mostraram-se satisfatórios, isto indica uma validade do que foi realizado para aplicação na prática.

Para comprovar que a ideia do controle em cascata era aceitável e mais eficiente que o controle realizado através de uma válvula de reciclo, foram realizadas diversas simulações no Matlab, utilizando o compressor com uma fonte de conjugado ideal, conseguindo evitar o surge mais rápido que o controle através de uma válvula de reciclo. Também foram realizadas simulações com um motor CC controlando o

compressor, como forma de comprovar a eficiência do controle em cascata sendo acionado por um motor elétrico.

Dessa forma, certificou-se que o controle desenvolvido permite que o compressor não entre em surge mesmo operando com o fluxo reduzido. Além disso, foi possível realizar o controle sem utilizar uma válvula de reciclo, permitindo uma redução no consumo de energia e uma redução de custo do projeto com a válvula.

A partir do cálculo da energia consumida para o caso do compressor que entra em surge e para o compressor que não entra em surge devido ao controle em cascata, verifica-se a capacidade, deste controle, na redução do consumo de energia. Constatou-se que o consumo energético do primeiro caso foi quase seis vezes superior ao segundo.

10 PERSPECTIVAS DE TRABALHOS FUTUROS

O modelo matemático representado por equações diferenciais não lineares do compressor centrífugo apresentou certa dificuldade no momento da implementação, devido aos pontos de instabilidade. Uma ideia que se apresenta para um trabalho futuro seria encontrar os pontos de equilíbrio do sistema, analisar a estabilidade dos pontos de equilíbrio e, a partir daí, linearizar o sistema em torno do ponto de equilíbrio estável.

A sintonia utilizada para os controladores mostrou-se satisfatória. No entanto, como trabalho futuro, poderiam ser utilizadas outras formas de sintonia dos controladores para que apresentem um melhor desempenho.

Outra ideia para trabalho futuro seria a inclusão do motor de corrente alternada nas simulações para estudar o fenômeno do surge, uma vez que os resultados obtidos com o motor de corrente contínua indicam que uma máquina de indução com estratégia de controle pelo campo orientado deve funcionar por apresentarem características semelhantes

Como forma de comprovar os resultados obtidos nas simulações, a construção de uma bancada experimental, com a montagem de um sistema de compressão real, pode ser considerada também como uma novidade interessante nos trabalhos posteriores.

11 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] CAMPOS, Mario C. Massa de. TEIXEIRA, Herbert Campos. Controles típicos de equipamentos industriais. Rio de Janeiro: Edgard Blucher, 2006.
- [2] BØHAGEN B. Active surge control of centrifugal compression systems: Thesis for degree of philosophiae doctor. Trondheim, June 2007
- [3] BØHAGEN B. and GRAVDAHL J. T. Active surge control of compression system using drive torque. *Automatica*, February 2008.
- [4] BØHAGEN B. and GRAVDAHL J. T. Control laws for active surge control of centrifugal compressors using drive torque. *Automatica*, May 2007.
- [5] NORED, Marybeth G. HOLLINGSWORTH, Justin R. BRUN Klaus. “Application Guideline for Electric Motor Drive Equipment for Natural Gas Compressors”, 2009.
- [6] LIMA, A. M. N. *Commande Numérique d’une Machine Asynchrone*. These de docteur, Institut National Polytechnique de Toulouse, Toulouse - France, 1989.
- [7] GRAVDAHL, J. T., & EGELAND, O. Centrifugal compressor surge and speed control. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 1999.
- [8] GRAVDAHL, J. T., & EGELAND, O. Compressor surge and rotating stall: Modeling and control. *Advances in industrial control*. London, 1999
- [10] JACOBINA C. B. “Sistema de Acionamento Estático de Máquina Elétrica”, Curso de Acionamento, UFCG, Campina Grande, June de 2005.
- [11] GREITZER E. M. Surge and rotating stall in axial flow compressors, part i: Experimental results and comparison with theory. *Journal of Engineering for Power, Transactions of the ASME*, April 1976.
- [12] LÜDTKE, K. H. (2004). *Process centrifugal compressors: basics, function, operation, design, application*. Springer Verlag
- [13] HANLON Paul C., *Compressor Handbook*, 2001
- [14] BASTARD, Bjorn Ove, *The Compressor Recycle System*, Master of Science in Engineering Cybernetics, Norwegian, 2010.
- [15] GRAVDAHL, J. T., EGELAND, O., & VATLAND, S. O. (2002). Drive torque actuation in active surge control of centrifugal compressors. *Automatica*, 38(11), 1881–1893.
- [16] GRAVDAHL, J. T., EGELAND, O., & VATLAND, S. O. “Active surge control

of centrifugal compressors using drive torque,” in *Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control*, December 2001

[17] JACOBINA, C.B., LIMA, A. M. N. Acionamentos de Máquinas Elétricas de Alto Desempenho. Minicurso, São Paulo : Sociedade Brasileira de Automática, 2002, v.1. p.103.

[18] GRAVDAHL, J. T., WILLEMS, F., DE JAGER, B., & EGELAND, O. Modeling for surge control of centrifugal compressors: Comparison with experiment. In *Proceedings of the 39th IEEE conference on decision on control*, Sydney, Australia, 2000.

[19] GRAVDAHL, J. T., WILLEMS, F., DE JAGER, B., & EGELAND, O. (2004). Modeling of surge in variable speed centrifugal compressors: Experimental validation. *AIAA Journal of Propulsion and Power*, 20(5), 849–857.

[20] ZACCARIAN Luca, DC motors: dynamic model and control techniques.

[21] GRAVDAHL, J. T., & EGELAND, O. Speed and surge control for a low order centrifugal compressor model, *Conference on Control*, Hartford, CT Applications 1997.

[22] MIDDLEMISS J.J. Current pulsation of induction motor driving a reciprocating compressor, *C.Eng., M.I.E.E.*, 1974.

[23] GREITZER, E. M. (1976). Surge and rotating stall in axial flow compressors, Part I: Theoretical compression system model *Journal of Engineering for Power*, 98, 190–198.

[24] GREITZER, E.M. (1981). The stability of pumping systems—The 1980 Freeman scholar lecture. *Journal of Fluids Engineering*, 103, 193–242.

[25] VALADÃO, C. P. Noções de Compressores, PETROBRAS.

[26] PORDEUS, R.V. Fenômenos de Transporte- Ciclo de Potência e de Refrigeração. Mossoro-RN, 2008.

[27] HANSEN, K.E., P. JORGENSEN and LARSEN P.S. (1981). Experimental and theoretical study of surge in a small centrifugal compressor. *Journal of Fluids Engineering* 103, 391-394.

[28] MAINARDI, L., DORADO, R., SENA L.R. Compressores - Máquinas de Fluidos

[29] BUTCHER, J. C., *Numerical Methods for Ordinary Differential Equations*, Wiley and Sons, 2003.

APÊNDICE

A MÁQUINA DE INDUÇÃO

Devido à possibilidade da máquina de indução ser utilizada para simulação de sistemas de compressão em trabalhos futuros o tópico aborda o princípio de funcionamento e o modelo da máquina de indução.

A.1- PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

O motor de indução é uma máquina elétrica composta de uma parte fixa, denominada estator, e de uma parte móvel chamada rotor, separadas por um espaço denominado entreferro.

Em um motor de indução trifásico, o campo girante é produzido por três enrolamentos iguais fixados em um núcleo de material ferromagnético (estator) que são alimentados por tensões trifásicas. Como a frequência da rede é constante, a variação de rotação do campo girante também se apresentará constante. Esse fluxo girante ao passar pelo rotor, que pode ser do tipo gaiola de esquilo ou do tipo enrolado, vai induzindo corrente, criando fluxos que tendem a se opor ao movimento o fluxo girante. Em razão disso, o rotor gira no mesmo sentido do campo girante, estabelecendo-se o torque que faz o rotor girar.

A.2-MODELO DA MÁQUINA DE INDUÇÃO

O modelo dinâmico que será apresentado para entender o funcionamento da máquina trifásica (ver Figura A.1) obedecerá as seguintes considerações:

- Motor de indução trifásico equilibrado com três fases no estator idênticas e três fases no rotor idênticas, defasadas de $2\pi/3$ radiados elétricos;
- Entreferro constante;
- Distribuição senoidal do fluxo magnético;
- Máquina bipolar, com número de par de pólos (P) igual a 1;
- Máquina não saturada, podendo o fluxo total ser escrito como a soma dos fluxos parciais.

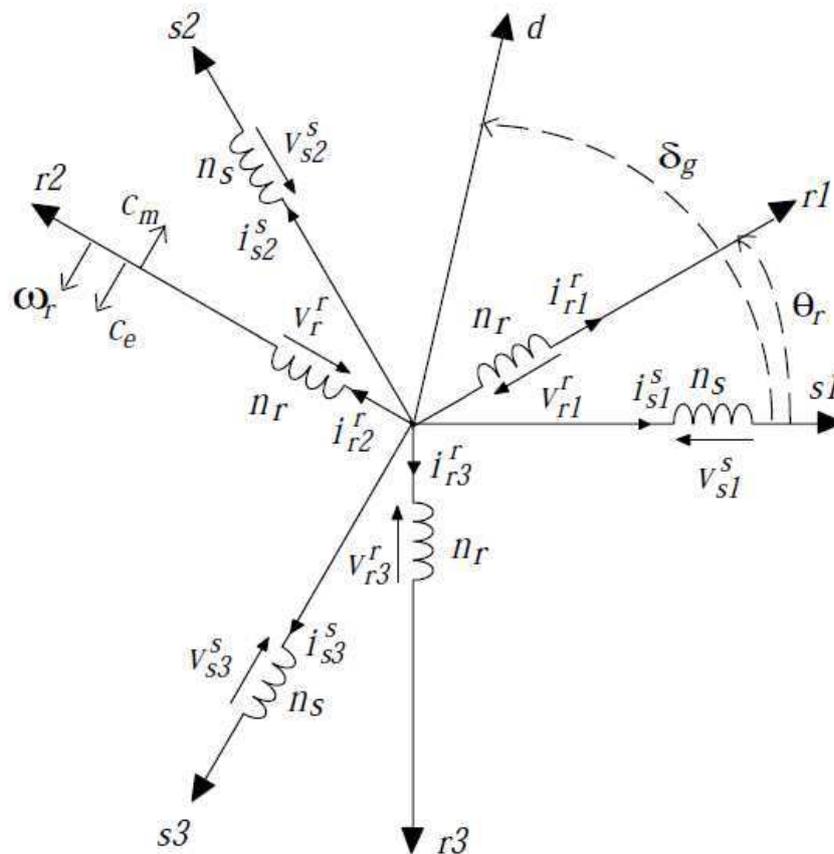


Figura A.1-Máquina simétrica trifásica

Para que se obtenha o fluxo total em uma bobina, deve-se somar os fluxos parciais para o estator. Dessa forma, tem-se

$$\begin{bmatrix} \lambda_{s1}^s \\ \lambda_{s2}^s \\ \lambda_{s3}^s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_s & M_s & M_s \\ M_s & L_s & M_s \\ M_s & M_s & L_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{s1}^s \\ i_{s2}^s \\ i_{s3}^s \end{bmatrix} + M_{sr} \begin{bmatrix} \cos(\theta_r) & \cos(\theta_r + \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta_r + \frac{4\pi}{3}) \\ \cos(\theta_r + \frac{4\pi}{3}) & \cos(\theta_r) & \cos(\theta_r + \frac{2\pi}{3}) \\ \cos(\theta_r + \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta_r + \frac{4\pi}{3}) & \cos(\theta_r) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{r1}^r \\ i_{r2}^r \\ i_{r3}^r \end{bmatrix} \quad (\text{A.1})$$

na qual L_s é a indutância própria de uma bobina do estator, M_s a indutância mútua entre duas bobinas do estator e M_{sr} a indutância mútua entre uma bobina do estator e uma do rotor.

Os fluxos do rotor são escritos da mesma forma utilizada para o fluxo do estator. Assim, os fluxos podem ser representados na seguinte forma matricial

$$\lambda_{s123}^s = [L_{ss}][i_{s123}^s] + [L_{sr}] [i_{r123}^r] \quad (\text{A.2})$$

$$\lambda_{r123}^r = [L_{rs}][i_{s123}^s] + [L_{rr}] [i_{r123}^r] \quad (\text{A.3})$$

na qual,

$$i_{s123}^s = \begin{bmatrix} i_{s1}^s \\ i_{s2}^s \\ i_{s3}^s \end{bmatrix} \quad i_{r123}^r = \begin{bmatrix} i_{r1}^r \\ i_{r2}^r \\ i_{r3}^r \end{bmatrix} \quad (\text{A.4})$$

$$L_{ss} = \begin{bmatrix} L_s & M_s & M_s \\ M_s & L_s & M_s \\ M_s & M_s & L_s \end{bmatrix} L_{sr} = M_{sr} \begin{bmatrix} \cos(\theta_r) & \cos(\theta_r + \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta_r + \frac{4\pi}{3}) \\ \cos(\theta_r + \frac{4\pi}{3}) & \cos(\theta_r) & \cos(\theta_r + \frac{2\pi}{3}) \\ \cos(\theta_r + \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta_r + \frac{4\pi}{3}) & \cos(\theta_r) \end{bmatrix} \quad (\text{A.5})$$

$$L_{rs} = M_{sr} \begin{bmatrix} \cos(\theta_r) & \cos(\theta_r + \frac{4\pi}{3}) & \cos(\theta_r + \frac{2\pi}{3}) \\ \cos(\theta_r + \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta_r) & \cos(\theta_r + \frac{4\pi}{3}) \\ \cos(\theta_r + \frac{4\pi}{3}) & \cos(\theta_r + \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta_r) \end{bmatrix} L_{rr} = \begin{bmatrix} L_r & M_r & M_r \\ M_r & L_r & M_r \\ M_r & M_r & L_r \end{bmatrix} \quad (\text{A.6})$$

Por convenção, uma corrente positiva cria um fluxo positivo na orientação das bobinas e, dessa forma tem-se $v_{ind} = \frac{d\lambda}{dt}$. Mas existe também uma queda de tensão resistiva, resultando na seguinte expressão para tensão:

$$v = Ri + \frac{d\lambda}{dt} \quad (\text{A.7})$$

A partir dessa equação, obtém-se, para os terminais da bobina do estator e do rotor a seguinte forma:

$$v_{s123}^s = R_s i_{s123}^s + \frac{d\lambda_{s123}^s}{dt} \quad (\text{A.8})$$

$$v_{r123}^r = R_r i_{r123}^r + \frac{d\lambda_{r123}^r}{dt} \quad (\text{A.9})$$

A simulação do motor de indução utilizando o modelo trifásico não é o mais recomendado, uma vez que o movimento relativo entre o estator e o rotor faz com que o acoplamento magnético variável entre o circuito dos mesmos, origine coeficientes variáveis com o tempo, nas equações diferenciais não lineares que compõe o modelo trifásico. Sendo assim, é utilizada uma transformação de variáveis (transformação odq) para um modelo bifásico ou mais conhecido como modelo odq, onde os coeficientes das equações diferenciais tornam-se constantes em relação ao modelo trifásico (ver Figura A.2).

Para isso é realizada a seguinte operação de transformação:

$$x_{123} = P x_{odq} \quad (\text{A.10})$$

na qual x_{123} é a variável antiga a ser transformada e x_{odq} é a nova variável. A matriz P é denominada de matriz de transformação e deve ser regular, ou seja, sua inversa existe.

A expressão geral da matriz de transformação para o estator (P_s) e para ao rotor (P_g) podem ser vistas a seguir:

$$P_s = \sqrt{2/3} \begin{bmatrix} \frac{1}{\sqrt{2}} & \cos(\theta_g) & -\text{sen}(\theta_g) \\ \frac{1}{\sqrt{2}} & \cos(\theta_g + \frac{4\pi}{3}) & -\text{sen}(\theta_g + \frac{4\pi}{3}) \\ \frac{1}{\sqrt{2}} & \cos(\theta_g + \frac{2\pi}{3}) & -\text{sen}(\theta_g + \frac{2\pi}{3}) \end{bmatrix} \quad (\text{A.11})$$

$$P_g = \sqrt{2/3} \begin{bmatrix} \frac{1}{\sqrt{2}} & \cos(\theta_g - \theta_r) & -\text{sen}(\theta_g - \theta_r) \\ \frac{1}{\sqrt{2}} & \cos(\theta_g - \theta_r + \frac{4\pi}{3}) & -\text{sen}(\theta_g - \theta_r + \frac{4\pi}{3}) \\ \frac{1}{\sqrt{2}} & \cos(\theta_g - \theta_r + \frac{2\pi}{3}) & -\text{sen}(\theta_g - \theta_r + \frac{2\pi}{3}) \end{bmatrix} \quad (\text{A.12})$$

O ângulo θ_g é genérico, podendo ser atribuído valores a ele. De acordo com o valor atribuído à θ_g , obtém-se situações distintas para o modelo odq obtido. Algumas situações para localização do par de eixos d,q podem ser obtidas, entretanto para esse

trabalho será adotado o referencial fixo no estator, com $\theta_g = 0$, e dessa forma o eixo d (ver Figura A.2) estará fixo sobre o eixo da fase $s1$, implicando em variáveis d, q senoidais com a mesma frequência das correntes estatóricas.

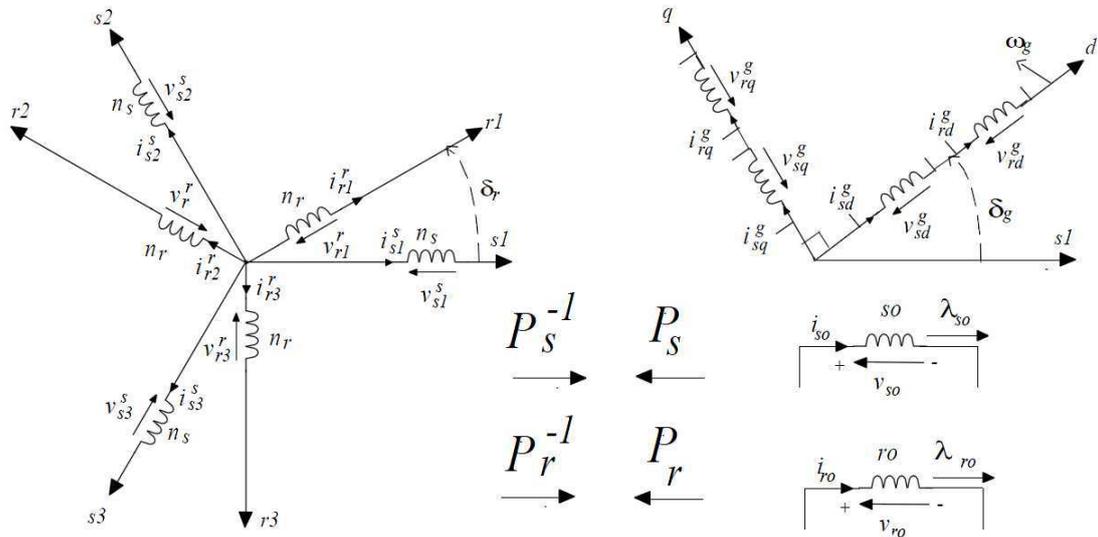


Figura A.2- Representação da transformação odq

Fazendo a transformação para os fluxos a partir de (A.2), (A.3) e (A.10), e após algumas manipulações matemáticas, obtém-se para o estator:

$$\begin{bmatrix} \lambda_{so}^g \\ \lambda_{sd}^g \\ \lambda_{sq}^g \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_{so} & 0 & 0 \\ 0 & l_s & 0 \\ 0 & 0 & l_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{so}^g \\ i_{sd}^g \\ i_{sq}^g \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & l_m & 0 \\ 0 & 0 & l_m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{ro}^g \\ i_{rd}^g \\ i_{rq}^g \end{bmatrix} \quad (\text{A.13})$$

na qual $l_{so} = L_s - 2M_s$, $l_s = L_s - M_s e l_m = \frac{3}{2}M_{sr}$.

Da mesma forma é obtido os fluxos para o rotor:

$$\begin{bmatrix} \lambda_{ro}^g \\ \lambda_{rd}^g \\ \lambda_{rq}^g \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_{ro} & 0 & 0 \\ 0 & l_r & 0 \\ 0 & 0 & l_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{ro}^g \\ i_{rd}^g \\ i_{rq}^g \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & l_m & 0 \\ 0 & 0 & l_m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{so}^g \\ i_{sd}^g \\ i_{sq}^g \end{bmatrix} \quad (\text{A.14})$$

na qual $l_{so} = L_r - 2M_r$, $l_r = L_r - M_r e l_m = \frac{3}{2}M_{sr}$.

A partir de (A.8), (A.9) e substituindo em (A.10), são obtidas as transformações para as expressões da tensão no estator e no rotor, respectivamente. Realizando algumas manipulações matemáticas encontra-se:

$$\begin{bmatrix} v_{so}^g \\ v_{sd}^g \\ v_{sq}^g \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_s & 0 & 0 \\ 0 & r_s & 0 \\ 0 & 0 & r_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{so}^g \\ i_{sd}^g \\ i_{sq}^g \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{d\lambda_{so}^g}{dt} \\ \frac{d\lambda_{sd}^g}{dt} \\ \frac{d\lambda_{sq}^g}{dt} \end{bmatrix} + w_g \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda_{so}^g \\ \lambda_{sd}^g \\ \lambda_{sq}^g \end{bmatrix} \quad (\text{A.15})$$

$$\begin{bmatrix} v_{ro}^g \\ v_{rd}^g \\ v_{rq}^g \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_r & 0 & 0 \\ 0 & r_r & 0 \\ 0 & 0 & r_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{ro}^g \\ i_{rd}^g \\ i_{rq}^g \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{d\lambda_{ro}^g}{dt} \\ \frac{d\lambda_{rd}^g}{dt} \\ \frac{d\lambda_{rq}^g}{dt} \end{bmatrix} + (w_g - w_r) \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda_{ro}^g \\ \lambda_{rd}^g \\ \lambda_{rq}^g \end{bmatrix} \quad (\text{A.16})$$

com $w_g = \frac{d\theta_g}{dt}$

Quando se trabalha na representação *odq* do motor de indução as variáveis de índice “o” são denominadas homopolares e elas são proporcionais a soma das grandezas trifásicas originais. Portanto, com a máquina operando de forma equilibrada, estas componentes serão nulas.

Dessa forma, considerando apenas as componentes *dq*, pode-se reescrever de forma simplificada, a partir de (A.13) e (A.14), as expressões para os fluxos.

$$\lambda_{sdq} = [L_{ss}][i_{sdq}] + [L_{sr}][i_{rdq}] \quad (\text{A.17})$$

$$\lambda_{rdq} = [L_{rr}][i_{rdq}] + [L_{sr}][i_{sdq}] \quad (\text{A.18})$$

Da mesma forma, considerando apenas as componentes *d,q* pode-se reescrever de forma simplificada, a partir de (A.15) e (A.16), as expressões para as tensões

$$v_{sdq} = r_s i_{sdq} + \frac{d\lambda_{sdq}}{dt} + \omega_g \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \lambda_{sdq} \quad (\text{A.19})$$

$$v_{rdq} = r_r i_{rdq} + \frac{d\lambda_{rdq}}{dt} + (\omega_g - \omega_r) \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \lambda_{rdq} \quad (\text{A.20})$$

Obtendo-se as expressões da corrente em função do fluxo nas equações (A.17) e (A.18) e substituindo em (A.19) e (A.20) obtém-se uma expressão que relaciona fluxos e tensões.

$$[v_{dq}] = \frac{d\lambda_{dq}}{dt} + \begin{bmatrix} \frac{r_s l_r}{l_s l_r - l_{sr}^2} & -\omega_g & \frac{-r_s l_{sr}}{l_s l_r - l_{sr}^2} & 0 \\ \omega_g & \frac{r_s l_r}{l_s l_r - l_{sr}^2} & 0 & \frac{-r_s l_{sr}}{l_s l_r - l_{sr}^2} \\ \frac{-r_r l_{sr}}{l_s l_r - l_{sr}^2} & 0 & \frac{r_r l_s}{l_s l_r - l_{sr}^2} & -(\omega_g - \omega_r) \\ 0 & \frac{-r_r l_{sr}}{l_s l_r - l_{sr}^2} & \omega_g - \omega_r & \frac{r_r l_s}{l_s l_r - l_{sr}^2} \end{bmatrix} [\lambda_{dq}] \quad (A.21)$$

O motor de indução trifásico (MIT) pode ser representado em termos de seus vetores resultantes, permitindo-se assim, escrever um modelo bem resumido para a máquina. Esse modelo é expresso por um conjunto de equações diferenciais escritas para um sistema genérico, indicado pelo expoente ‘g’.

$$V_s^g = r_s i_s^g + \frac{d\lambda_s^g}{dt} + j\omega_g \lambda_s^g \quad (A.22)$$

$$0 = r_r i_r^g + \frac{d\lambda_r^g}{dt} + j(\omega_g - \omega_r) \lambda_r^g \quad (A.23)$$

$$\Phi_s^g = l_s i_s^g + l_m i_r^g \quad (A.24)$$

$$\Phi_r^g = l_r i_r^g + l_m i_s^g \quad (A.25)$$

$$c_e = P \frac{l_m}{l_r} i_s \lambda_r \text{sen}(\delta_i - \delta_b) = P i_s \lambda_s \text{sen}(\delta_i - \delta_a) \quad (A.26)$$

$$P(c_e - c_m) = J \frac{d\omega_r}{dt} \quad (A.27)$$

O motor de indução trifásico pode ser dividido em duas partes: a parte elétrica (A.22 - A.25) e a parte que descreve o comportamento mecânico da máquina (A.27). Os parâmetros da máquina são: l_s - indutância própria do estator, l_r - indutância própria do rotor, l_m - indutância mútua, r_s - resistência estatórica, r_r - resistência rotórica, J - momento de inércia.

Nas equações acima $V_s^g, i_s^g, \lambda_s^g, \lambda_r^g$ são os vetores tensão estatórica, corrente estatórica, fluxo estatórico e fluxo rotórico da máquina vistos do referencial estatórico, respectivamente. ω_g e ω_r são as frequências de rotação do referencial arbitrário e do rotor, respectivamente. c_e e c_m são os conjugados eletromagnético e mecânico,

respectivamente. δ_i , δ_a e δ_b são os ângulos de posição dos vetores corrente estatórica, fluxo estatórico e fluxo rotórico em relação ao estator, respectivamente.

Substituindo (A.25) em (A.24), colocando o fluxo estatórico em função das correntes estatóricas e do fluxo rotórico, resulta que:

$$\lambda_s^g = l_s i_s^g + l_m \left(\frac{\lambda_r^g - l_m i_s^g}{l_r} \right) \quad (\text{A.28})$$

Substituindo (A.28) em (A.22), temos a tensão estatórica em função do fluxo rotórico e das correntes estatóricas:

$$V_s^g = r_s i_s^g + \left(\frac{l_s l_r - l_m l_m}{l_r} \right) \frac{di_s^g}{dt} + \frac{l_m}{l_r} \frac{d\lambda_r^g}{dt} + j\omega_g \left(\frac{l_s l_r - l_m l_m}{l_r} \right) i_s^g + j\omega_g \frac{l_m}{l_r} \lambda_r^g \quad (\text{A.29})$$

Escolhendo como referencial o fluxo no rotor, fazendo $\lambda_{rd}^b = \lambda_r$ e $\lambda_{rq}^b = 0$ e $\omega_g = \omega_b$, obtém-se a equação (A.28) desacoplada.

Eixo direto:

$$V_{sd}^b = r_s i_{sd}^b + \left(\frac{l_s l_r - l_m l_m}{l_r} \right) \frac{di_{sd}^b}{dt} + \frac{l_m}{l_r} \frac{d\lambda_r}{dt} - \omega_b \left(\frac{l_s l_r - l_m l_m}{l_r} \right) i_{sq}^b \quad (\text{A.30})$$

Eixo em quadratura

$$V_{sq}^b = r_s i_{sq}^b + \left(\frac{l_s l_r - l_m l_m}{l_r} \right) \frac{di_{sq}^b}{dt} + \omega_b \left(\frac{l_s l_r - l_m l_m}{l_r} \right) i_{sd}^b + \omega_b \frac{l_m}{l_r} \lambda_r \quad (\text{A.31})$$

A partir da equação (A.23) e (A.25) pode-se obter a equação dinâmica, relacionando-se o fluxo rotórico e a corrente estatórica.

A equação (A.23), no eixo direto e em quadratura no referencial rotorico é expressa da seguinte forma:

Eixo direto:

$$0 = r_r i_{rd}^b + \frac{d\lambda_{rd}^b}{dt} - (\omega_b - \omega_r) \lambda_{rq}^b \quad (\text{A.32})$$

Eixo em quadratura

$$0 = r_r i_{rq}^b + \frac{d\lambda_{rq}^b}{dt} + (\omega_b - \omega_r) \lambda_{rd}^b \quad (\text{A.33})$$

Sabe-se de (A.23) que:

$$i_{rd}^b = \left(\frac{\lambda_{rd}^b - l_m i_{sd}^b}{l_r} \right) e \quad (\text{A.34})$$

$$i_{rq}^b = \left(\frac{\lambda_{rq}^b - l_m i_{sq}^b}{l_r} \right) \quad (\text{A.35})$$

Substituindo (A.34) em (A.32) e (A.35) em (A.33), e considerando que se trabalha no referencial do fluxo rotórico, $\lambda_{rd}^b = \lambda_r$ e $\lambda_{rq}^b = 0$, obtém-se:

$$0 = \frac{r_r}{l_r} \lambda_r - \left(\frac{l_m r_r i_{sd}^b}{l_r} \right) + \frac{d\lambda_r}{dt} \quad (\text{A.36})$$

$$\frac{l_m r_r i_{sd}^b}{l_r} = \omega_{br} \lambda_r \quad (\text{A.37})$$

Sabendo-se que $i_{sq}^b = i_s \text{sen}(\delta_i - \delta_b)$ e introduzindo na equação (A.26), obtém-se a seguinte expressão para o conjugado eletromagnético:

$$c_e = P \frac{l_m}{l_r} i_{sq}^b \lambda_r \quad (\text{A.38})$$

Observando a equação (A.38), verifica-se que o conjugado eletromagnético pode ser controlado através de i_{sq}^b . Já na equação (A.36) observa-se que o fluxo rotórico pode ser controlado através de i_{sd}^b , independentemente de i_{sq}^b .

B Programas de Simulação

Os programas utilizados para realização das simulações encontram-se nas seções seguintes. Em B1 encontram-se as condições iniciais utilizadas para os códigos citados em B2, B3, B4 e B5

B1- Condições Iniciais para as simulações

```
function compressor
%
clear all
clear global
close all
%
tStart = tic;
%velocidade sonica e Volume do plenum
a_p = 343; %m/s
V_p = 0.1; %m^3
%Controladores de velocidade e vazão
kpw = 3.4131;
kiw = 1.2414;
kpm = 2.0626e4;
kim = 5.3517e4;
%Área e comprimento do canal
d_duct = 0.07; %m
A = pi/4*d_duct^2; % m^2
L = 2.85; %m

%pressão e temperatura ambiente
p_01 = 101325; %Pascals
T_01 = 20; %Celcius

%densidade do ar, 20 deg C
rho_AIR = 1.204; %kg/m^3

%coeficiente de transferencia de energia
mu = 0.99;
%Momento de inercia
J = 5e-4; %kg m^2
%raio do impelidor
D2 = 0.119;
r_2 = D2 / 2;
%Abertura da válvula
A_t = A;
%conversão de valores
T_01_rankine = (T_01 + 273.15) * 9/5;
p_01_hg = p_01 / 3375;
si_to_corrected = sqrt(T_01_rankine/545)/(p_01_hg/28.4)*60/0.4536;
rads_to_rpm = 60/(2*pi);
zeta = 1000;

t0 = 0;
tf = 10;%tempo de simulação
```

```

%variaveis para fechamento da válvula
kf=-1;
ti=2;
%
tspan = [t0 tf];
y0 = [p_01 0 0 0 0 0];
refine = 10;
options =odeset('RelTol',1e-6,'AbsTol',1e-6*ones(1,6),'Refine',refine;
[t,y] = ode23tb(@dycc,tspan,y0,options);
%
tElapsed = toc(tStart)
%
```

B2 Fenômeno do Surge

```

function dy = dycc(t,y)
%
dy = zeros(6,1);
%
p = y(1); %pressão
m = y(2); %fluxo de massa
w = y(3); %velocidade
E_m = y(4); %integral do erro para o controle de vazão
E_w=y(5); %integral do erro para o controle de velocidade
pot=y(6);%cálculo da energia

if t<2
kt=1;
end
if t>=2
%          kt=0.8;
kt = (kf-1)*t/(tf-ti) + 1.4 ;
end
if kt>1,
kt=1;
end
if kt<0.2
kt=0.2;
end

mt = kt*A_t*tanh(zeta*(p-p_01))*sqrt(tanh(zeta*(p-p_01))*(p-p_01));

dy(1) = ((a_p^2)/V_p)*(m - mt);
dy(2) = (A/L)*(getPsic( m*si_to_corrected, w*rads_to_rpm )*(p_01 - p));

cd =4;
%
cm = abs(m)*r_2^2*mu*w;
pot=cm*w
dy(3) = (1/J)*(cd - cm);
dy(6)=pot;
end
```

B3 Comprovação do Controle em Cascata

```

function dy = dycc(t,y)
    %
    dy = zeros(5,1);
    %
    p = y(1); %pressão
    m = y(2); %fluxo de massa
    w = y(3); %velocidade
    E_m = y(4); %integral do erro para o controle de vazão
    E_w = y(5); %integral do erro para o controle de velocidade
    %

    if t<2
        kt=1;
    end
    if t>=2
        kt = (kf-1)*t/(tf-ti) + 1.4 ;
    end
    if kt>1,
        kt=1;
    end
    if kt<0.2
        kt=0.2;
    end

    mt = kt*A_t*tanh(zeta*(p-p_01))*sqrt(tanh(zeta*(p-p_01))*(p-p_01));
    dy(1) = ((a_p^2)/V_p)*(m - mt);
    dy(2) = (A/L)*(getPsic( m*si_to_corrected, w*rads_to_rpm )*p_01 - p);

    cd =4;

    if t>7

        mr=0.14;

        e_m = mr - m;
        dy(4) = e_m;
        u = kpm*e_m+kim*E_m;
        %
        w_ref=u;
        if(u<0)
            w_ref=0;
        end

        e_w=w_ref-w;
        dy(5)=e_w;
        cd=kpw*e_w+kiw*E_w;
    end

    cm = abs(m)*r_2^2*mu*w;
    pot=cm*w

```

```
dy(3) = (1/J)*(cd - cm);
end
```

B4 Controle de capacidade utilizando Controle em cascata

```
function dy = dycc(t,y)
%
dy = zeros(5,1);
%
p = y(1);
m = y(2);
w = y(3);
EW = y(4);
EM = y(5);
%

if t<4
kt=0.4;
end
if t>=4
kt= 0.8;
end

mt = kt*A_t*tanh(zeta*(p-p_01))*sqrt(tanh(zeta*(p-p_01))*(p-p_01));
dy(1) = ((a_p^2)/V_p)*(m - mt);
dy(2) = (A/L)*(getPsic( m*si_to_corrected, w*rads_to_rpm )*(p_01 - p));
%
mr = 0.4;

%Controlador de vazão
em = mr - m;
dy(5) = em;
wr = kpm*em+kim*EM;
if (wr < 0), wr = 0; end

%Controlador de velocidade
ew = wr - w;
dy(4) = ew;
cel_ref = kpw*ew+kiw*EW;
%
cm = abs(m)*r_2^2*mu*w;
dy(3) = (1/J)*(cel_ref - cm);
end
%
```

B5 Controle Anti-Surge através do Controle em Cascata

```
function dy = dycc(t,y)
%
dy = zeros(5,1);
%
p = y(1); %pressão
m = y(2); %fluxo de massa
w = y(3); %velocidade
E_m = y(4); %integral do erro para o controle de vazão
```

```

E_w=y(5); %integral do erro para o controle de velocidade
%
%válvula sendo fechada
if t<2
kt=1;
end
if t>=2
kt = (kf-1)*t/(tf-ti) +1.4 ;
end
if kt>1,
kt=1;
end
if kt<0.2
kt=0.2;
end
%

mt=kt*A_t*t*tanh(zeta*(p-p_01))*sqrt(tanh(zeta*(p-p_01))*(p- p_01));%vazão pela válvula

dy(1) = ((a_p^2)/V_p)*(m - mt);
dy(2) = (A/L)*(getPsic( m*si_to_corrected, w*rads_to_rpm )*p_01-p);

mr=0.14; %referencia de vazão

%Controlador de vazão
e_m = mr - m;
dy(4) = e_m;
u = kpm*e_m+kim*E_m;
%
w_ref=u;%Saturação da velocidade
if(u<0)
w_ref=0;
end
%Controlador de velocidade
e_w=w_ref-w;
dy(5)=e_w;
cd=kpw*e_w+kiw*E_w;%torque de acionamento
%
cm = abs(m)*r_2^2*mu*w;%torque do compressor
pot=cm*w;%calcula da potencia
dy(6)=pot;%energia
dy(3) = (1/J)*(cd - cm);
end
%
end

```

B6 Motor CC acoplado ao compressor

```

function myccdc
%
tStart = tic;
%
%% The Runge-Kutta-Fehlberg coefficients
beta = [ [ 1 0 0 0 0 0 ]/4
[ 3 9 0 0 0 0 ]/32
[ 1932 -7200 7296 0 0 0 ]/2197
[ 8341 -32832 29440 -845 0 0 ]/4104

```

```

[-6080 41040 -28352 9295 -5643 0]/20520 ]';
gamma = [ [902880 0 3953664 3855735 -1371249 277020]/7618050]';
%%
a_p = 343; %m/s
V_p = 0.1; %m^3
d_duct = 0.07; %70 mm
A = pi/4 * d_duct^2; %0.0038 m^2
L = 2.85; %m
p_01 = 101325; %Pascals
T_01 = 20; %Celcius
rho_AIR = 1.204; %kg/m^3
mu = 0.99;
ji = 5e-4; %kg m^2
D2 = 0.119;
r_2 = D2 / 2;
A_t = A;
T_01_rankine = (T_01 + 273.15) * 9/5;
p_01_hg = p_01 / 3375;
si_to_corrected = sqrt(T_01_rankine/545) / (p_01_hg/28.4) * 60/0.4536;
rads_to_rpm = 60/(2*pi);
zeta = 1000;
%
apVp = (a_p^2)/V_p;
AL = A/L;
%
ktt = 1.5;
kv = 1.5;
ra = 0.15;
la = 30e-3;
%
kpi=10*ra;
kii=kpi*ra/la;
%
ne = 15;
%
%Velocidade
xi = 0.9;
wo = 10;
Ki = 1/ji;
n = 5;
K = wo/(n*Ki*xi);
a = n*xi*wo;
b = 2*xi*wo-K*Ki;
%
a1 = 1;
a0 = b;
b0 = K*a;
b1 = K;
%
a11 = a0/a1;
a12 = 1/a1;
b11 = b0-b1*a0/a1;
b12 = b1/b0;
%Controlador de vazão
kpm = 2.0626e4;
kim = 5.3517e4;
%
CD = 3000/ne;
VA = 300;
%%

```

```

t0=0;
ti=2;
tff=7;
kf=-1;
%
t0 = 0;
tf = 5;
t = t0;
%
ny = 7;
y0 = zeros(ny,1);
y0(1) = p_01;
y = y0(:);
h = 2e-4;
f = zeros(ny,6);
np = ceil((tf-t0)/h);
to = zeros(np,1);
yo = zeros(ny,np);
k = 0;
l = 0;
tp = 0;
lg = 0;
%%
while (t < tf),
temp = feval(@ydot,t,y);
f(:,1) = temp(:);
for j=1:5
temp = feval(@ydot,t,y+h*f*beta(:,j));
f(:,j+1) = temp(:);
end
t = t+h;
l = l+1;
if (t > tp),
fprintf('Running ... %d %%\r',lg);
lg = lg + 10;
tp = tp + tf/10;
end
y = y+h*f*gamma(:,1);
k = k+1;
to(k) = t;
yo(:,k) = y;
end
%%
function dy = ydot(t,y)
dy = zeros(ny,1);
%
pc = y(1);
mc = y(2);
wc = y(3);
%
EW = y(4);
EM = y(5);
%
ia = y(6);
EI = y(7);
% %
kt=1;

pcp = pc-p_01;
mt = kt*A_t*tanh(zeta*pcp)*sqrt(tanh(zeta*pcp)*pcp);

```

```

dy(1) = apVp*(mc - mt);
dy(2) = AL*(getPsic(mc*si_to_corrected,wc*rads_to_rpm)*p_01 - pc);
%
em = mr(t,0) - mc;
dy(5) = em;
wr = kpm*em+kim*EM;
%
if (wr < 0), wr = 0; end
%%Saturação da velocidade

ew = wr - wc;
dy(4) = -a11*y(4) + a12*ew;
td = b11*y(4)+ b12*ew;
%
cm = abs(mc)*r_2^2*mu*wc;
%
cd = td + cm;
%
%%Saturação do conjugado
if cd > CD, cd = CD; end
if cd < -CD, cd = -CD; end
%
wm = wc/ne;
%
ea = kv*wm;
ce = ktt*ia;
%
ir = ne*cd/kv;
ei = ir - ia;
dy(7) = ei;
ua = kpi*ei + kii*EI;
va = ua + ea;
%
if va > VA, va = VA; end
if va < -VA, va = -VA; end
%
dy(6) = -(ra/la)*ia - (1/la)*ea + (1/la)*va;
dy(3) = (1/ji)*((ce/ne) - cm);
%
end

%%Valores de referencia do fluxo de massa
function y = mr(x,a)
switch a
case 0 %step
if (x <= tf/2), y = 0.3;
elseif (x > tf/2), y = 0.4;
end
case 1 %ramp
y = (0.5/tf)*x + 0.3;
case 2 % 0.2 zone
y = (0.2/tf)*x + 0.01;
end

end
%
end

```

