



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA ELÉTRICA E COMPUTAÇÃO
DEPARTAMENTO DE SISTEMAS DE ENERGIA ELÉTRICA



IMPLEMENTAÇÃO E VALIDAÇÃO PRÁTICA DE MODELOS
MULTIDISCIPLINARES ABORDADOS EM UMA CENTRAL DE CO-GERAÇÃO DE
ENERGIA ELÉTRICA

Autor: Frederico Augusto Spolidoro Marques

Orientador: Luiz Carlos Pereira da Silva

Dissertação submetida à Faculdade de
Engenharia Elétrica e Computação da
Universidade Estadual de Campinas, para
preenchimento dos requisitos exigidos
para obtenção do título de MESTRE EM
ENGENHARIA ELÉTRICA.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Luiz Carlos Pereira da Silva, FEEC/UNICAMP

Prof. Dr. Pedro André Carvalho Rosas, DEESP/UFPE

Prof. Dr. André Luiz Morelato França, FEEC/UNICAMP

Prof. Dr. Walmir de Freitas Filho, FEEC/UNICAMP

Campinas, Agosto de 2007.

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE -
UNICAMP

M348i Marques, Frederico Augusto Spolidorio
Implementação e validação prática de modelos
multidisciplinares abordados em uma central de co-geração
de energia elétrica / Frederico Augusto Spolidorio Marques.
--Campinas, SP: [s.n.], 2007.

Orientador: Luiz Carlos Pereira da Silva
Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Elétrica e de
Computação.

1. Energia elétrica e calor - Cogeração. 2. Energia da
biomassa. 3. Turbina a vapor. I. Silva, Luiz Carlos Pereira.
II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Elétrica e de Computação. III. Título.

Título em Inglês: Implementation and validation of multi-disciplinary models
for the study of cogeneration power plants

Palavras-chave em Inglês: Cogeneration, Biomass energy, Steam-turbines

Área de concentração: Energia Elétrica

Titulação: Mestre em Engenharia Elétrica

Banca examinadora: Pedro André Carvalho Rosas, André Luiz Morelato
França, Walmir de Freitas Filho

Data da defesa: 01/10/2007

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Elétrica

COMISSÃO JULGADORA - TESE DE MESTRADO

Candidato: Frederico Augusto Spolidoro Marques

Data da Defesa: 1 de outubro de 2007

Título da Tese: "Implementação e Validação Prática de Modelos Multidisciplinares Abordados em uma Central de Co-Geração de Energia Elétrica"

Prof. Dr. Luiz Carlos Pereira da Silva (Presidente):

Luiz C.P. da Silva

Prof. Dr. Pedro André Carvalho Rosas:

R

Prof. Dr. André Luiz Morelato França:

André Luiz Morelato França

Prof. Dr. Walmir de Freitas Filho:

Waldir

I. RESUMO

Este projeto busca relacionar diversos aspectos interdisciplinares envolvidos em uma central de co-geração de energia elétrica. Motivado pela crescente inserção de centrais de geração distribuída operando de forma ilhada ou paralela ao sistema, foram desenvolvidos modelos mecânicos (térmicos e dinâmicos) e elétricos buscando representar os diversos equipamentos envolvidos em uma central de geração em um nível industrial. Baseado nesta concepção, optou-se pela geração de energia através de máquinas térmicas (turbinas a vapor) impulsionadas pela energia proveniente da queima de biomassa restante de diferentes processos industriais.

Os modelos teóricos aqui representados foram numericamente simulados com parâmetros obtidos em um estudo de caso real. Seus resultados foram então comparados qualitativamente e quantitativamente contra as variáveis reais do processo analisado.

Ao consolidar esta ferramenta de estudo, o simulador mostrou-se eficiente no treinamento de operadores de casas de forças, sendo capaz de esclarecer as interferências entre o nível de carga com as demais variáveis envolvidas em seu processo.

II. ABSTRACT

This project intends to gather several interdisciplinary aspects common to a co-generation power plant. Driven by the increasing amount of distributed generation units operating on island or parallel mode with the network, some mechanical (thermo and dynamic) and electrical models were developed in order to represent the equipments usually installed on an industrial size power station. Based on this concept, the more convenient option was to proceed the evaluation through turbo machinery (steam turbine) driven by the energy acquired from the heat power on burning byproducts of industrial processes.

The theoretical models were simulated with parameters obtained from a real case study. The results were then finally compared with real process information acquired from field research.

In order to consolidate this computational tool, the simulator has shown efficient results on training power station operators on clarifying the impacts of load level on the other relevant variables on their processes.

Agradecimentos a serem
externados para a Faculdade de
Engenharia Elétrica e
Computação da UNICAMP, à minha
família e a todo corpo técnico
da NG Metalúrgica.

ÍNDICE

I. RESUMO	IV
II. ABSTRACT	V
1. INTRODUÇÃO	1
2. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO	6
2.1 MÁQUINA TÉRMICA	6
2.1.1 TRANSFORMAÇÃO DE ENERGIA TÉRMICA EM CINÉTICA.....	10
2.1.2 EXPANSÃO DE VAPOR EM BOCAIS DE SAÍDA OBLÍQUOA.....	14
2.1.3 TRANSFORMAÇÃO DE ENERGIA EM ESTÁGIOS DE IMPULSO	18
2.1.4 TRANSFORMAÇÃO DE ENERGIA NAS PALHETAS DE REAÇÃO	21
2.1.5 DETERMINAÇÃO DAS DIMENSÕES DOS BOCAIS E PALHETAS EM UM ESTÁGIO.....	23
2.1.6 CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	25
2.2 MÁQUINA MECÂNICA	30
2.2.1 INTRODUÇÃO AO MODELO DE TIMOSHENKO	31
2.2.2 MODELAGEM DO ROTOR	33
2.2.3 ÓRBITA DO ROTOR	35
2.2.4 VIBRAÇÃO E EVENTUAIS INFLUÊNCIAS	36
2.3 MÁQUINA ELÉTRICA	38
2.3.1 CONCEPÇÃO CONSTRUTIVA	38
2.3.2 ANÁLISE EM REGIME PERMANENTE	42
2.3.3 EQUAÇÕES DE SATURAÇÃO.....	45
2.3.4 EQUAÇÕES DE MOVIMENTO.....	47
2.3.5 SISTEMA DE EXCITAÇÃO APLICADO	50
2.4 CONTROLE DA POTÊNCIA ATIVA E REATIVA	52
2.4.1 RESPOSTA DO GERADOR A VARIAÇÃO DE CARGA	54
2.4.2 CONTROLADOR ISÓCRONO.....	56
2.4.3 CONTROLADORES COM CARACTERÍSTICAS “DROOP”	57
2.4.4 CONTROLE DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA.....	59
2.4.5 LIMITAÇÕES DOS EQUIPAMENTOS ACIONADORES	62
2.4.6 FORMAS ALTERNATIVAS DE CONTROLE CARGA-FREQUÊNCIA	63
3. PROJETO DE UM TURBO-GERADOR	65
3.1 PROJETO TÉRMICO	66
3.2 PROJETO MECÂNICO	71
3.2.1 PROJETO DA DINÂMICA DO ROTOR	71
3.3 PROJETO DA MÁQUINA ELÉTRICA.....	78
3.4 CONTROLE DE POTÊNCIA	80
4. MODELAGEM, SIMULAÇÃO E VALIDAÇÃO DE UMA PLANTA	80
4.1 MODELO PARA TURBINA A VAPOR.....	83
4.2 MODELO PARA A USINA E CIDADE	89
4.3 MODELO PARA O BARRAMENTO INFINITO	90
4.4 RESULTADOS OBTIDOS NA SIMULAÇÃO DO CONJUNTO	90
5. CONCLUSÕES GERAIS BASEADAS EM RESULTADOS DE OPERAÇÃO ASSISTIDA....	97
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	105

1. INTRODUÇÃO

O crescimento da geração distribuída (GD) vem se tornando cada vez mais evidente no panorama energético mundial. Considerada por muitos como a solução para suprir a demanda de consumo futuramente, a GD foi impulsionada no cenário nacional pela crise do setor elétrico em 2001. [1]

Estando constantemente localizadas próximas aos centros consumidores, as centrais de GD permitem uma menor utilização das redes de transmissão e distribuição, diminuindo assim a necessidade de altos custos na construção de novas linhas para abastecimento de energia.

Sendo usualmente de pequeno porte se comparada aos grandes projetos hidrelétricos, a GD pode permitir no contexto brasileiro ao mesmo tempo incentivo econômico, pela possibilidade de uso da tecnologia nacional, bem como ambiental, usando possivelmente fontes renováveis de energia.

Especialmente no interior do estado de São Paulo, notou-se um crescente aumento tanto no número de geradores independentes, quanto na quantidade de potência fornecida à rede por cada um (nível de penetração). Empresas do setor sucroalcooleiro, fábricas de fertilizantes, empresas do setor alimentício, em geral, um grande ramo da indústria nacional passou a demonstrar interesses em direção ao setor eletro-energético.

Com a possibilidade dos investimentos serem facilitados através de linhas de créditos disponibilizadas pelo setor público, e a desregulamentação do mercado de energia, um

número considerável de empresas iniciou a produção de energia elétrica própria através de resíduos inerentes ao seu processo industrial, restando ainda sua utilização como fonte calórica para a produção de vapor. Este esgotamento energético do subproduto habilitou tais empresas a gerarem sua própria energia, e, além disto, ainda venderem seu excedente.

Embora o crescimento da GD mostre inúmeras qualidades econômicas, operacionais e ambientais, sua inserção no sistema de distribuição pode vir a trazer problemas operacionais ao sistema, quando não analisado seus impactos transitórios e em regime permanente sobre a rede elétrica local.

O mercado nacional de açúcar e álcool desenvolveu excelentes fundamentos técnicos para uma eficiente operação de um processo industrial, com este tendo sua fonte energética suprida de maneira inerente de um subproduto de sua fabricação. Inicialmente fundadas em sua maioria por grupos familiares, a constante modernização do mercado através de aquisições dos grandes grupos bem como a abertura de capitais, tornou a busca pela excelência operacional da indústria um objetivo comum neste mercado.

Impulsionado pela grande aceitação do conceito do biocombustível, a maior necessidade de área plantada de cana-de-açúcar resultou diretamente em maiores volumes de bagaço a serem descartados pelo processo. Concomitantemente, a inconveniente crise energética de 2001 consagrou a geração de energia elétrica como um novo produto do setor

sucroalcooleiro lastreado pelos interessantes valores a serem acordados para o MWh com as concessionárias.

Grandes motivações deste campo da economia cativam constantemente o setor acadêmico, a elaboração de modelos matemáticos que busquem uma interpretação multidisciplinar do conceito de geração térmica atrelado a uma linha de produção industrial aborda diversas disciplinas correlacionadas. Desta maneira, este estudo desenvolve sistemas térmicos, mecânicos, elétricos e de controle que possam ser eventualmente utilizados de maneira qualitativa no treinamento de operadores envolvidos no setor.

Baseado em determinada condição de vapor, apresenta-se uma verificação detalhada dos cálculos presentes nos elementos internos da turbina (diafragmas e rotor) até a elaboração da curva de vazão de vapor por potência efetivamente gerada. Considerações sobre a temperatura do vapor de escape em diferentes condições de carga também são verificadas. Informações relevantes do estudo de caso também puderam validar influências das variações de pressão e temperatura na eficiência do conjunto.

Amparado pela teoria de Timoshenko [2], analisou-se o modelo mássico do rotor para diferentes valores de velocidade e verificação das frequências críticas operacionais do conjunto. Constatou-se por simulações o perfil elíptico da órbita do rotor sobre os mancais e os limites para sobrevelocidades a serem respeitados durante testes de rejeição de carga.

O acompanhamento da produção de um gerador síncrono também foi abordado, assim como os fatores físicos diretamente relacionados com sua instalação junto a um turbo redutor. Avaliando o equipamento como uma unidade integral (“ilha de potência”), várias simulações de rejeição e aumento de carga foram executadas buscando avaliar os impactos sobre os índices de fluxo à concessionária e as influências de diferentes metodologias de controle no produto energia e também no processo.

Avaliando-se as relações entre todas as disciplinas envolvidas, uma eficiente operação de uma central de co-geração deve abordar aspectos interdisciplinares para obter-se o melhor resultado de operação sem distrair-se do princípio mais fundamental que é a prioridade do processo. Abstendo-se desta premissa, grandes perturbações podem inferir sobre a confiabilidade da operação em produzir com excelência todos os produtos desta indústria.

A sinergia entre o estudo desta dissertação e a área de atuação profissional, proporcionou uma abordagem prática das considerações e suposições a serem feitas durante a elaboração de um projeto de co-geração de energia. Conforme apresentado pela Figura 1, os diversos equipamentos auxiliares necessários para se viabilizar o funcionamento de um turbo-gerador demandam um considerável conhecimento multidisciplinar ao serem projetados, e integrados como uma unidade. Enfim, este texto apresentará alguns destes conceitos comumente encontrados na escala de produção industrial de tais conjuntos, bem como os desafios práticos encontrados durante sua instalação e operação.

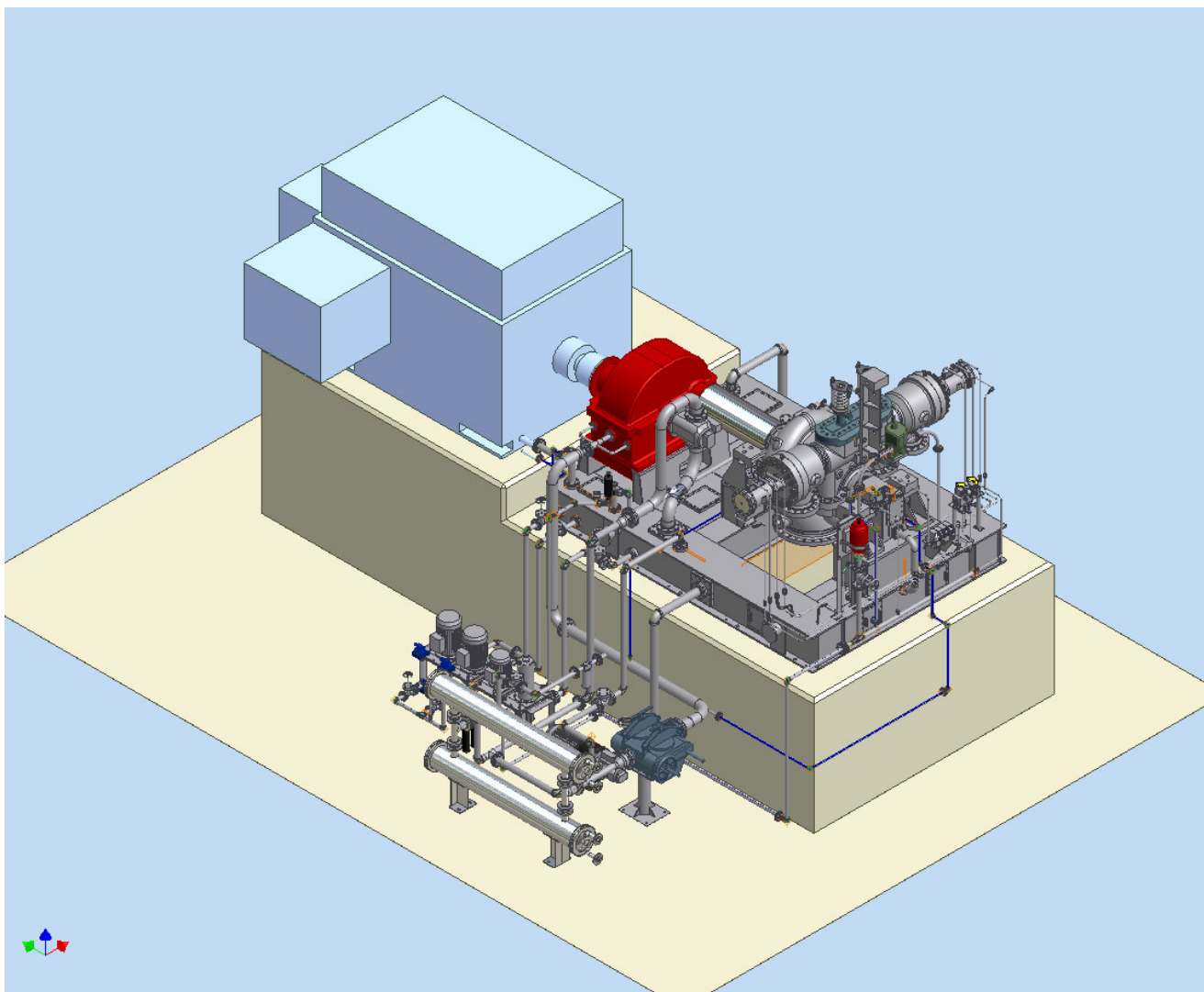


Figura 1 - Conjunto dos equipamentos necessários em uma central de co-geração. (turbina de contra-pressão)

2. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

Com a motivação em dar prosseguimento a estudos de GD realizados em projetos anteriores de iniciação científica e intercâmbio estudantil, este estudo busca elaborar e analisar modelos mecânicos (térmicos e dinâmicos) e elétricos (máquinas e controladores) de equipamentos presentes em uma central de co-geração de energia elétrica. Finalmente, amparado por uma estrutura industrial consolidada, os modelos serão então avaliados tomando como base um estudo de caso de âmbito real.

2.1 MÁQUINA TÉRMICA

Durante a análise do ciclo ligado à máquina térmica dentro do processo de uma central de geração, o ciclo de Clausius-Rankine é o princípio básico para o entendimento das relações entre todos os equipamentos envolvidos, e consequentemente como o comportamento da turbina pode vir a interferir na operacionabilidade do sistema final. A Figura 2 ilustra brevemente como as fases do ciclo podem ser definidas a fim de se possibilitar uma análise distinta de cada segmento, contrapondo-se a temperatura em função da entalpia para uma determinada condição.

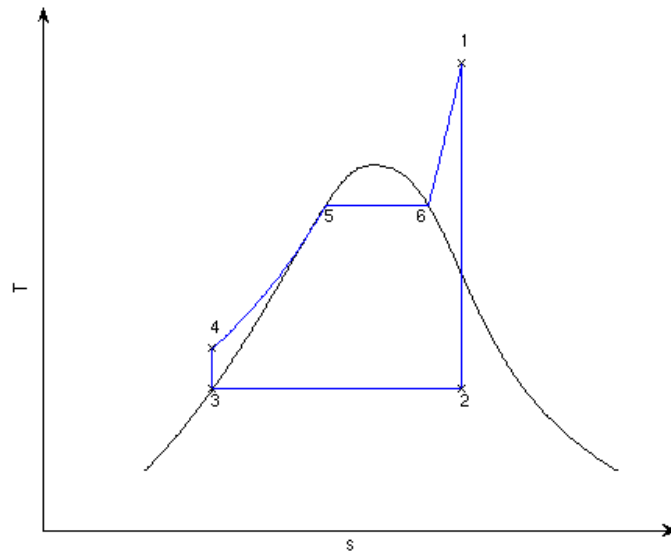


Figura 2 - Ciclo de Clausius-Rankini.

Os processos apresentados podem ser simplifcadamente descritos como:

1. Processo 1-2: Expansão isentrópica do fluído de trabalho na turbina.
2. Processo 2-3: Transferência de calor do fluído de trabalho para vizinhança no condensador à pressão constante.
3. Processo 3-4: Compressão isentrópica do fluído de trabalho na bomba (estado 4: líquido comprimido).
4. Processo 4-5: Transferência de calor do gás da combustão para o fluído de trabalho à pressão constante na caldeira, aquecimento.
5. Processo 5-6: Idem ao anterior, porém com evaporação.

6. Processo 6-1: Idem ao anterior, porém com superaquecimento.

Assim, de acordo com a Figura 1, pode-se obter o seguinte rendimento para esta máquina térmica: [3]

$$\eta_{\text{ideal}} = 1 - \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \quad [1]$$

Equação 1 - Eficiência ideal do ciclo.

Esta eficiência pode ser melhorada de duas maneiras e ilustrada na Figura 3. Uma alternativa seria aumentar a pressão da caldeira, fazendo com que o ciclo atue em uma curva isobárica superior, aumentando assim o valor de T_1 . A outra solução seria uma diminuição da pressão de trabalho do condensador.

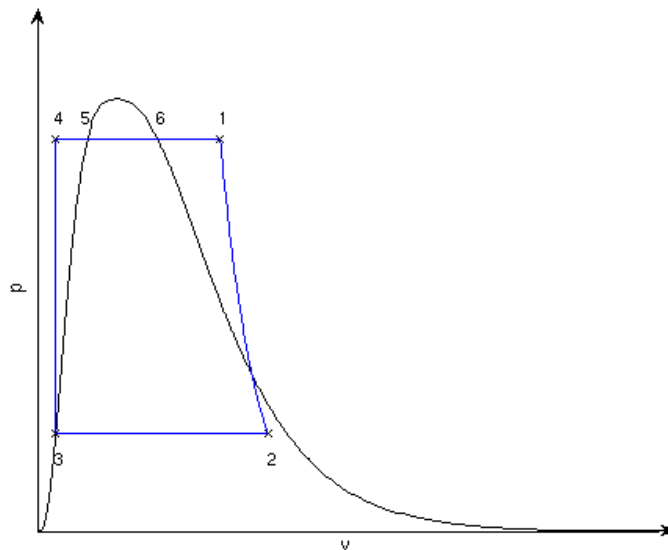


Figura 3 - Ciclo Rankine (diagrama p - v)

Integrando-se com relação ao eixo das coordenadas na Figura 3, tem-se que o trabalho será:

$$\tau = \int_1^2 v \cdot \partial p$$

Equação 2 - Trabalho realizado.

A primeira lei da termodinâmica é um conceito de conservação de energia aplicado a um sistema. O princípio de conservação define que a soma algébrica de toda energia transferida através dos limites do sistema devem ser iguais à variação de energia deste sistema. Como trabalho e calor são as únicas formas de energia que podem atravessar estes limites, esta primeira lei pode ser escrita na forma diferencial como:

$$\partial Q - \partial W = \partial E$$

Equação 3 - Primeira lei da Termodinâmica.

Pela definição de entalpia (h) [3], segue:

$$\partial h = \partial(U + A \cdot p \cdot v)$$

$$\partial h = \partial Q + A \cdot v \cdot \partial p$$

Equação 4 - Diferencial entálpico.

Com a expansão adiabática 1-2, sob Q constante, encontra-se ∂Q igual a zero. Logo, $\partial h = A \cdot v \cdot \partial p$ e assim finalmente:

$$A \cdot \tau = \int_1^2 \partial h = h_1 - h_2$$

Equação 5 - Relação da entalpia com o trabalho.

2.1.1 TRANSFORMAÇÃO DE ENERGIA TÉRMICA EM CINÉTICA

Os bocais são passagens de área de seção variável pelas quais a energia potencial do vapor é convertida em energia cinética. A figura 4 ilustra uma determinada quantidade de bocais unificada para se tornar o conhecido diafragma, ou estator da turbina. O aumento da velocidade do fluxo de vapor na saída do bocal é obtido através da diminuição da quantidade de calor deste vapor.

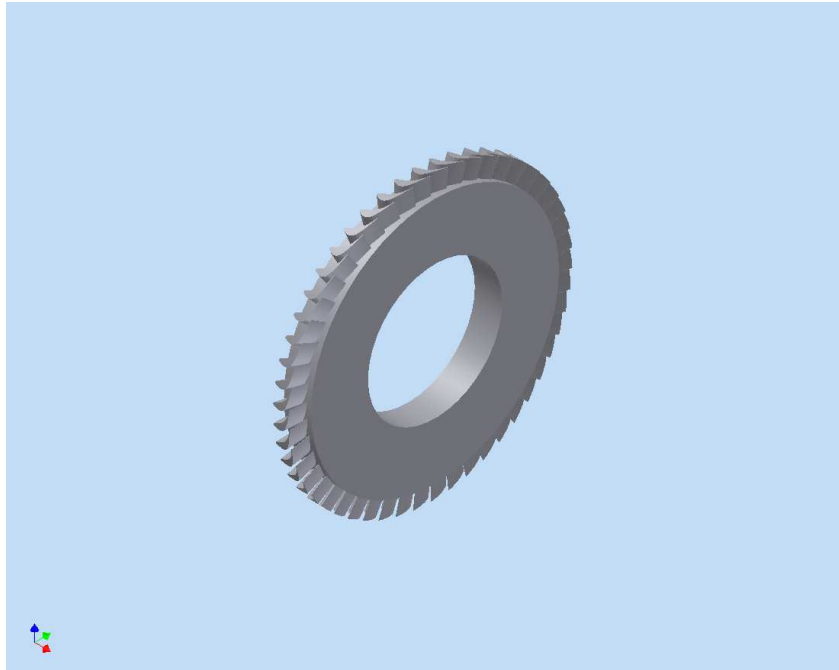


Figura 4 - Ilustração de um diafragma.

Considerando o caso ideal de fluxo de vapor sem trocas de calor com o meio, e assim de acordo com a lei de conservação de energia, a energia anterior (0) e posterior (1) ao bocal deve ser igual, ou seja:

$$u_0 + \frac{A}{2g} \cdot c_0^2 + A \cdot p_0 \cdot v_0 = u_1 + \frac{A}{2g} \cdot c_1^2 + A \cdot p_1 \cdot v_1$$

Equação 6 - Conservação de energia nos bocais.

Onde u consiste da energia interna, A é o equivalente térmico de trabalho $0.0098 \frac{kJ}{kg}$, $\frac{c^2}{2 \cdot g}$ a componente da energia cinética e $p \cdot v$ a componente de trabalho conseqüente da pressão. Através da combinação das Equações 5 e 6, e considerando-se uma transformação adiabática com velocidade inicial nula, pode-se obter uma equação geral para o fluxo de vapor através dos bocais:

$$c_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot g}{A} (h_0 - h_1)}$$

$$c_1 = 44.73 \cdot \sqrt{(h_0 - h_1)}$$

Equação 7 - Equação geral de vapor no bocal.

Com o fluxo de vapor nos bocais $\dot{m}$ sendo a variação de massa em $\frac{kg}{s}$, $A_{seção}$ a área de seção transversal a este fluxo, e volume específico v , torna-se possível obter a seguinte relação entre as variáveis:

$$\dot{m} \cdot v = A_{seção} \cdot c$$

Equação 8 - Equação da Continuidade.

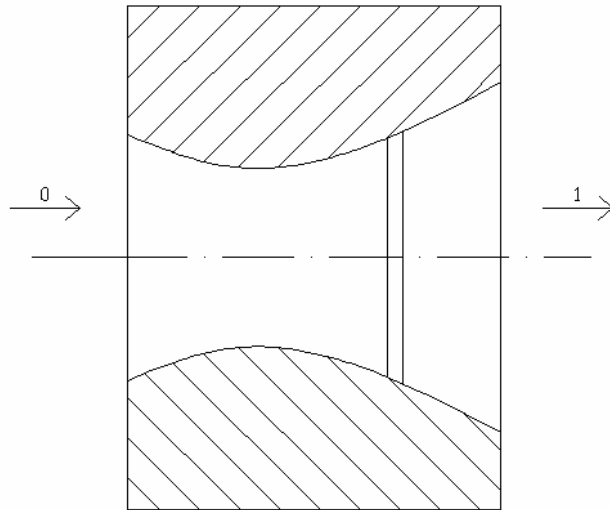


Figura 5 - Bocal Convergente-Divergente.

No entanto é prudente destacar que o perfil de velocidade do vapor através do bocal não é uniforme, o valor da velocidade perto das paredes do bocal varia de um filme fino, com velocidade zero em sua superfície, a um valor intermediário (camada limite), até se atingir a velocidade máxima do fluxo em seu centro.

Através de investigações experimentais e teóricas determinou-se que o vapor fluindo através de um bocal de seção constante ou convergente, com expansão em seu interior, atinge apenas até certo valor mínimo de pressão crítica p_{cr} igual a 0,577 da pressão inicial p_0 para vapor saturado seco, e 0,546 para vapor superaquecido. [4]

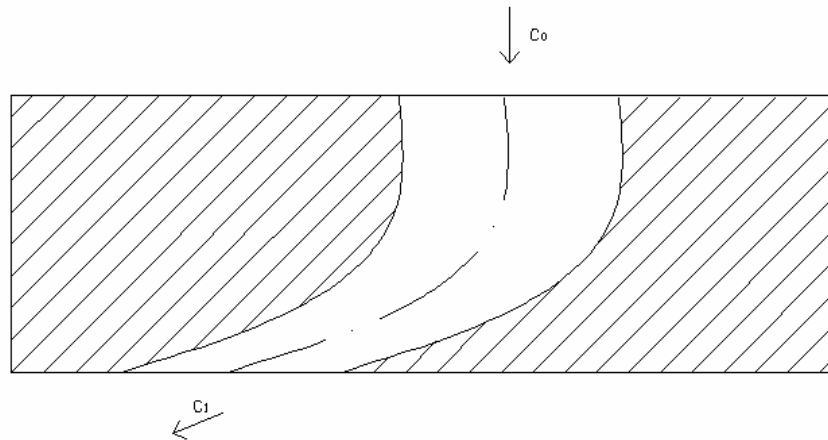


Figura 6 - Bocal Convergente.

A concepção atual de turbinas utiliza bocais como na Figura 6, o qual representa um bocal do tipo convergente, tendendo a ter esta forma para condições de vapor com saltos entálpicos de tamanhos inferiores aos críticos, ou seja, que produzam velocidades de saída c_1 inferiores à crítica. Existindo uma queda na contrapressão suficiente para fazer com que $p_1 < p_{cr}$, o perfil de velocidade tende a ter um fluxo difuso, o que, por conseguinte, aumenta a componente das forças resultantes no sentido axial do equipamento (coordenada que não produz trabalho rotacional e apenas empuxo do rotor no sentido do redutor).

Em condições de trabalho diferente de um cenário ideal, as perdas em bocais implicam em significantes alterações nos cálculos de cada velocidade. Desta maneira, é introduzido um coeficiente de velocidade, ϕ , o qual pode corrigir o valor teórico em uma razão de 0,91 a 0,98 do valor ideal calculado [4]. Os diferentes valores de ϕ para diferentes bocais, variam com seus respectivos tamanhos e formatos, sendo estes definidos empiricamente. Aliado a isto, o modelo pode ainda sofrer a influência da componente da velocidade anterior à

expansão, já que em máquinas de multi-estágios o vapor ainda carrega esta energia cinética proveniente do estágio anterior do rotor. Assim, elabora-se o modelo da seguinte maneira:

$$c_1 = 44.73 \cdot \varphi \cdot \sqrt{(h_0 - h_1) + V_0^2}$$

Equação 9 - Modelo real da expansão do vapor em bocais.

2.1.2 EXPANSÃO DE VAPOR EM BOCAIS DE SAÍDA OBLÍQUOA

Esta configuração de bocais permite uma expansão de vapor com pressão de entrada p_0 até o limite determinado pela pressão crítica, acontecendo ao longo do bocal na região ainda não oblíqua, representada na figura 7 pela seção 1-2:

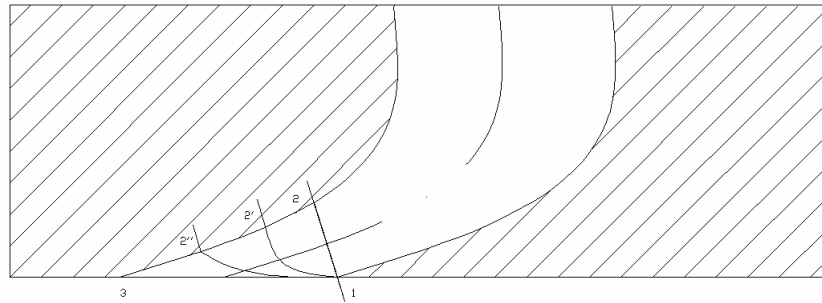


Figura 7 - Isobáricas em Bocal.

Consequentemente, esta seção 1-2 (fmin) é o local onde se atinge a pressão crítica, p_{cr} , e também a velocidade crítica, c_{cr} . O posterior aumento de velocidade, aumento este superior a c_{cr} , acontece na região oblíqua do bocal.

Assim sendo, no ponto 1 a pressão de saída cai de p_1 para p_{cr} imediatamente, ao passo que ao longo do eixo 2-3 passa de uma maneira gradual. Esta expansão do vapor ao longo da região oblíqua é acompanhada por uma deflexão do jato de vapor no

eixo do bocal, o qual começa na seção onde a velocidade crítica é finalmente atingida. Esta deflexão depende das curvas isobáricas 1-2, 1-2', 1-2'' e do ângulo Mach θ que pode ser obtido pela Equação 10:

$$\text{sen } \theta = \frac{V_{som}}{V_1}$$

Equação 10 - Determinação do ângulo Mach.

onde V_{som} deve ser representado na condição de pressão do vapor a ser avaliado em cada bocal.

A isobárica 1-3 representa a pressão limite possível de ser atingida dentro da região oblíqua. Caso a pressão após o bocal seja menor do que esta a ser determinada nesta isobárica, a expansão ocorrerá acompanhada por uma difusão de energia sem um conseqüente aumento de velocidade útil. É interessante destacar, que a direção tomada pelo fluxo de vapor ao deixar o bocal deve apresentar um ângulo e perfil que maximizem sua utilização pelas palhetas presentes no rotor da turbina.

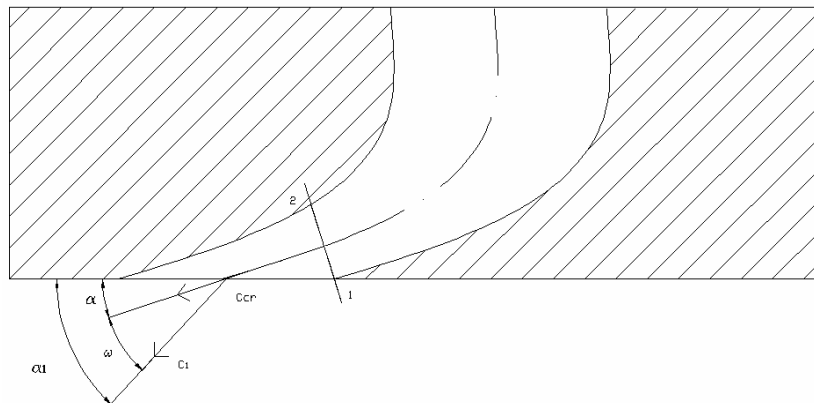


Figura 8 - Diafragma e diagrama vetorial de velocidade.

De acordo com o ângulo α na Figura 8, pode-se relacionar a expansão que sofrerá o vapor de acordo com a direção de seu fluxo (α). Quanto maior o ângulo $90^\circ - \alpha$, maior será a expansão do vapor, posterior a área limite da potência crítica. Decompondo-se o vetor de velocidade na saída c_1 , nota-se que a componente responsável pelo trabalho efetivo é aquela relacionada ao eixo paralelo a saída do bocal, o aumento progressivo da velocidade para valores superiores a crítica, apenas sofrerá incrementos no eixo perpendicular a área de seção transversal, o qual será mensurado pelo ângulo ω . Quanto maior o valor superior a c_{cr} a ser atingido durante a expansão, maior será o ângulo α_1 .

Para o melhor dimensionamento das palhetas do rotor a serem fabricadas para a utilização da velocidade de saída dos bocais, é indispensável que a direção do fluxo de vapor na saída do bocal seja conhecida. Assim, além do ângulo α é necessário também se conhecer ω , que corresponde ao ângulo de deflexão do jato de vapor no eixo do bocal enquanto se expande na região de saída oblíqua.

O ângulo ω pode ser determinado da seguinte maneira:

a - largura do bocal na seção 1-2.

a_1 - largura do jato de vapor na saída do bocal.

l - altura do bocal na seção 1-2 (vista perpendicularmente ao papel na figura 6).

l_1 - altura do fluxo de vapor após a saída do bocal (seção correspondente a a_1).

c_{cr} e v_{cr} - são respectivamente a velocidade crítica de fluxo e volume específico do vapor na menor seção do bocal fmin, seção 1-2.

c_1 e v_1 - análogo ao anterior, porém na saída do bocal.

Supondo constante o fluxo de vapor entre as seções 1-2 e a seção de saída na Figura 8, segue:

$$\dot{m} = \frac{a \cdot l \cdot c_{cr}}{v_{cr}} = \frac{a_1 \cdot l_1 \cdot c_1}{v_1}$$

$$l = l_1 \text{ (altura constante)}$$

$$\frac{a \cdot c_{cr}}{v_{cr}} = \frac{a_1 \cdot c_1}{v_1}$$

Equação 11 - Relação entre as áreas em bocais oblíquos.

A partir das relações apresentadas pela Equação 11, é possível elaborar uma relação entre os ângulos presentes na Figura 8, e assim determinar a direção de saída dos fluxos de vapor em cada estágio.

$$\text{sen} \alpha \cdot \frac{c_{cr}}{v_{cr}} = \text{sen}(\alpha + \omega) \cdot \frac{c_1}{v_1}$$

$$\text{sen}(\alpha + \omega) = \frac{c_{cr}}{c_1} \cdot \frac{v_1}{v_{cr}} \cdot \text{sen} \alpha$$

Equação 12 - Relação entre os ângulos de saída do vapor em um bocal.

Sendo a expansão do vapor máxima na região de saída do bocal, ou seja, quando a pressão ao longo da linha isobárica 1-3 atingir um ângulo de deflexão máximo $\alpha + \omega_{\max}$, tal valor deve se aproximar ao ângulo Mach θ .

2.1.3 TRANSFORMAÇÃO DE ENERGIA EM ESTÁGIOS DE IMPULSO

As considerações desenvolvidas nesta etapa serão utilizadas na determinação das condições do vapor durante sua transformação de energia térmica em cinética, relevadas para máquinas de simples ação. Nesta condição, o vapor sofre uma expansão proporcional ao salto entálpico disponível aumentando sua energia cinética nos bocais. Na seqüência, o vapor atravessa as palhetas do rotor alterando simplesmente a direção desta velocidade fazendo com que o eixo gire.

O vapor deixando o bocal com uma velocidade absoluta c_1 entra pela passagem entre as palhetas com um ângulo α_1 . Em virtude da velocidade angular do rotor, este vapor encontrará a passagem entre as palhetas com uma velocidade diferente em módulo e direção, isto tudo tendo como referência os caminhos de passagem. Para uma melhor análise, o uso de diagramas vetoriais torna-se apropriado:

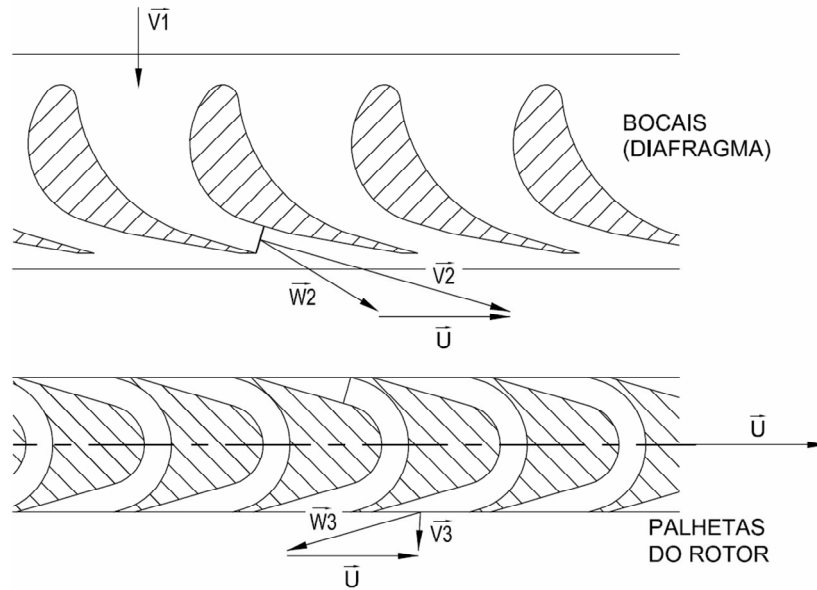


Figura 9 - Diafragma e palhetas rotativas.

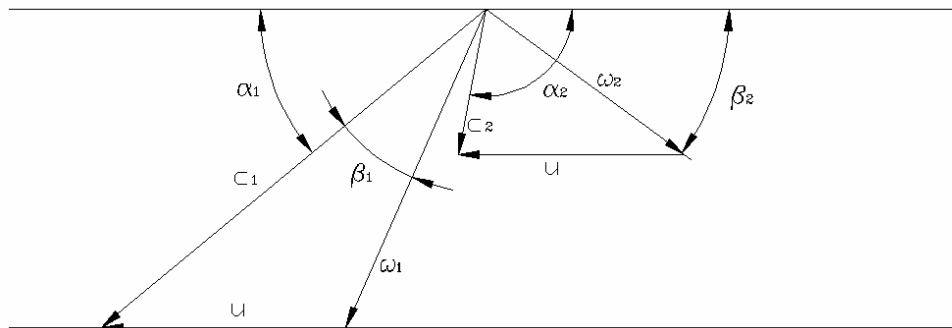


Figura 10 - Análise vetorial.

Esta velocidade relativa do vapor pode ser designada como c . A dimensão e direção de ω_1 pode ser facilmente encontrada a partir do paralelogramo de velocidade. Basicamente obtém-se a partir da subtração vetorial de u (velocidade média rotacional) da velocidade absoluta c_1 . O ângulo β_1 mostrando a direção de fluxo de vapor na passagem das lâminas é o ângulo de entrada. Assim, para se obter uma entrada livre nas palhetas, as mesmas devem ser fixadas no rotor com um ângulo de ataque também β_1 .

Matematicamente, pode-se obter esta velocidade da seguinte maneira:

$$\omega_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1}$$

$$\text{com } \sin \beta_1 = \frac{c_1}{\omega_1} \cdot \sin \alpha_1$$

Equação 13 - Cálculo da velocidade relativa do vapor nas palhetas.

Através da curvatura das palhetas, a passagem de vapor sofre uma mudança na direção de fluxo e deixa a palheta com uma velocidade relativa igual a c e um ângulo β_2 com relação ao plano do disco. β_2 é usualmente menor que β_1 , na prática este valor se relaciona como $\beta_2 = \beta_1 - (2^\circ \dots 10^\circ)$.

De maneira análoga aos bocais, nas palhetas a velocidade relativa ω_2 é menor que ω_1 , por questões construtivas de projeto e usinagem de materiais, é também plausível o uso de um coeficiente de velocidade φ para se corrigir os valores teóricos para os reais.

$$\omega_2 = \varphi \cdot \omega_1$$

Equação 14 - Fator de correção da velocidade para palhetas em rotores.

A velocidade de saída c_2 pode ser obtida também graficamente como já apresentada no paralelogramo na Figura 9, além da forma analítica presente abaixo:

$$c_2 = \sqrt{\omega_2^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot \omega_2 \cdot \cos \beta_2}$$

Equação 15 - Determinação da velocidade absoluta nas palhetas.

É comum analisar-se a perda de energia em um determinado estágio (avaliando-se assim a referida eficiência) como apresentado pela Equação 16. Nesta, a diferença de energia cinética considerando-se a velocidade do caso ideal e a velocidade incluindo-se as perdas da expansão resultam na quantidade de energia efetivamente perdida durante a expansão neste correspondente.

$$\Delta E_c = \frac{\omega_1^2}{2 \cdot g} - \frac{\omega_2^2}{2 \cdot g}$$

Equação 16 - Perda de energia cinética em um estágio.

Em máquinas multi-estágios, este processo é repetido sequencialmente (diversos conjuntos de diafragmas e palhetas rotativas intercalados sucessivamente) até se poder extrair a máxima potência perante as condições de vapor fornecidas pelo processo.

2.1.4 TRANSFORMAÇÃO DE ENERGIA NAS PALHETAS DE REAÇÃO

Para turbinas de reação, todas as considerações explanadas anteriormente ainda são válidas, e servem de base para as próximas considerações a serem realizadas para este tipo de equipamento. Máquinas de ação pura são utilizadas comumente na literatura, porém nas condições reais de fabricação e operação, toda máquina de ação apresenta uma suave característica de reação, ou seja, o vapor também sofre uma relativa expansão nas palhetas do rotor.

A energia cinética disponível teoricamente no vapor ao atravessar as palhetas, sofre então a adição de uma componente referente a este salto entálpico adicional no

rotor. As deduções nos bocais se mantêm idênticas ao determinado para turbinas de ação:

$$\frac{\omega_{2t}^2}{2g} = \frac{\omega_1^2}{2g} + \frac{h_0}{A}$$

Equação 17 - Relação de energia para uma turbina de reação.

O valor teórico apresentado acima, ω_{2t} , é a velocidade teórica do vapor na saída das palhetas sem haver a consideração das perdas, assim utilizando-se novamente um coeficiente de rendimento em paralelo com um fator que determine certo grau de reação para esta palheta, obtém-se a seguinte expressão final:

$$\omega_2 = \varphi \cdot \omega_{2t} = \varphi \cdot \sqrt{\omega_1^2 + 0,877 \cdot \zeta \cdot h_0}$$

Equação 18 - Cálculo de velocidade nas palhetas de turbinas de reação.

Com as perdas por atrito podendo ser determinadas de modo similar ao apresentado na Equação 16:

$$\Delta Ec = \frac{\omega_{2t}^2}{2 \cdot g} - \frac{\omega_2^2}{2 \cdot g}$$

Equação 19 - Perdas por atrito em uma palheta de reação.

Assim sendo, conclui-se que mesmo para turbinas do tipo impulso, sugere-se um grau de reação em torno de $\zeta = 0,1$. A maneira de se proceder para estes casos é análoga aos casos de reação pura ($\zeta = 0,5$).

2.1.5 DETERMINAÇÃO DAS DIMENSÕES DOS BOCAIS E PALHETAS EM UM ESTÁGIO

A relação entre o comprimento de arco m ocupado pelos bocais e o total da circunferência $\pi \cdot d$ é conhecido como grau de admissão parcial. Este tipo de configuração de bocal é sempre encontrado no primeiro estágio das máquinas multi-estágios e pode ser determinado da seguinte maneira:

$$\varepsilon = \frac{m}{\pi \cdot d} = \frac{t \cdot z}{\pi \cdot d}$$

Equação 20 - Equação da admissão parcial.

Com as seguintes variáveis relacionadas:

d - diâmetro médio do disco carregando as lâminas

t - "ataque" das palhetas no diâmetro médio.

z - número de palhetas por passagem.

A seção de saída de um módulo de bocais convergentes na direção perpendicular ao vetor c_1 é determinada:

$$f_1 = a \cdot l \cdot z$$

Equação 21 - Seção de saída do bocal de admissão parcial.

Com a equação de continuidade (Equação 8), segue:

$$l = \frac{\dot{m}_1 \cdot v_1}{\pi \cdot d \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1}$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_1 \cdot v_1}{\pi \cdot d \cdot l \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1}$$

Equação 22 - Admissão parcial em função das dimensões dos bocais.

Como frequentemente encontrado nos cálculos térmicos presentes na literatura, as perdas em bocais aumentam à medida que sua altura, ou seu grau de admissão diminuem. Por isso, é recomendado que a altura do bocal l não seja menor que 10 mm e ε não menor que 0,2. [4]

A altura da entrada das palhetas é dimensionada para ser levemente maior que a altura dos bocais. Esta diferença pode variar de 2 a 4 mm para máquinas pequenas, até valores superiores em máquinas de maior porte.

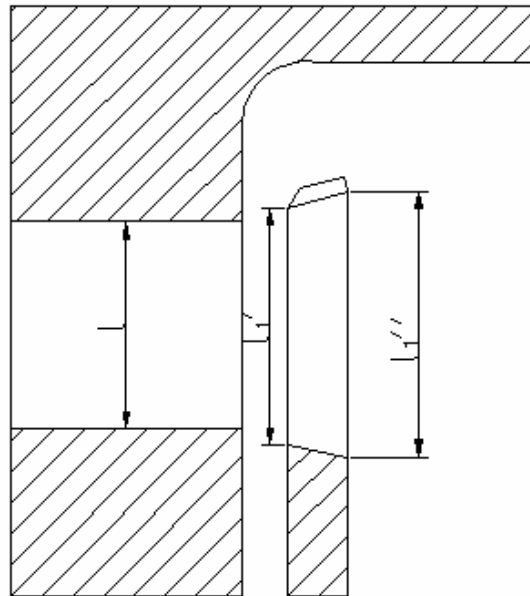


Figura 11 - Dimensão de um estágio.

A partir da Figura 11 pode-se concluir que:

$$f_2 = \frac{\dot{m} \cdot v_2}{\omega_2}$$

$$f_{2a} = \frac{\dot{m} \cdot v_2}{\omega_2 \cdot \text{sen}\beta_2}]$$

Equação 23 - Relação entre as áreas em um estágio.

Assim,

$$f_{2a} = \frac{a_1 \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot z_1}{\text{sen}\beta_2} = l_1'' \cdot t_1 \cdot z_1 \cdot \varepsilon = \pi \cdot d \cdot l_1'' \cdot \varepsilon$$

$$l_1'' = \frac{\dot{m} \cdot v_2}{\pi \cdot d \cdot \varepsilon \cdot \omega_2 \cdot \text{sen}\beta_2}$$

Equação 24 - Altura de saída da palheta.

Com o triângulo de velocidades a relação entre a altura da palheta e a dimensão dos bocais pode ser obtida como:

$$\frac{l_1''}{l} = \frac{v_2 \cdot c_{1a}}{v_1 \cdot c_{2a}}$$

$$\text{com } c_1 \cdot \text{sen}\alpha_1 = c_{1a} \text{ e } \omega_2 \cdot \text{sen}\beta_1 = c_{2a}$$

Equação 25 - Relação entre as alturas de uma palheta.

2.1.6 CONSIDERAÇÕES GERAIS

O aspecto mais crítico da confiabilidade de uma turbina a vapor está relacionado com o projeto das palhetas. As palhetas rotativas estão sujeitas a forças transitórias de vapor durante o período de operação, o fenômeno da

ressonância pode então ser considerado ao passo que a frequência de excitação coincide com a frequência natural do sistema. Nestas condições de ressonância, a amplitude das vibrações está relacionada primeiramente com a quantidade de estímulo e amortecimento presentes no sistema.

Uma alta taxa de confiabilidade nas palhetas é obtida com um projeto de mínima vibração na frequência natural do conjunto de palhetas. Estas etapas de projeto envolvem cálculos precisos das frequências nos sentidos axiais, tangenciais, torcionais, e modos complexos, os quais são verificados com testes da resposta em frequência. Assim como utilizado para a análise dinâmica dos rotores, a teoria de Campbell (diagrama) também é eficaz no estudo de conjunto das palhetas. Ainda, formatos de bocais melhorados aerodinamicamente e generosas folgas entre os estágios são também utilizados para reduzir o estímulo às palhetas.

As análises envolvem desde o tipo de material a ser utilizado como os tipos de raiz ou pé com o qual está palheta venha a ser encaixada em seu estágio no rotor. Os mais variados tipos de encaixes são motivos de estudos a serem aplicados em diferentes condições operacionais tais como velocidade tangencial e a altura da palheta.

Para os processos de fabricação destes componentes são relevados dois conceitos distintos. Palhetas que são previamente já trifiladas são utilizadas comumente em máquinas de simples e multi-estágios até limitações operacionais em torno de 6 000 RPM em velocidade, 75 a 89 mm de altura da palheta e até 746 kW em potência do estágio. Por sua vez, em casos de componentes usinados, este trabalho

segue uma seqüência já determinada pela engenharia industrial pelo qual a matéria prima fornecida na forma de um paralelepípedo atinge o projeto final. Sua capacidade operacional atinge, e frequentemente pode exceder, 438 mm de altura, velocidades tangenciais de 422.5 m/s e uma potência por palheta equivalente a 300 kW. [5]

Na determinação das dimensões de tais componentes do rotor, atenta-se também para a selagem entre os estágios com o objetivo de se obter uma eficiência máxima entre os diversos estágios do eixo. Como regra geral, é estabelecida uma folga de ao menos 20% do valor do perfil da corda da palheta entre o estágio girante e o bocal fixado localizado na carcaça. Esta medida é normalmente padronizada entre os fabricantes de maneira a se manter um valor fixo para cada perfil de palheta a ser utilizado.

A distância entre as vedações dos estágios, ou seja, a distância radial entre a carcaça e o rotor também é normalmente padronizada e, esta folga rigidamente controlada durante todo o processo de montagem da máquina. Em virtude deste controle preciso de décimos de milímetros, procura-se atingir uma alta eficiência do estágio.

Esclarecendo de maneira mais detalhada as condições de fadiga sobre as palhetas nos rotores, chega-se a algumas questões de interesse considerável. As palhetas de um rotor estão constantemente sujeitas as forças dinâmicas devido a não homogeneidade do vapor que deixa os bocais em direção ao estágio do rotor. As palhetas alternam sua exposição ao vapor a medida que giram e faceiam os bocais responsáveis pela passagem, estando assim sujeitas a uma determinada frequência

de excitação pelo vapor. Assimetrias geradas durante a usinagem dos materiais dos bocais também podem interferir no fluxo de vapor em direção ao rotor.

A fadiga proporcionada na palheta pode ser determinada através do amortecimento ao qual este sistema é exposto sob determinadas condições de forças torcionais e uma dada condição de ressonância. Altas forças de excitação, bem como condições de ressonância não são perigosas com tanto que se haja um considerável índice de amortecimento. Até o momento que esta energia de vibração seja transformada em calor, e a amplitude da vibração permaneça pequena.

A capacidade de amortecimento depende de cada tipo de material. Também nota-se uma interferência pela quantidade de palhetas agrupadas entre si determinando um grupo distinto dentro de um estágio. Os subconjuntos de palhetas agrupadas dentro de um estágio possuem uma frequência de ressonância consideravelmente maior que aquelas analisadas de maneira independente.

A energia transmitida dentro de uma seqüência de palhetas conectadas entre si permite que a energia gerada pela vibração seja uniformemente distribuída entre elas. Por comparação, em um sistema independente, a energia da excitação será principalmente absorvida por uma única palheta a qual tendo a frequência de excitação igual à frequência de ressonância estará exposta a rupturas.

Todas as palhetas de um rotor têm tolerâncias de usinagem e montagem, as quais podem gerar frequências naturais espalhadas por um grande raio. Tal fato faz com que seja

impossível estatisticamente que todas as lâminas entrem em ressonância simultaneamente. A palheta que se encontra especificamente sobre a frequência de ressonância em um determinado momento, é prevenida de atingir sua condição máxima de amplitude pelas demais que ainda não se encontram na mesma condição. Este fenômeno associado a tolerâncias de usinagem, faz com que as palhetas apresentem vibrações torcionais.

2.2 MÁQUINA MECÂNICA

A análise de dinâmica de rotores começou em torno de 1870 motivada pela tentativa de se calcular a frequência natural fundamental de eixos. Apenas cinquenta anos mais tarde consideraram-se os efeitos de forças desbalanceadas na resposta de um disco rotativo simples. Por mais 25 anos, até 1944, as análises foram limitadas a rotores simples, ou para soluções gráficas, para o cálculo da frequência natural.

A maneira mais adequada de se modelar os rotores a serem analisados foi através da teoria dos elementos finitos, a qual possibilitou a exclusão de simplificações necessárias para as soluções gráficas e cálculos. Desta maneira, pode-se então determinar as demais frequências com a mesma facilidade com que se encontrava a frequência fundamental.

O método divide o rotor em uma série de elementos finitos consistindo de massas concentradas e interligadas entre si através de molas com massa desprezível. Na prática, estas massas pontuais são estabelecidas nas regiões que o rotor apresenta consideráveis mudanças na dimensão do diâmetro, tais como: colares de vedação, acoplamentos, e locais de apoio dos mancais.

O modelo matemático resultante tem a mesma massa e distribuição torcional que o rotor real. Eventuais refinamentos do modelo ainda incluem torções das seções do eixo com os discos integrais e os flanges de acoplamento e o efeito giroscópico. Em cada nó do modelo em questão, calcula-se a força torcional, a inclinação, e a deflexão para uma

determinada frequência de vibração em função das condições de contorno iniciais.

Rigidez externa e amortecimentos podem ser introduzidos em todas as localidades representadas com um nó. Forças desbalanceadas podem então ser somadas em qualquer localização ao longo do rotor, e assim o cálculo da resposta da vibração pode ser resolvido.

2.2.1 INTRODUÇÃO AO MODELO DE TIMOSHENKO

Apresentado ao mundo no início do século XX, o modelo de barras desenvolvido por Timoshenko, o qual mais tarde levaria seu nome, mostrou-se como uma melhoria na teoria de Euler-Bernoulli. Timoshenko conseguiu representar o estresse superficial durante a deformação do sólido, ou seja, se permitiu então analisar as influências das deformações nos planos transversais ao qual o sólido estava sendo efetivamente deformado.

Supondo que todo rotor é composto por um conjunto de elementos, o modelo de Timoshenko[2] sugere que todo elemento tem suas dimensões determinadas entre dois nós, em cada qual são permitidos 4 graus de liberdade. A Figura 12 pode melhor representar esta análise:

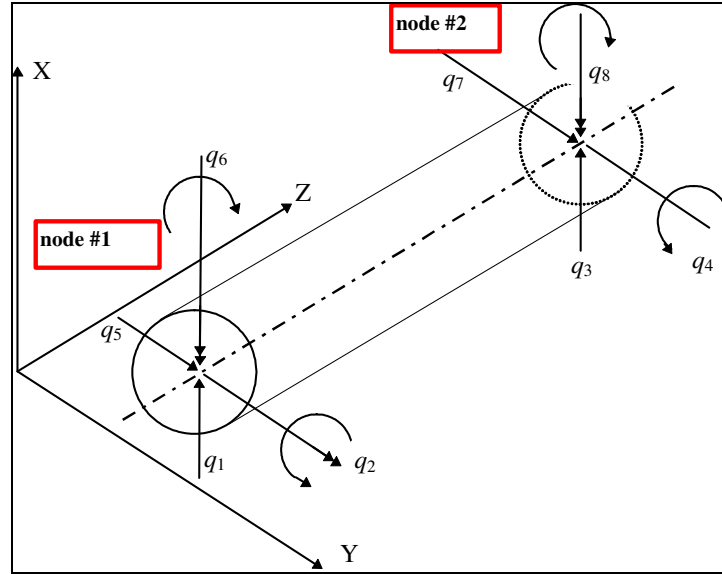


Figura 12 - Determinação das variáveis de acordo com Timoshenko.

Para cada nó pode-se então verificar o seguinte comportamento dinâmico:

$$(M_T^b + M_R^b) \ddot{X}^b + (C^b + \Omega G^b) \dot{X}^b + K^b X^b = 0$$

Equação 26 - Equação dinâmica do rotor.

Esta equação representa de forma minuciosa todas as variáveis envolvidas no processo de modelagem do rotor. É considerável por efeitos de praticidade reduzir algumas variáveis de entrada visando tornar o sistema mais simples. No entanto, os dados de mancais e amortecimentos já utilizados nos programas tradicionais tornam uma análise mais complexa viável. Finalmente, acrescentando-se as forças de desbalanceamento impostas ao eixo, determina-se a equação final: [2]

$$M \ddot{X} + (C + \Omega G) \dot{X} + KX = F$$

Equação 27 - Equação dinâmica do rotor.

A matriz M apresenta tanto um comportamento translacional quanto rotacional, e por isso foi agrupada primeiramente de acordo com a Equação 27. O modelo de Timoshenko leva em consideração esta diferença. A matriz M corresponde a massa de cada segmento, a matriz C aos amortecimentos proporcionados pelo mancal (o mancal proporciona uma reforça de restauração ao movimento proporcional ao deslocamento), G tem um comportamento similar à matriz C , porém relacionada com a velocidade, K representa a elasticidade entre cada nó. As constantes de cada mancal, tanto às estáticas (C) quanto as dinâmicas (G), são determinadas empiricamente através de testes em laboratório.

2.2.2 MODELAGEM DO ROTOR

A partir do desenho técnico fornecido da turbina modelo NG HB-350, padronizou-se o rotor de forma a ser analisado pelo software Matlab. A combinação de todos os elementos contidos no conjunto totalizou 55 nós.

Os discos correspondentes aos estágios e à luva de acoplamento são inseridos de maneira a se considerar seu impacto sobre o aumento de inércia total do conjunto.

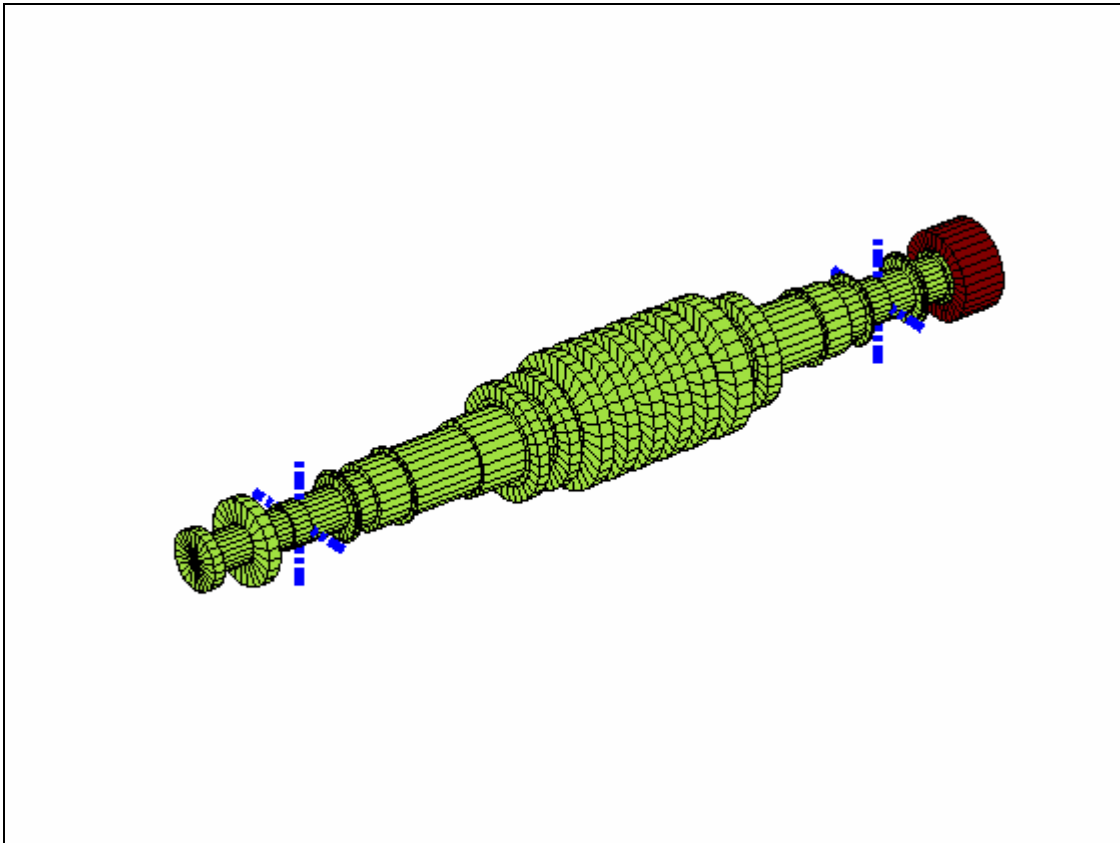


Figura 13 - Modelo final do rotor da turbina HB 350 a ser avaliado em simulação.

Atualmente o conceito de rigidez dinâmica é útil no entendimento básico e avaliações preliminares que podem ser realizadas quando várias combinações de geometria de rotor e tipos de mancais são considerados. Os diferentes efeitos de mudanças no rotor e o uso de diferentes tipos de mancais podem ser assim considerados. Entretanto, o conceito não deve ser usado como o único critério para o projeto do rotor, mas somente para considerações geométricas do rotor e seleção de mancais, já que afetam as localizações da velocidade crítica relativas às velocidades de operação. A possibilidade de se prever vibrações do rotor relativas ao uso de forças desbalanceadas faz do cálculo de resposta um critério primordial para uma perfeita operação da turbina.

2.2.3 ÓRBITA DO ROTOR

Na condição de diferentes valores de coeficientes para os suportes de mancais verticais e horizontais, cada curva correspondente a um modo de vibração do rotor é interceptada duas vezes, portanto existirão pares de velocidades críticas para cada modo. A rigidez do mancal horizontal é usualmente menor, e a crítica mais baixa do par exibirá um eixo de órbita elíptica que é horizontalmente orientada. À medida que a velocidade aumenta, a órbita do eixo irá girar para uma elipse orientada verticalmente na velocidade onde a rigidez do suporte vertical intercepta a curva de modo do rotor.

Tais considerações são de fundamental importância na escolha do tipo de mancal a ser utilizado na sustentação do eixo. Escolhida a concepção do mancal a ser adotado, suas dimensões são determinadas a partir do diâmetro local na posição de apoio do rotor. Analisando sua órbita elíptica, adotam-se então padrões de folgas a serem permitidas para que o mancal não esquite de maneira excessiva, permitindo desta maneira uma correta utilização do óleo com a função de lubrificar e refrigerar as partes em contato com o rotor. É válido destacar que folgas exageradas podem eventualmente causar um acréscimo nos níveis de vibração do equipamento invariavelmente ao comprimento de seu rotor.



Figura 14 - Caixa do mancal frontal.

Não se limitando ao movimento radial das partes girantes, o conjunto de mancal axial também auxilia no equilíbrio das partes girantes da turbina. Seu projeto deve ser capaz de sustentar a posição do rotor independentemente da condição de fluxo de vapor atravessando a turbina (perdas relacionadas à componente axial da direção do vapor já avaliadas na seção 2.1.3.).

2.2.4 VIBRAÇÃO E EVENTUAIS INFLUÊNCIAS

Precursora de consideráveis ocorrências de procedimentos de manutenção em máquinas mecânicas, a vibração é uma eventual má consequência de decisões de projetos e instalações de turbo-geradores.

Em turbinas com potência superior a 10 MW, a presença de sistemas dedicados em monitorar os níveis de vibração e deslocamento axial é usualmente recomendada.

Devido à presença de rotores consideravelmente curtos em instalações industriais, as oscilações torcionais não se

mostram preocupantes como as radiais e axiais. Havendo-se determinado corretamente as folgas entre os componentes estáticos e dinâmicos da turbina, cada modelo terá suas faixas de operação determinadas de acordo com a sua potência, tipo de mancal, diâmetro do rotor e demais aspectos que venham a se relacionar com uma possível causa para níveis de vibração excessivos.

Alguns fatores, como mau alinhamento e nivelamento, possuem grande capacidade em influenciar os níveis de vibração entre os equipamentos a serem interligados. Considerando-se as altas temperaturas de operação as quais estes sistemas são expostos, procura-se relevar durante a fase de instalação as dilatações térmicas, para que após a expansão das medidas, o conjunto possa então se encontrar alinhado. As distâncias apresentadas na Figura 15 como h_1 e h_2 contemplam as expansões térmicas bem como o movimento do pinhão com a engrenagem. Atentando-se para d_1 e d_2 constantes ao longo das faces dos eixos, é possível manter ambas as áreas paralelas. A variável d_2 é de fundamental importância, especialmente por se tratar de uma folga capaz de tolerar o movimento do rotor do gerador até o centro magnético quando excitado. É comum ao se instalar o gerador, encontrar o rotor desalinhado ao centro magnético após o teste em fábrica.

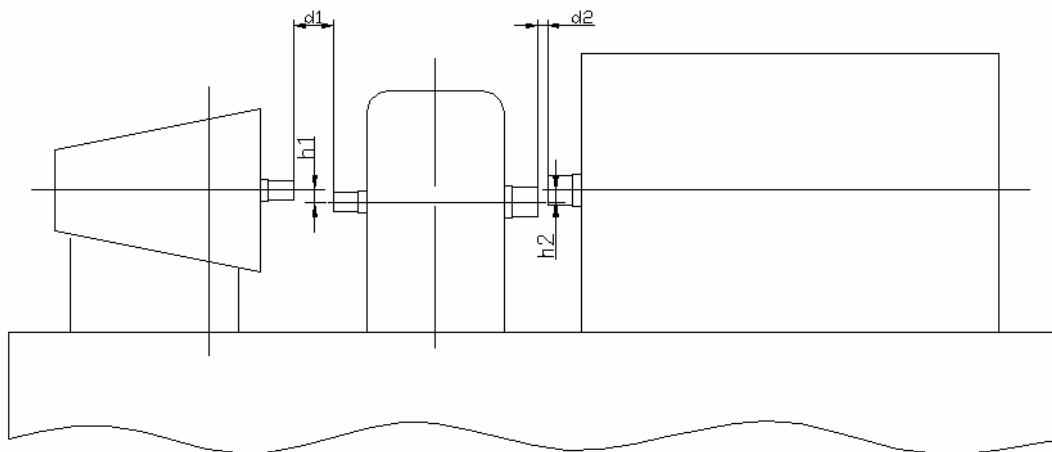


Figura 15 - Desenho de alinhamento (corte vertical).

Adicionando-se aos sinais de mau alinhamento, imperfeições no contato da engrenagem do redutor bem como não se considerando o movimento do pistão sob ou abaixo da engrenagem durante a rotação do conjunto, expõem se todo o conjunto à níveis indesejados de vibração.

2.3 MÁQUINA ELÉTRICA

Analizando de maneira objetiva o ciclo para a produção de energia, o cliente interessa-se pelo produto final, ou seja, a geração de energia elétrica. Baseado nos conceitos envolvidos na transformação de energia térmica em cinética, esta seção busca esclarecer os fundamentos envolvidos na transformação da potência mecânica girante do eixo da turbina em potência elétrica.

2.3.1 CONCEPÇÃO CONSTRUTIVA

Turbinas a gás e a vapor operam em altas rotações. Para isto, tais geradores possuem seus rotores feitos de aço sólido.

Eles possuem 2 ou 4 pólos no campo, formados por enrolamentos distribuídos em canais usinados no eixo sólido e fixados por cantoneiras de ferro. Tal concepção de projeto, ou seja, utilizando rotores cilíndricos, permite o oferecimento de “trilhas” para correntes de fuga tornando em muitos casos desnecessária a utilização de enrolamentos amortecedores.



Figura 16 - Ilustração gráfica das correntes de fuga.

Considerando rotores de pólos salientes, os quais possuem enrolamentos concentrados nos pólos, busca-se um arredondamento das faces dos pólos para minimizar as harmônicas no fluxo produzido.



Figura 17 - Exemplo de um rotor de quatro pólos.

Ao adicionar mais bobinas ao estator, a forma de onda progride de um quadrado para uma senóide. O projeto destas máquinas objetiva minimizar as harmônicas, e para a maior

parte das análises de máquinas síncronas, é razoável assumir que cada fase do enrolamento produz uma onda de força eletromotriz (fem) distribuída senoidalmente.

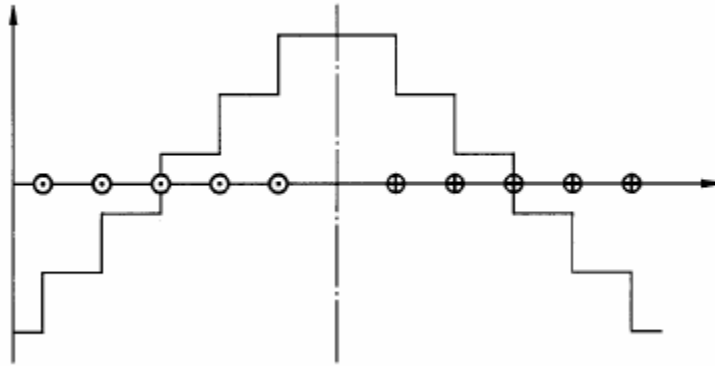


Figura 18 - Forma de onda do estator.

Em casos de geradores onde o fator custo passa a imperar significantes simplificações na qualidade do produto, o rotor do gerador pode apresentar seus pólos fixados em um cilindro através de travas, diminuindo desta maneira a perda de material consumida durante a usinagem do forjado. Todavia, tal concepção pode não apresentar o mesmo desempenho em condições extremas de operação (durante a aceleração provocada em um curto circuito, tais pólos podem mover devido a ação da força centrífuga).

Considerando γ como a representação do ângulo ao longo da periferia do estator para a fase a , a fem para cada fase pode ser representada na seguinte maneira:

$$MMFa = K \cdot i_a \cdot \cos \gamma$$

$$MMFb = K \cdot i_b \cdot \cos \left(\gamma - \frac{2\pi}{3} \right)$$

$$MMFc = K \cdot ic \cdot \cos\left(\gamma + \frac{2\pi}{3}\right)$$

Equação 28 - Forças magneto-motrizes.

As variáveis ia , ib e ic são os valores instantâneos das correntes de fase e K uma determinada constante. Desta maneira, supondo correntes de fase balanceadas e uma origem temporal arbitrária no instante que ia é máximo, segue:

$$ia = Im \cdot \cos(\omega_s \cdot t)$$

$$ib = Im \cdot \cos\left(\omega_s \cdot t - \frac{2\pi}{3}\right)$$

$$ic = Im \cdot \cos\left(\omega_s \cdot t + \frac{2\pi}{3}\right)$$

Equação 29 - Correntes tri-fásicas.

Finalmente, obtém-se a força eletromotriz como sendo:

$$MMF_{TOTAL} = MMFa + MMFb + MMFc = \frac{3}{2} \cdot K \cdot Im \cdot \cos(\gamma - \omega_s \cdot t)$$

Equação 30 - Força eletro-motriz total.

Assim a onda *fem* move-se com velocidade angular constante de ω_s (elétrico) rad/s. Para uma máquina com pf pólos no campo, a velocidade de rotação do campo é:

$$\omega_{sm} = \frac{2}{pf} \cdot \omega_s$$

ou

$$ns = \frac{60 \cdot \omega_{sm}}{2\pi} = \frac{120 \cdot f}{pf}$$

Equação 31 - Relação da velocidade com número de pólos.

A magnitude da onda de fem do estator e sua posição angular relativa à onda fem do rotor dependem da carga na máquina síncrona. O torque eletromagnético no rotor atua de forma a alinhar os campos magnéticos. Se o campo do rotor está adiantado ao campo de armadura, o torque se opõe à rotação com a máquina atuando como um gerador. De modo contrário, na condição do campo do rotor atrasado ao campo do estator, tem-se o comportamento de um motor.

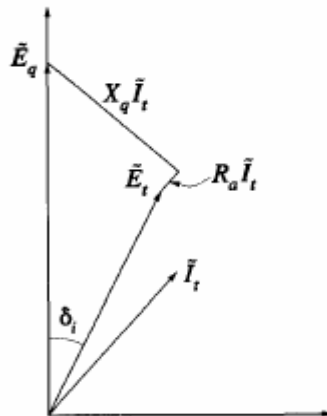


Figura 19 - Diagrama Fasorial.

2.3.2 ANÁLISE EM REGIME PERMANENTE

O desempenho de máquinas síncronas em condições balanceadas de regime permanente deve ser prontamente analisado antes de qualquer análise dinâmica sobre o sistema, encontra-se desta maneira o ponto de operação sobre o qual o sistema todo será

regido. Para isto, a representação fasorial apresenta grandes vantagens de visualização da condição operacional da rede.

A força eletromotriz (*fem*) da armadura pode ser resolvida em três componentes, uma atuando ao longo do eixo-d, outra ao longo do eixo-q e finalmente ao longo do eixo-0 (nula)[6]. As componentes das *fem*'s ou correntes (I_d e I_q) produzem fluxos (Ψ_{ad} e Ψ_{aq}) ao longo dos seus respectivos eixos. O fluxo ao Ψ_{ad} longo do eixo-d e o fluxo Ψ_{aq} ao longo do eixo-q tem permanência magnética fixa e, se incluída a indutância da corrente de fuga (X_{al}) produzida pela corrente de armadura, tem-se:

$$X_d = X_{ad} + X_{al}$$

$$X_q = X_{aq} + X_{al}$$

Equação 32 - Reatância em eixo de quadratura.

As reatâncias de fuga X_{al} são consideradas iguais para os dois eixos, pois a dispersão do fluxo é primariamente confinada à estrutura do estator. Obviamente, $X_d > X_q$ pois a relutância ao longo de X_q é maior que ao longo do eixo-d (eixo-q tem maior entreferro). Normalmente X_q é entre 0,5 e 0,8 vezes X_d . [6]

Finalmente consideram-se as perdas do enrolamento e as quedas de tensão correspondentes aos eixos-d e -q, então o circuito equivalente da máquina síncrona de pólos salientes pode seguir a seguinte equação:

$$E_t = V_t + I_a \cdot R_a + j \cdot X_d \cdot I_d + j \cdot X_q \cdot I_q$$

Equação 33 - Tensão terminal.

Em condições com a máquina síncrona trabalhando sem carga ou em circuito aberto, as variáveis i_q e i_d são consideradas nulas. Desta maneira, segue:

$$\Psi_d = L_{ad} \cdot i_{fd}$$

$$\Psi_q = 0$$

$$e_d = 0$$

$$e_q = X_{ad} \cdot i_{fd}$$

Portanto,

$$\vec{E}_t = e_d + j \cdot e_q$$

Equação 34 - Diagrama fasorial da tensão

Nesta condição, $\vec{E}_t$ apresenta uma componente apenas no eixo-q, fazendo com que δ_i (ângulo entre a resultante da soma vetorial entre as tensões decompostas nos eixos q e d, e o eixo d) iguale-se a zero. À medida que a máquina é carregada, δ_i aumenta. Então o ângulo δ_i é conhecido como ângulo interno do rotor ou ângulo de campo. A relação entre potência e ângulo de rotor é não-linear e é de importância fundamental nos estudos de estabilidade de sistemas de potência.

A tensão E_q deve ser considerada como a tensão interna efetiva. É igual em magnitude a $X_{ad} \cdot i_{fd}$ e representa a tensão de excitação devido à corrente de campo. A reatância síncrona X_s mensura o fluxo produzido pela corrente do estator, ou seja, o efeito de reação de armadura. Para uma máquina de

rotor cilíndrico de pólos lisos, X_d é aproximadamente igual à X_q .

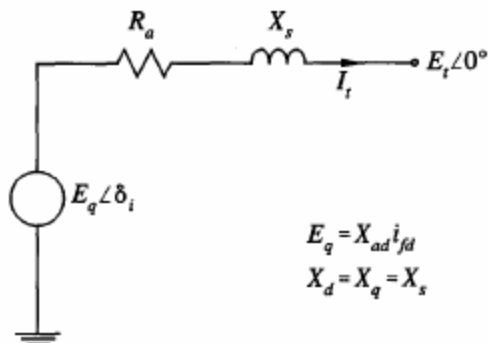


Figura 20 - Diagrama fasorial.

Considerando-se máquinas de pólos salientes, X_d difere de X_q . O efeito da saliência é, no entanto, não significativo nas relações de tensão terminal, corrente de armadura, potência e excitação nas condições normais de operação. Apenas para valores pequenos de excitação (condição de carga parcial) os efeitos da saliência se tornarão significantes. Com as modernas facilidades computacionais, há pequena dificuldade em se relevar o efeito da saliência. Assim a aproximação associada à teoria de rotores de pólos lisos não é utilizada em cálculos detalhados.

2.3.3 EQUAÇÕES DE SATURAÇÃO

A reatância síncrona é um parâmetro importante no circuito equivalente da máquina. Esta reatância pode ser obtida através da execução de dois testes, um circuito aberto e outro em circuito fechado.

A máquina é acionada na velocidade síncrona, e a tensão terminal aberta V_t (oportunamente igual à E_f) é medida primeiramente contra a variação da corrente de campo I_f . A curva relacionando estas duas variáveis é conhecida como característica de circuito aberto (CCA). É interessante salientar que com o aumento da tensão de campo, o circuito magnético apresenta sinais de saturação a partir de um determinado ponto. A linha representando a parte linear da CCA é conhecida como “linha de entreferro”.

Finalmente o teste de curto-circuito (TCC) necessita da alocação de amperímetros entre as fases conectadas em curto-circuito. A máquina síncrona é posta então a velocidade síncrona. A corrente I_f é variada e a média entre as três correntes de armadura é avaliada. Diferentemente do teste CCA, o TCC apresenta uma característica linear devido ao fluxo magnético no entreferro permanecer em um nível reduzido para esta condição de operação. Utiliza-se uma corrente de aproximadamente 25% maior que a corrente de armadura nominal do conjunto, considerando-se incrementos de 10%. [7]

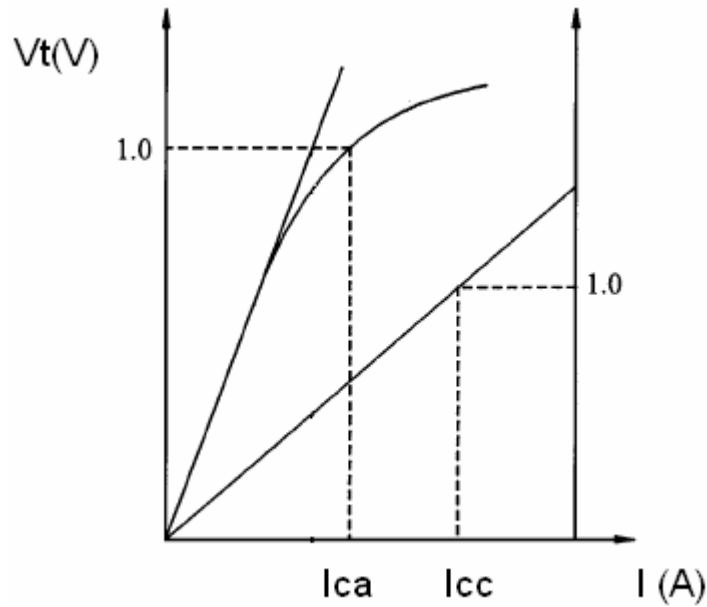


Figura 21 - Característica de circuito aberto e curto-circuito para uma máquina síncrona.

Como $R_a \ll X_s$, a corrente de armadura está atrasada com relação à tensão de campo em quase 90° . Portanto, a fem_a opõe-se ao campo fem_f ocasionando em uma força resultante eletromotriz muito pequena.

2.3.4 EQUAÇÕES DE MOVIMENTO

As equações de movimento têm importância central na análise de estabilidade de sistemas de potência e descreve o efeito do desequilíbrio entre o torque eletromagnético e o torque mecânico das máquinas. Basicamente, havendo o desbalanço entre os torques agindo no rotor, o torque resultante causa a alteração da velocidade e pode ser definido como:

$$T_a = T_m - T_e$$

Equação 35 - Torque acelerante.

Onde

T_a = torque acelerante (N.m)

T_m = torque mecânico (N.m)

T_e = torque eletromagnético (N.m)

Por convenção desta dissertação, considera-se T_m e T_e positivos para gerador e negativo para motores. A combinação da inércia da turbina e gerador acelerada pelo desbalanço entre os torques se relaciona como:

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = T_a = T_m - T_e$$

Equação 36 - Equação do movimento.

No estudo de sistemas de potência torna-se comum normalizar a equação anterior em termos da constante de inércia H , definida como a energia cinética dividida pela base VA. Usando ω_{om} para denotar a velocidade angular nominal em rad/s, a constante de inércia é:

$$H = \frac{1}{2} \cdot \frac{J \cdot \omega_{om}^2}{VA_{base}}$$

$$J = \frac{2 \cdot H}{\omega_{om}^2} \cdot VA_{base}$$

Equação 37 - Constante de inércia.

Fazendo isto na Equação 36, segue como:

$$\frac{2H}{\omega_{om}^2} \cdot VA_{base} \cdot \frac{d\omega}{dt} = T_m - T_e$$

Ou ainda,

$$2H \cdot \frac{d\frac{\omega_m}{\omega_o}}{dt} = \frac{T_m - T_e}{\frac{VA_{base}}{\omega_o}}$$

Notando que $T_{base} = \frac{VA_{base}}{\omega_{om}}$, termina-se com:

$$2H \cdot \frac{d\bar{\omega}_r}{dt} = \bar{T}_m - \bar{T}_e$$

Equação 38 - Relação da constante de inércia com o torque sincronizante.

Finalmente, torna-se possível obter o tempo de partida mecânico do sistema referente ao conjunto turbo-gerador. Desta maneira, integra-se a Equação 38 com relação ao tempo:

$$\bar{\omega}_r = \frac{1}{2H} \int_0^t \bar{T}_a \cdot dt$$

Sendo T_M o tempo requerido para o torque acelerar o rotor do repouso à condição nominal de funcionamento, $\bar{\omega}_r = 1$, $\bar{T}_a = 1.0$ e partindo-se do repouso absoluto, segue:

$$1.0 = \frac{1}{2H} \int_0^{T_M} 1.0 \cdot dt = \frac{T_M}{2 \cdot H}$$

Portanto o tempo de partida mecânico pode ser determinado como:

$$T_M = 2 \cdot H$$

Equação 39 - Tempo de partida mecânico relacionado com a constante de inércia da máquina.

2.3.5 SISTEMA DE EXCITAÇÃO APLICADO

Na grande maioria de aplicações para turbo-geradores com potência na faixa conhecida como industrial, os fabricantes de geradores utilizam constantemente um modelo de excitatriz que consiste em um sistema retificador rotativo.

Tal concepção permite excluir componentes como escovas ou anéis de escorregamento, possibilitando assim à saída DC atender diretamente o campo principal do gerador. Como ilustrativamente apresentado pela Figura 22, a armadura da excitatriz AC e a ponte retificadora de diodos rotacionam com o rotor principal da máquina. Uma pequena excitatriz piloto com um rotor de imã permanente também gira acompanhando os demais componentes citados durante todo o movimento.

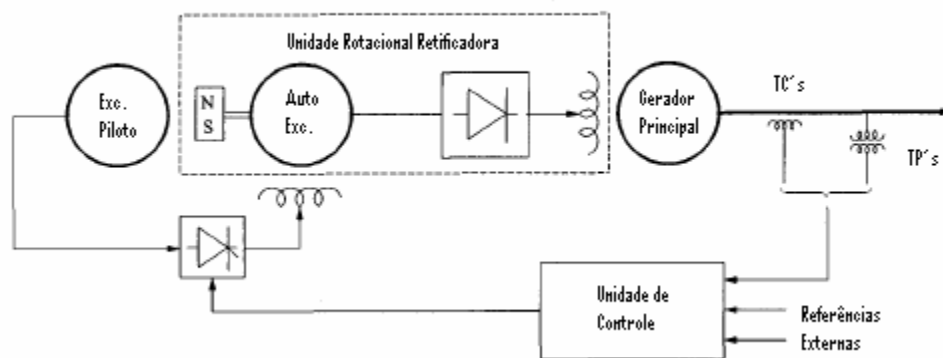


Figura 22 - Esquemático do sistema de excitação geralmente utilizado nestas máquinas síncronas.

A saída retificada do estator da excitatriz piloto energiza o campo estacionário da excitatriz AC. O regulador de tensão controla o campo da excitatriz AC, o que, por conseguinte, controla o campo do gerador principal.

A conformação de geradores auto-excitados pode também ser encontrada. Para isto, é comum nestas aplicações industriais a instalação de transformadores de excitação, os quais conectados ao barramento de saída da máquina síncrona principal, são capazes de suprir ao campo da excitatriz girante um conceito similar ao da auto-excitação. Todavia, a necessidade de transformadores de corrente e potências para o sistema de controle do regulador automático de tensão ainda permanecem necessários em ambos os casos. Todavia, é válido salientar que as limitações da máquina síncrona sempre devem ser respeitadas durante a operação, de maneira a garantir a integridade do equipamento e manter os níveis adequados de segurança. Normalmente tais limites podem ser determinados através do diagrama de capacidade, como ilustrado na figura 23.

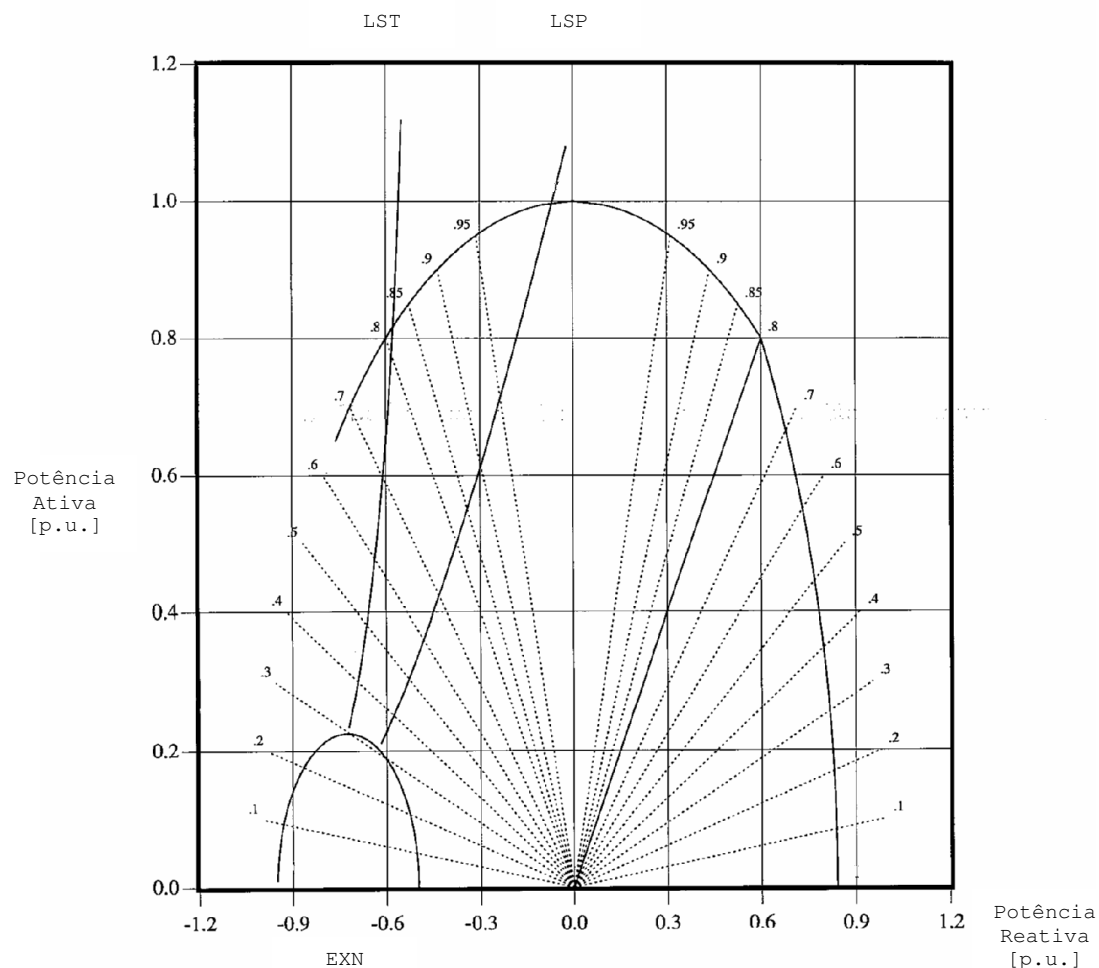


Figura 23 - Exemplo de diagrama de capacidade para um gerador síncrono.

EXN é a curva de excitação nula, LST delimita o limite de estabilidade teórico e LSP o limite prático.

Para manter condições satisfatórias de operação, a máquina deve ter os pontos de operação na região interna do plano delimitado pela intersecção das curvas apresentadas acima.

2.4 CONTROLE DA POTÊNCIA ATIVA E REATIVA

Previamente a esta seção, foram analisados as principais características e modelos de forma individual para cada concepção de equipamentos encontrados em um sistema de potência industrial. Prosseguindo o desenvolvimento

considerando o sistema com um conjunto de máquinas interconectadas em um alto grau de interdisciplinaridade (máquina elétrica, mecânica, térmica, teoria de controle, e outras), esta seção busca examinar o controle de potência ativa e reativa do sistema como um todo.

Os fluxos de potência ativa e reativa em uma rede de transmissão são relativamente independentes e são influenciados separadamente pelas diversas ações de controle presentes no sistema. Desta maneira, o controle de potência ativa é estritamente relacionado com o controle de frequência, já a potência reativa por sua vez sofre influências substanciais do controle de tensão. A qualidade do fornecimento de energia depende fielmente da estabilidade de tensão e frequência, conseqüentemente o fluxo de potência é vital na análise de desempenho de todo o sistema.

Visando estabelecer bases sólidas para o estudo de turbo-geradores industriais, nos quais o comportamento da potência mecânica é de maior interesse aos fabricantes de turbinas, este desenvolvimento teórico irá se concentrar na potência ativa e no controle de frequência.

Para uma operação satisfatória do sistema e condizente com as cargas nele conectadas, a constância da frequência é de fundamental interesse para a manutenção da velocidade em motores síncronos e de indução interligados ao sistema de distribuição de energia, assim como permitir uma operação satisfatória dos geradores responsáveis por alimentar o sistema, já que seus sistemas auxiliares dependem diretamente da energia por ele gerada.

Como a frequência deve se manter constante ao longo de todo um sistema interligado, qualquer desbalanço entre o consumo e a geração de potência ativa dentro deste sistema irá se refletir em uma variação de frequência. Geralmente um mesmo sistema apresenta diversas máquinas de geração, assim torna-se necessário estabelecer meios para alocar tais mudanças de demanda dos geradores. O controlador de velocidade promove em cada unidade o controle primário de velocidade, enquanto um controle de geração central promove a divisão da variação na potência ativa.

Em um sistema interconectado com várias áreas independentemente controladas, o controle de intercâmbio de potência também deve existir além do controle de frequência local para garantir a sustentação de toda a rede de energia. O controle de geração e frequência é usualmente conhecido como controle de carga e frequência.

2.4.1 RESPOSTA DO GERADOR A VARIAÇÃO DE CARGA

Na presença de qualquer variação de carga, poderá ser observada instantaneamente uma variação de torque elétrico na máquina síncrona, a qual por sua vez como já explanado na Equação 36 irá refletir em um desbalanço de velocidade na malha geradora de energia.

As cargas em um sistema de potência são geralmente compostas por uma variedade de dispositivos elétricos. Algumas cargas resistivas como iluminação e aquecedores, por exemplo, são independentes da frequência. Ao passo que bombas e ventiladores, por exemplo, por serem movidos à motores

refletem em variações de suas potências mecânicas devido à uma variação de frequência da rede e conseqüente alteração na velocidade dos motores.

A equação geral das características de dependência da frequência na composição da carga geral pode ser descrita como:

$$\Delta P_e = \Delta P_L + D \cdot \Delta \omega_r$$

Equação 40 - Variação da potência elétrica total.

Onde

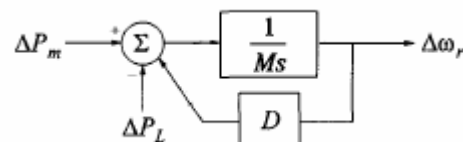
ΔP_e = variação de potência elétrica

ΔP_L = variação da carga independente da frequência

$D \cdot \Delta \omega_r$ = variação de carga dependente da frequência

D = constante de variação da carga

A constante de amortecimento é expressa como a porcentagem de variação da carga para um por cento de variação na frequência. Desta maneira, um valor $D=2$ representaria que um por cento de variação na frequência causaria 2% de mudança na carga considerando um sistema de blocos, isto pode ser exemplificado como:



Ou ainda ser reduzido como:



Figura 24 - Diagrama de blocos referente a variação de potência elétrica.

Na ausência de um controlador de velocidade, a resposta do sistema para uma variação de carga é determinada pela constante de inércia e constante de amortecimento inerente à carga do sistema. A variação da velocidade nominal do conjunto é tal que a variação da carga é exatamente compensada pela variação da geração devido a sensibilidade da frequência.

2.4.2 CONTROLADOR ISÓCRONO

A concepção de um controlador de velocidade isócrona busca manter a velocidade do conjunto em um valor constante atuando sobre a válvula de entrada de vapor na turbina. Ao comparar a velocidade medida do rotor, o controlador a compara com seu valor nominal previamente ajustado. O sinal de erro (variação da velocidade) é amplificado e integrado para produzir um sinal de controle que atue sobre as válvulas de controle na admissão de vapor. Devido à ação do controlador integral, o valor do sinal de controle entrará em regime constante apenas no momento que a variação de velocidade se anular.

Um controlador isócrona trabalha satisfatoriamente na condição da máquina síncrona atuando em ilha ou quando um gerador em um sistema multi-máquinas necessita se tornar responsável pela manutenção da frequência operante em toda a interligação das diversas áreas existentes. Para a divisão da carga de potência entre geradores conectados a um determinado sistema, variações de velocidade ou características “*droop*” devem ser providenciadas.

2.4.3 CONTROLADORES COM CARACTERÍSTICAS "DROOP"

Os controladores isócronos não podem ser utilizados na presença de duas ou mais unidades conectadas ao mesmo sistema, pois cada gerador necessitaria ter precisamente a mesma configuração de velocidade. Caso contrário haveria conflito entre as máquinas buscando regular o sistema cada qual baseada em sua própria configuração. Visando buscar uma harmonia e um equilíbrio na divisão de cargas, cada controlador é concebido com uma característica de reduzir sua velocidade na condição de um eventual aumento de carga ou vice-versa.

Esta característica de regulação consiste basicamente em adicionar um ciclo de alimentação sobre o integrador para ter o comportamento dinâmico apresentado na figura 25:

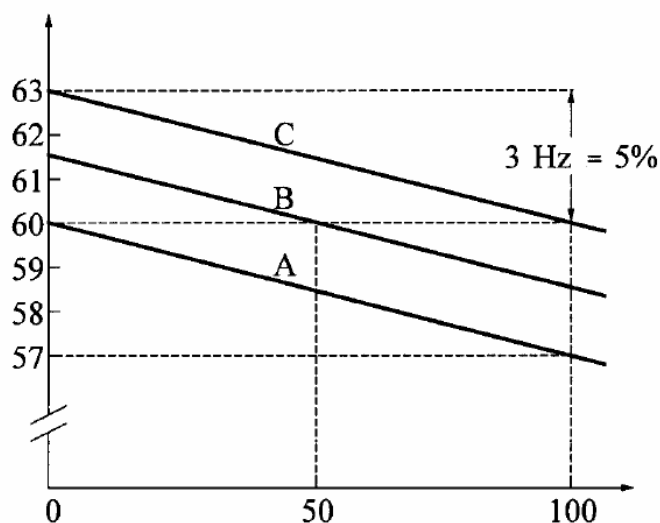


Figura 25 - Relação carga-frequência em um controlador de característica "droop".

A função de transferência do controlador é reduzida conforme o diagrama de blocos apresentado a seguir. O controlador é um

controle proporcional de ganho $\frac{1}{R}$, ou como apresentado na figura 26, K .

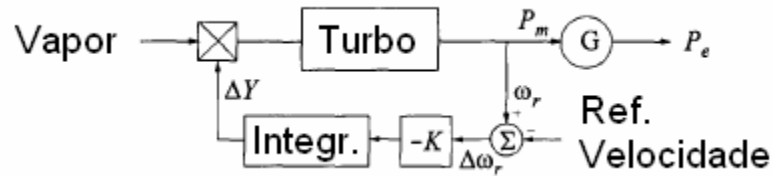


Figura 26 - Diagrama de blocos.

O valor R determina a velocidade de regime versus a característica de carga da unidade geradora ($\Delta\omega_r$) ou a variação de frequência (Δf) para atuar sobre a válvula de admissão de vapor ou potência gerada.

Por exemplo, uma queda de controle de 5% significa que uma variação de 5% na frequência causaria 100% de variação na válvula de admissão ou potência gerada.

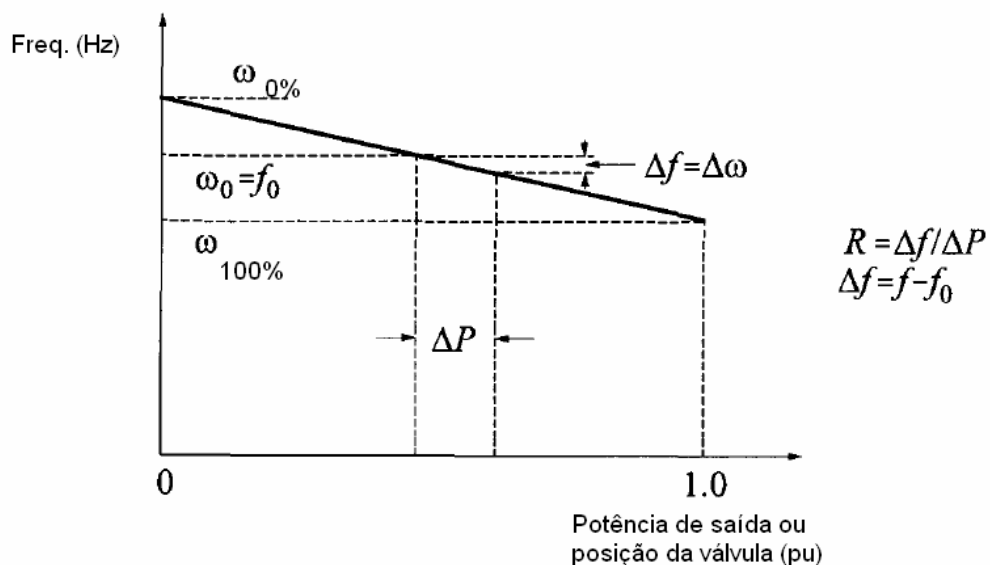


Figura 27 - Exemplo de variação de potência sobre a reta de carga (inclinação da curva como a constante de "droop" R).

É interessante notar a resposta temporal de uma unidade na característica “droop”, quando a exposta à um aumento de carga. Devido a tal característica, o aumento de potência gerada é acompanhado por uma variação na velocidade ou frequência de regime ($\Delta\omega_{rs}$), neste caso uma redução.

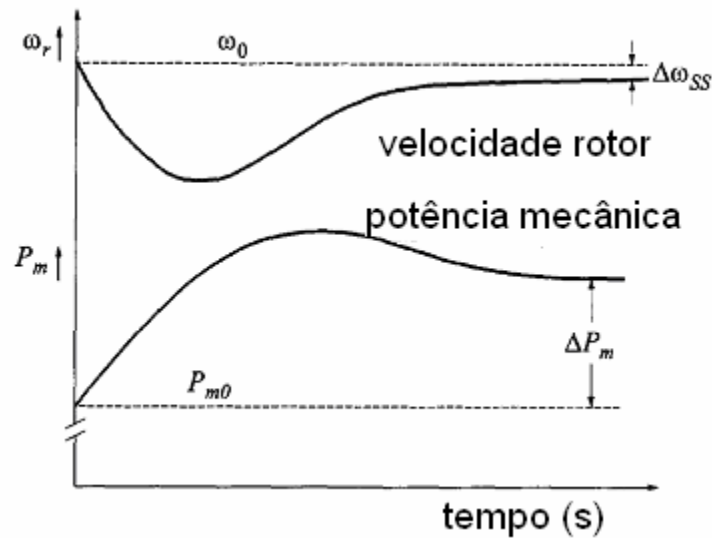


Figura 28 - Comportamento dinâmico da velocidade durante um aumento de carga. [Kundur]

2.4.4 CONTROLE DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA

A relação entre velocidade e carga pode ser ajustada alternando a entrada do controlador descrita como “referência de configuração de carga”, apresentado na Figura 28. O efeito deste ajuste é perceptível na Figura 29, o qual descreve um conjunto de características paralelas para diferentes condições de ajuste da referência da configuração da carga. A saída de potência ativa gerada é ajustada através do deslocamento vertical da característica de “droop” de acordo com a necessidade de geração representada pela demanda atual da carga.

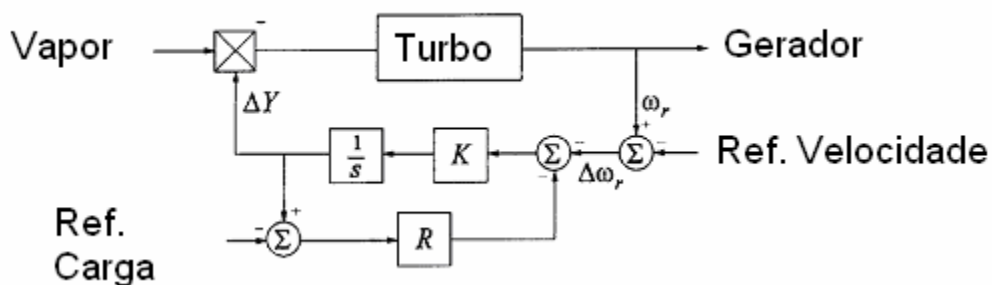


Figura 29 - Adição da referência da carga na malha de controle.

Na condição da unidade alimentando uma carga em ilha, o ajuste de velocidade pode mudar a velocidade do conjunto. No entanto, na condição de unidade sincronizada com um sistema de potência, o controle de geração atua simplesmente na potência gerada, dependendo do tamanho da unidade geradora comparada a todo o sistema de geração também à ele conectado.

Turbinas à vapor possuem geralmente quatro válvulas em sua câmara de admissão, cada qual tendo uma variação não linear em sua vazão se comparada à sua característica de posicionamento. Cada seção de 2 descreve o efeito de cada válvula do conjunto. Já no tocante às unidades hidráulicas, nota-se um comportamento similar a característica 3.

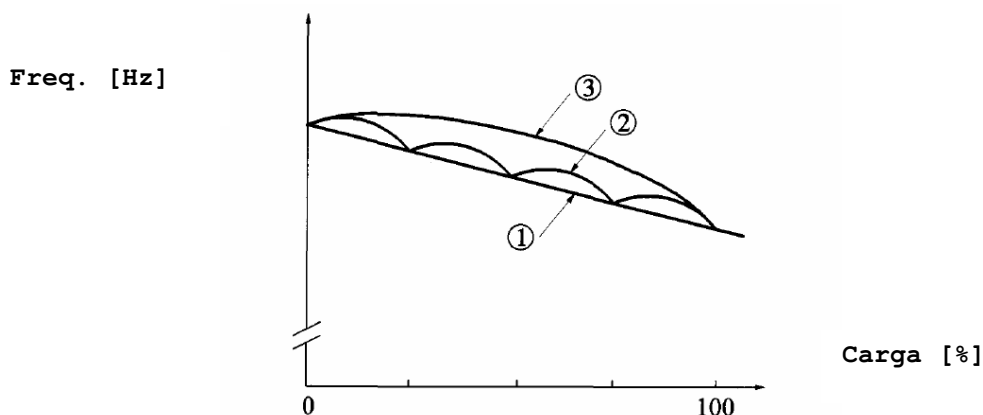


Figura 30 - Característica real dos diversos tipos de acionadores (não linearidade prática do regulador tipo "droop").

A figura 31 representa a maneira construtiva do conceito multi-válvula onde ao entrar na câmara de alta pressão na carcaça da turbina, sua vazão é regulada através das quatro câmaras independentes que têm abertura seqüencial e progressiva.

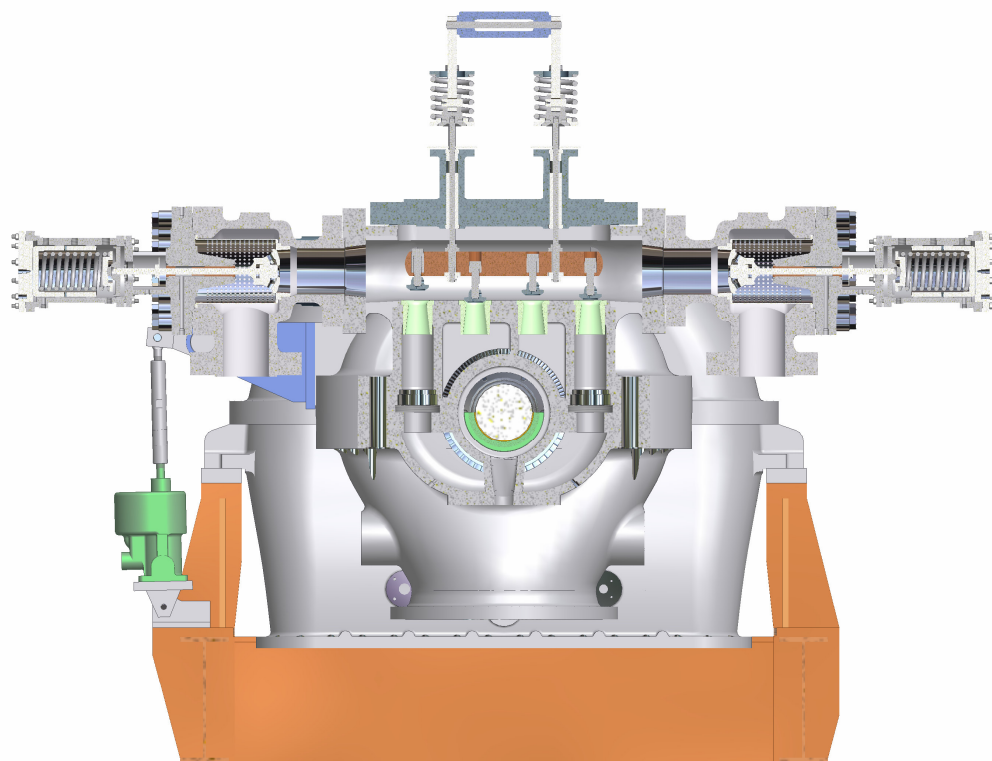


Figura 31 - Ilustração do conceito multi-válvula.

Devido à ação primária do controlador de velocidade, uma mudança de carga de um sistema resultará em uma variação de frequência com relação ao regime permanente dependendo da característica "droop" e sensibilidade da carga. Todas as unidades geradoras sob controle de velocidade irão contribuir para uma mudança geral na condição de geração, indiferente do local da variação da carga. A restauração da frequência do sistema ao valor nominal requer a ação de controladores

suplementares que podem ajustar a referência de carga da unidade geradora para um novo padrão de configuração. Finalmente, a maneira básica de se controlar a potência mecânica dos dispositivos acionadores para igualar as variações de carga no sistema seria ajustando a configuração de referência de carga nas unidades geradoras. Como a carga no sistema é constantemente alterada, torna-se necessário a mudança da saída dos geradores automaticamente.

O objetivo primário do controle automático de geração é regular a frequência para condição nominal de operação e manter o intercâmbio de potência entre áreas controladas ajustando-se a referência de cada máquina. Um objetivo secundário é distribuir as mudanças de geração requeridas entre todas as unidades geradoras buscando-se minimizar os custos operacionais.

A ação do controle de geração suplementar é muito mais lenta que a ação referente ao controle primário de velocidade. Assim sua ação é percebida após o controlador primário estabilizar a frequência do sistema. Desta maneira, o controle de geração ajusta a referência de carga nas unidades selecionadas, visando transpor os efeitos causados pela variação de frequência no sistema de potência.

2.4.5 LIMITAÇÕES DOS EQUIPAMENTOS ACIONADORES

Equipamentos acionadores possuem diversas limitações que comprometem sua capacidade no controle de alterações na frequência: [8]

- 1.) A geração pode ser aumentada somente até os limites disponíveis na reserva de energia girante nos rotores dentro de cada área afetada;
- 2.) A carga que pode ser absorvida por uma unidade térmica é limitada devido às variações térmicas da turbina (comprometer folgas entre partes estáticas e girantes com a diferença abrupta nas dilatações). Inicialmente, algo em torno de 10% de potência nominal pode ser absorvida rapidamente seguida por um aumento mais lento de 2% por minuto;
- 3.) A caldeira possui uma capacidade limitada em disponibilizar uma quantidade de vapor suficiente de vapor requerido para um aumento da válvula de admissão na condição de queda na frequência, o que resulta comumente em uma redução da pressão de vapor de entrada. Um aumento de combustível torna-se necessário para a restauração da pressão, o que geralmente demora alguns minutos;
- 4.) Controladores de velocidade têm um atraso de 3 a 5 segundos.

Como a consequência das limitações externadas acima, a reserva de geração disponível para o controle de frequência é limitada a uma fração da geração disponível.

2.4.6 FORMAS ALTERNATIVAS DE CONTROLE CARGA-FREQUÊNCIA

Analisando-se as ações de controle sobre uma perspectiva de um operador industrial, o qual tem como principal meta a produção de seu bem partindo de um determinado insumo, observa-se constantemente uma preocupação maior na

estabilidade do processo industrial do que na quantidade de energia gerada e sua qualidade.

Em países do sudeste asiático, usuários de vapor para a produção de óleo de palma normalmente controlam a turbina com uma atuação referenciada na pressão de entrada de vapor. A própria válvula de admissão da turbina regula a pressão na linha de alta pressão de vapor pelo aumento ou diminuição de passagem de vapor através da turbina.

Por sua vez no mercado brasileiro de produção de açúcar e álcool, algumas usinas elevaram a pressão de trabalho da caldeira almejando um rendimento maior em seu ciclo térmico. Porém todos os acionadores das moendas permaneceram em uma pressão intermediária os quais são movidos pelo vapor de média pressão retirado na extração do turbo. Assim alguns tipos de operação priorizam a manutenção da qualidade do vapor extraído visando priorizar seu processo de extração do caldo da cana.

Ainda que não tão comum, algumas usinas ainda podem controlar seus acionadores mecânicos através da referência de vapor de escape em baixa pressão, também eventualmente usado em alguns processos de fabricação (produção de álcool em destilarias ou refinaria de açúcar).

Entre outras aplicações, também considera-se em países de clima frio o CHP (*"combined heat and power"*) com a geração de calor para aquecimento de residências e linhas de água.

Como explanado anteriormente nos cálculos térmicos de uma turbina, esta filosofia de controle de processo implicará em uma condição de geração de energia elétrica extremamente

dependente do processo industrial onde esta máquina síncrona for instalada. A energia elétrica produzida pelo eixo da turbina será uma mera conseqüência das ações de controle tomadas sob as linhas de produção de vapor envolvidas neste sistema térmico.

3. PROJETO DE UM TURBO-GERADOR

Com base nos diversos conceitos previamente desenvolvidos através das diferentes disciplinas relacionadas com uma central térmica de geração, esta seção buscará demonstrar algumas ações a serem tomadas durante a fase de projeto de toda a célula de geração. Visando se aproximar ao máximo do controle de potência ativa produzida pela máquina, as soluções térmicas, mecânicas e elétricas serão brevemente apresentadas, para se então analisar as influências de cada disciplina sobre as outras.

No tocante a parte térmica, será analisado o comportamento do regulador sobre a potência efetivamente gerada, bem como a variação da eficiência da turbo-máquina quando operando em condições diferentes da inicialmente projetada. Decidindo-se uma velocidade nominal para o projeto da turbina, um estudo sobre a dinâmica do rotor será então desenvolvido buscando evitar a criação de frequências críticas ao redor da velocidade de operação, folgas entre as partes estáticas e girantes poderão também ser avaliadas através da órbita do rotor. A máquina síncrona terá suas características de circuito aberto e curto-circuito apresentadas e seus eventuais impactos na estabilidade do sistema sobre rejeição ou aumento de carga executados em um sistema de simulação. Finalmente, as influências entre as diferentes áreas da

ciência poderão ter suas ações relevadas previamente à conclusões com dados provenientes de uma análise prática.

3.1 PROJETO TÉRMICO

Após analisar qual será a melhor situação para o ciclo energético de uma determinada planta industrial, atinge-se uma condição de vapor que será suficiente para a demanda de energia e do processo em questão, bem como sua capacidade de se auto-sustentar a partir da disponibilidade de biomassa.

A melhor opção escolhida pelo cliente nesta análise foi uma turbina de contrapressão com fluxo direto. Após moer a cana-de-açúcar, a usina utilizaria o bagaço restante para queimar em sua caldeira, produzindo assim vapor para gerar energia e consequentemente diminuir sua dependência da concessionária. O vapor em temperatura e pressão baixa ao deixar o escape da turbina seria então aproveitado no processo industrial de produção de açúcar. Sendo assim, a condição de vapor a ser considerada está apresentada na Tabela 1.

Tabela 1 - Condição de vapor nominal.

	Temperatura (oC)	Pressão (bar)	Fluxo (ton/h)
Vapor de Admissão	400,0	42,0	148.000
Vapor de Escape	-	1,7	148.000

Ao estabelecer as condições de operação para o projeto, busca-se aperfeiçoar os cálculos de bocais e palhetas do rotor para a condição máxima de potência gerada de maneira iterativa conforme os conceitos apresentados na seção 2.1. O fluxo de vapor será controlado pelo regulador de velocidade e

a potência mecânica efetivamente gerada praticamente linear a tal fluxo, conforme apresentado na Figura 32. A temperatura neste caso se torna uma função da potência gerada, aumentando desde o valor considerado na condição nominal de operação da máquina até o valor máximo com a redução total da carga.

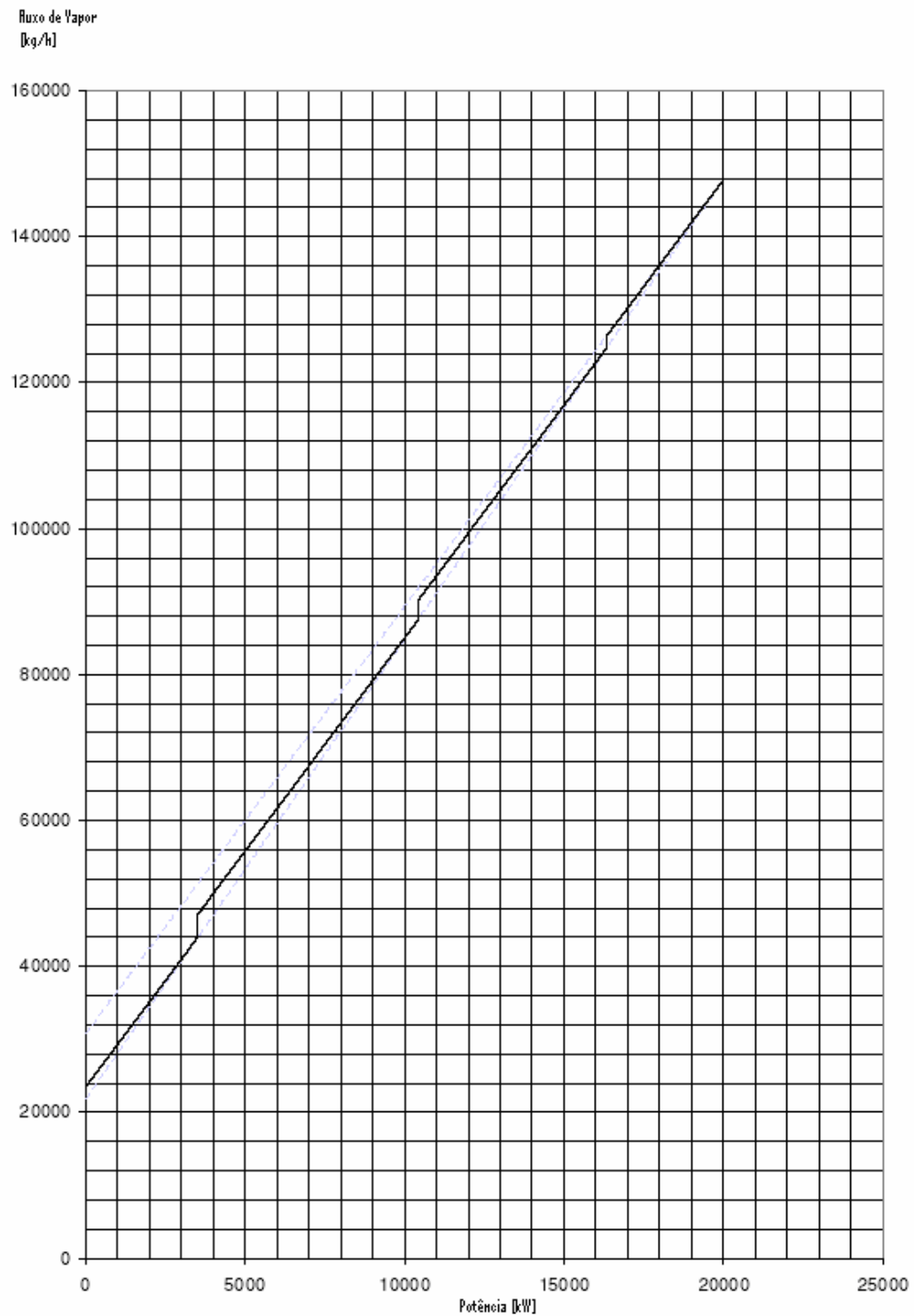


Figura 32 - Gráfico de potência elétrica x vazão.

Na Figura 32, o resultado do projeto de uma turbina relacionando a vazão com a potência efetivamente gerada

(interessante notar a influência do multi-válvula com os incrementos sobre as retas) relaciona, como apresentado na seção 1.1, o comportamento do fluxo com a potência gerada através um caráter linear se mantidos as condições de salto entálpico, ou seja, as condições (pressão e temperatura) do vapor de admissão e escape. Condições de operação diferentes da carga total (condição para qual foi se escolhido o melhor projeto em função do salto entálpico correspondente às condições de vapor neste cenário) apresentarão eficiências menores que poderão ser mensuradas de acordo com a curva a Figura 33. Tais valores são de fundamental importância para um planejamento operacional de uma central com mais de uma turbina, ou seja, em situação de pouco combustível para a caldeira pode ser interessante operar com uma máquina em plena carga e desativar as demais visando atingir o melhor desempenho energético total da casa de força. A eficiência interna considera-se a variação da turbina em carga parcial, ao passo que a eficiência total adiciona os fatores da variação no redutor e gerador quando também em carga parcial.

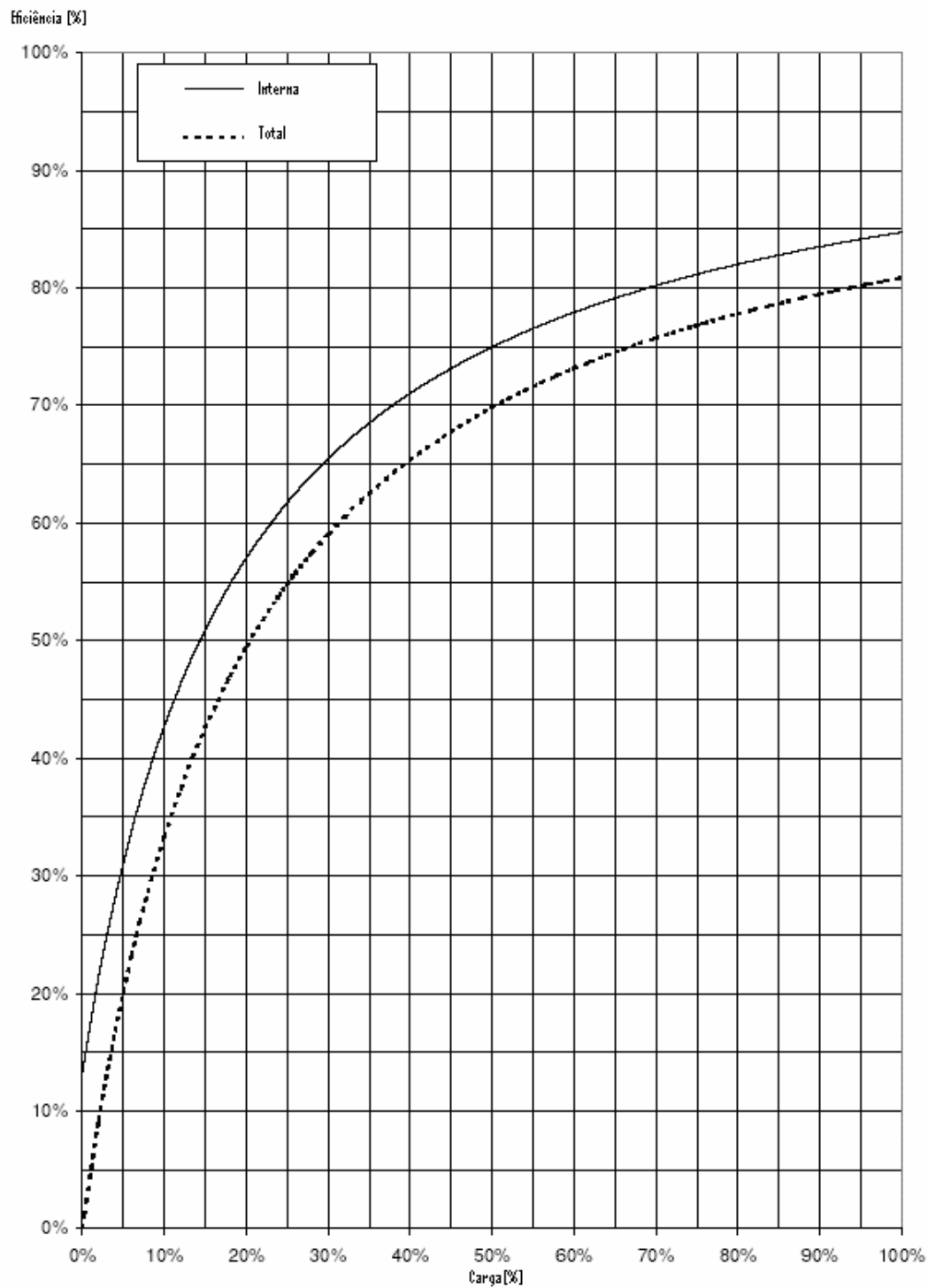


Figura 33 - Curva de carga x eficiência.

Como a intenção desta dissertação é a de avaliar o funcionamento de máquina síncrona, curvas que representem a

variação da temperatura de escape em função da carga não serão aqui tratadas. Todavia, é de fundamental importância para o operador verificar a relação de seu processo com seu efetivo nível de carga.

3.2 PROJETO MECÂNICO

A partir dos princípios previamente desenvolvidos na seção 1.2 referentes à resposta dinâmica do rotor, esta seção irá avaliar pela teoria de elementos finitos o comportamento do eixo com respeito ao dimensionamento dos mancais e averiguar se a velocidade de projeto não se localizará perto de alguma frequência natural inerente a própria concepção construtiva do rotor.

Aliando-se aos deslocamentos dos eixos (turbina, redutor e gerador) os efeitos da dilatação térmica da base metálica da turbina e dos demais equipamentos pertencentes ao conjunto, permitirá uma avaliação quantitativa dos deslocamentos entre cada objeto a ser utilizado na fase de instalação a fim de que toda a ilha de geração se apresente alinhada durante a operação nominal das máquinas.

3.2.1 PROJETO DA DINÂMICA DO ROTOR

Através dos conceitos apresentados pela teoria de Timoshenko serão avaliados estudos sobre a resposta em frequência do rotor, diagrama de Campbell e finalmente o comportamento da órbita sob as superfícies dos mancais. Através do diagrama de Campbell, pode-se monitorar as variações das frequências naturais (modos do sistema) de acordo com a velocidade do rotor e graficamente identificar em quais momentos os modos

de vibração poderão entrar em ressonância com a velocidade rotacional da máquina.

Com o auxílio de uma ferramenta computacional disponível no sítio da Mathworks [9] determinaram-se as partes que trariam maior influência na dinâmica com base no desenho final do sólido do rotor. O resultado da resposta em frequência pode ser observado na figura abaixo assim como a diferença de comportamento em diferentes pontos do rotor. Tal ferramenta computacional permite determinar as frequências naturais do rotor, bem como monitorar suas variações de acordo com a velocidade (Diagrama de Campbell). Também é possibilitada uma análise de resposta em frequência em todo o comprimento do rotor, bem como a determinação da órbita de giro em qualquer ponto contido neste comprimento.

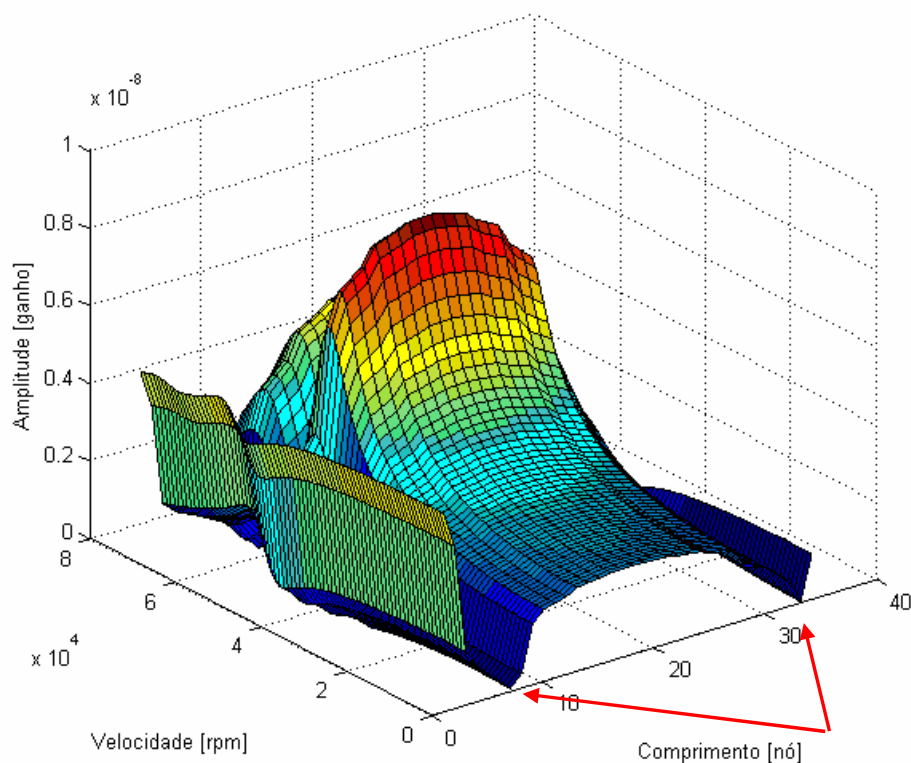


Figura 34 - Diagrama carpete turbina modelo NG - MB 630.

Tratando-se de um eixo apoiado sobre dois mancais, os resultados mostram-se correspondentes ao esperado para uma deflexão maior acontecendo entre os dois apoios (setas determinam as posições dos mancais ao longo do eixo), com segundo local de máximo nas regiões de início e término do eixo. Nas proximidades dos mancais nota-se uma sustentação do perfil devido ao efeito de amortecimento introduzida pelas contates do apoio.

Apesar de tal simulação desconsiderar o efeito do filme de óleo proveniente do sistema de lubrificação forçada, eventuais efeitos resultantes do vapor e erros de máquinas operatrizes em fábrica, o resultado serve de base para a localização das frequências críticas do eixo na condição de aquecimento da turbina e eventuais mudanças na distância

entre mancais para se evitar uma região de operação próxima a alguma frequência natural.

Tais frequências críticas sofrem influência da velocidade e podem ser ter seu comportamento analisado pelo diagrama de Campbell na Figura 35.

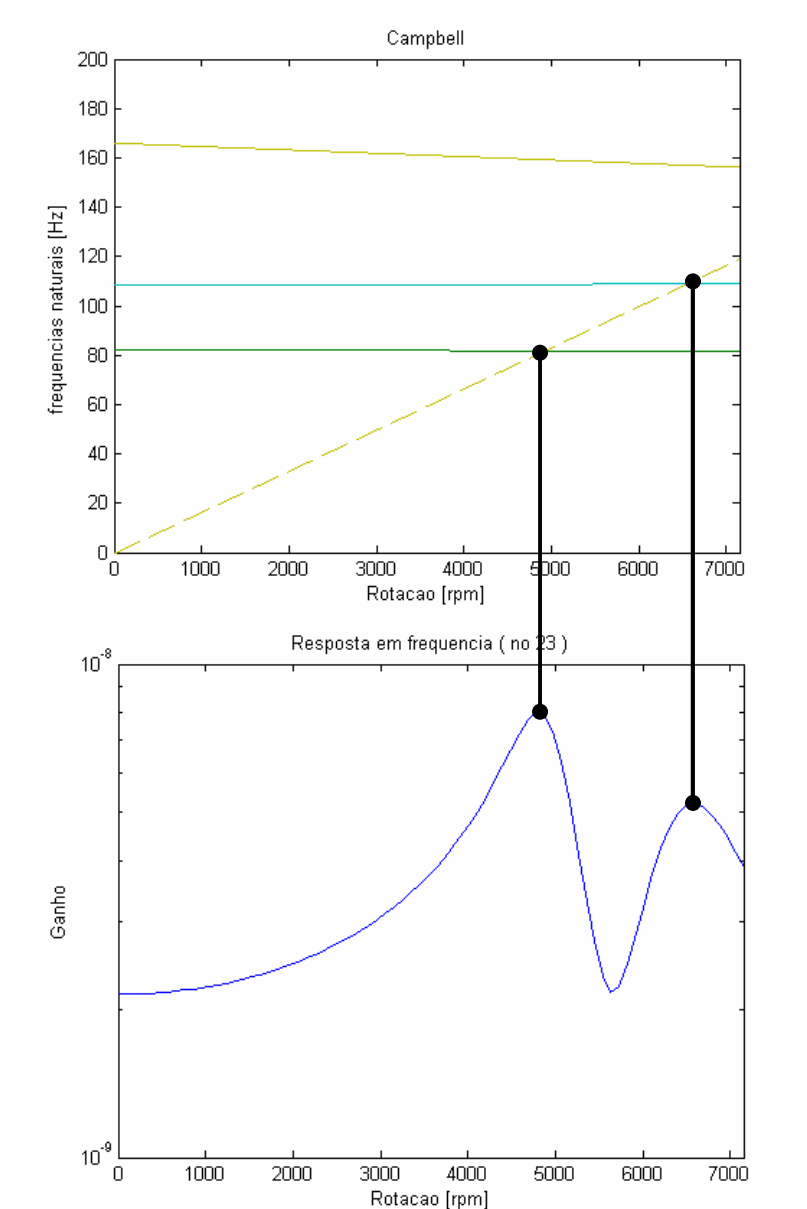


Figura 35 – Diagrama de Campbell para um determinado nó e gráfico de resposta em frequência.

Com base na Figura 35 procura-se propor um procedimento de partida do conjunto (metodologia para se acelerar a máquina do repouso à velocidade nominal) e conseqüente início de excitação até se obter condições de paralelismo favoráveis ao sistema.

Neste estudo de caso em particular, apenas duas freqüências obtiveram níveis de máximo dentro da faixa de operação padrão do eixo. As freqüências de módulos superiores a este por jamais serem atingíveis operacionalmente serão desconsideradas nesta análise.

Embora uma das freqüências críticas tenha se localizado dentro dos limites de operação deste modelo de turbina (rotação nominal de projeto de 6500 RPM), os valores de amplitude obtidos do diagrama carpete entre as ordens de 10^{-9} e 10^{-8} (módulos) são considerados aceitáveis para esta concepção de projeto com base em fatos históricos de experiências anteriores (utilizado-se o mesmo método porém para rotores com distâncias entre centros de mancais maiores, atingiu-se valores de máximo de ordem 10^{-6} (módulo)).

Sendo assim, estabeleceram-se rotinas de aceleração do eixo e aumento de excitação, as quais respeitariam a dinâmica da turbina evitando-se manter o equipamento sobre condições de vibração excessiva ou efeitos torcionais acima do especificado para os acoplamentos.

O efeito da vibração do conjunto pode sofrer influências com base em diferentes origens, entre elas: palhetas (vibrações axiais, radiais, torcionais e combinações por excitação nos bocais fixos), folgas dos mancais, desalinhamento dos

equipamentos (turbina, redutor e gerador), base civil, outras máquinas próximas, enfim, vários efeitos podem vir a agravar o nível de vibração de cada equipamento.

No entanto, apenas dois efeitos serão analisados que poderiam se relacionar com os conceitos abordados nesta dissertação. A órbita do rotor pode ser utilizada na determinação da folga (distância a ser deixada entre o eixo e o suporte que permitirá seu apoio durante a rotação) máxima ou mínima de um mancal. A não consideração do alinhamento natural entre os equipamentos na condição de operação, sendo estes deslocados na condição a frio também introduzem níveis satisfatórios de ruído ao sistema. Ao avaliar a posição de um dos nós do rotor durante sua operação, chegou-se a um perfil elíptico conforme apresentado pela figura 36. Com o aumento da velocidade, desbalanços no rotor, toques entre partes girantes e estáticas, enfim, qualquer ocorrência não natural durante o funcionamento do equipamento, esta órbita poderá ter seu perfil alterado.

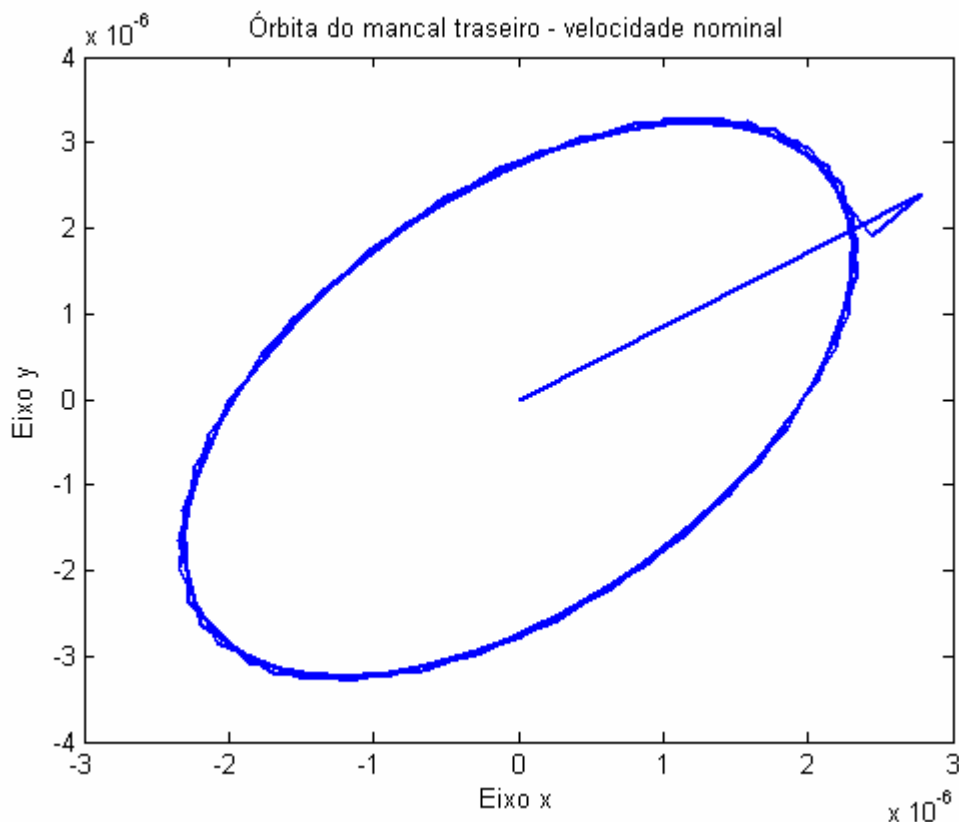


Figura 36 - Órbita do eixo sobre o mancal traseiro.

Com finalidade de monitoramento, utilizam-se sensores de vibração são do tipo indutivo (sem contato), localizados distantes 90 graus entre si em cada mancal em uma escala de sinal que varia de -2 a -18 volts para folgas entre 0,25 e 2,30 mm. Para sua inserção, as caixas de mancais devem prever encaixe, bem como a localização de leitura nas superfícies do eixo sofrerem um acabamento diferenciado. Os níveis de tensão elétrica do transdutor pode ser fundamentais no diagnóstico de queima de mancais com o aumento da tensão no decorrer do tempo (folga eventualmente pode aumentar com a queima de um mancal alterando a diferença de potencial inicialmente configurada), ou ainda avaliar se alguma mudança abrupta no perfil da órbita do sólido poderá comprometer a integridade do conjunto e assim executar uma parada de emergência por proteção.

Uma má determinação de folgas para um mancal pode comprometer consideravelmente a vida útil do componente. Folgas (entre a superfície do mancal e o rotor) muito pequenas dificultam a entrada do óleo e sofrem com o efeito de lubrificação e refrigeração não tão efetiva. Todavia, folgas demasiadas podem ocasionar efeitos de vibração em níveis indesejados de operação.

3.3 PROJETO DA MÁQUINA ELÉTRICA

As aplicações de máquinas elétricas acopladas em turbinas à vapor são invariavelmente desenvolvidas baseadas no conceito da máquina síncrona. Extendendo-se esta generalização para o sistema de excitação do equipamento, destaca-se na sua maioria o uso do sistema “sem-escovas”.

Partindo-se deste princípio, o fabricante do gerador irá fornecer uma folha de dados técnicos contendo as variáveis deste gerador bem como as características de seu sistema de excitação. Para tal, vale notar que as constantes elétricas necessárias para estudos de estabilidade de tensão e frequência, tanto no regime permanente quanto no transitório, deverão estar devidamente descritas e informadas partindo-se das equações básicas para estudo em eixo de quadratura.

Na interface de conexão entre o redutor e o gerador, poderão ser notados dois tipos de acoplamentos. O acoplamento do tipo de engrenagem será normalmente utilizado até potências próximas à 20 MW (atenção especial deverá ser dada para eventuais movimentos axiais que venham a surgir, especialmente na ausência de excitação e conseqüente maior

liberdade de deslocamento axial do rotor do gerador). Na situação de potências superiores, notar-se-á a fabricação de flanges rígidos, as quais necessitarão de coordenação entre ambos os fabricantes para consenso das máscaras de ambos os flanges.

Questões de confiabilidade entre diferentes fabricantes de geradores será frequentemente vinculada ao fato de seu produto possuir ou não um rotor de fabricação em aço integral. Na condição de sobre velocidade por reação de um curto circuito ou uma rejeição de carga muito abrupta, será verificado um excesso de velocidade, que por sinal aumentará a força centrífuga no rotor. Desta maneira, o rotor partindo de um material forjado integralmente (estágios são esculpidos no sólido do rotor e não montados) trará maior confiabilidade quando exposto às forças centrífugas maiores, por outro lado, tem-se considerável aumento de custo. Neste estudo, tanto para a turbina quanto para o gerador, consideraram-se rotores partindo de um material único, forjado integralmente em uma única peça.

Finalmente, ao concluir-se o projeto da máquina, o fabricante será capaz de fornecer as curvas correspondentes ao diagrama de capacidade, características de circuito-aberto e característica de curto-circuito. Tais curvas serão comprovadas na fase final de montagem. Na oportunidade, o gerador será movido por uma máquina de corrente contínua e sua excitação avaliada com os terminais da máquina fechados e abertos.

3.4 CONTROLE DE POTÊNCIA

Tendo como objetivo final a geração de energia elétrica, um projeto de co-geração deve possuir uma filosofia de operação fielmente obedecida pelos equipamentos pertencentes ao conjunto turbo-gerador. Tratando-se da máquina térmica, foi reliazaddo um controle de potência ativa baseado em uma determinada vazão de vapor (considerando-se temperatura e pressão de projeto estáveis) a realizar trabalho na turbina.

Importantes avaliações podem ser executadas com referência ao controle de potência reativa e a tensão terminal da máquina. Todavia, embora os resultados apresentados a seguir relatem as influências das perturbações sobre algumas tensões presentes no estudo de caso, esta dissertação delinea caminhos relacionados principalmente com os controles primário e secundário da máquina térmica.

As influências interdisciplinares serão avaliadas após a apresentação dos resultados atingidos através da simulação no temporal. Apesar da maioria das aplicações práticas usar controladores de velocidade dedicados e exclusivos, os modelos descritos abaixo terão o objetivo de substituir representativamente os equipamentos comerciais comumente encontrados.

4. MODELAGEM, SIMULAÇÃO E VALIDAÇÃO DE UMA PLANTA

Buscando aproximar as deduções retratadas anteriormente, optou-se pela seleção de um sistema real para uma central de co-geração de energia, sendo esta vinculada a um processo industrial. As instalações desta usina de açúcar servirão de parâmetro para a realização de um estudo qualitativo entre as

diferentes disciplinas aqui abordadas. O sistema pode ser graficamente representado conforme a figura a seguir.

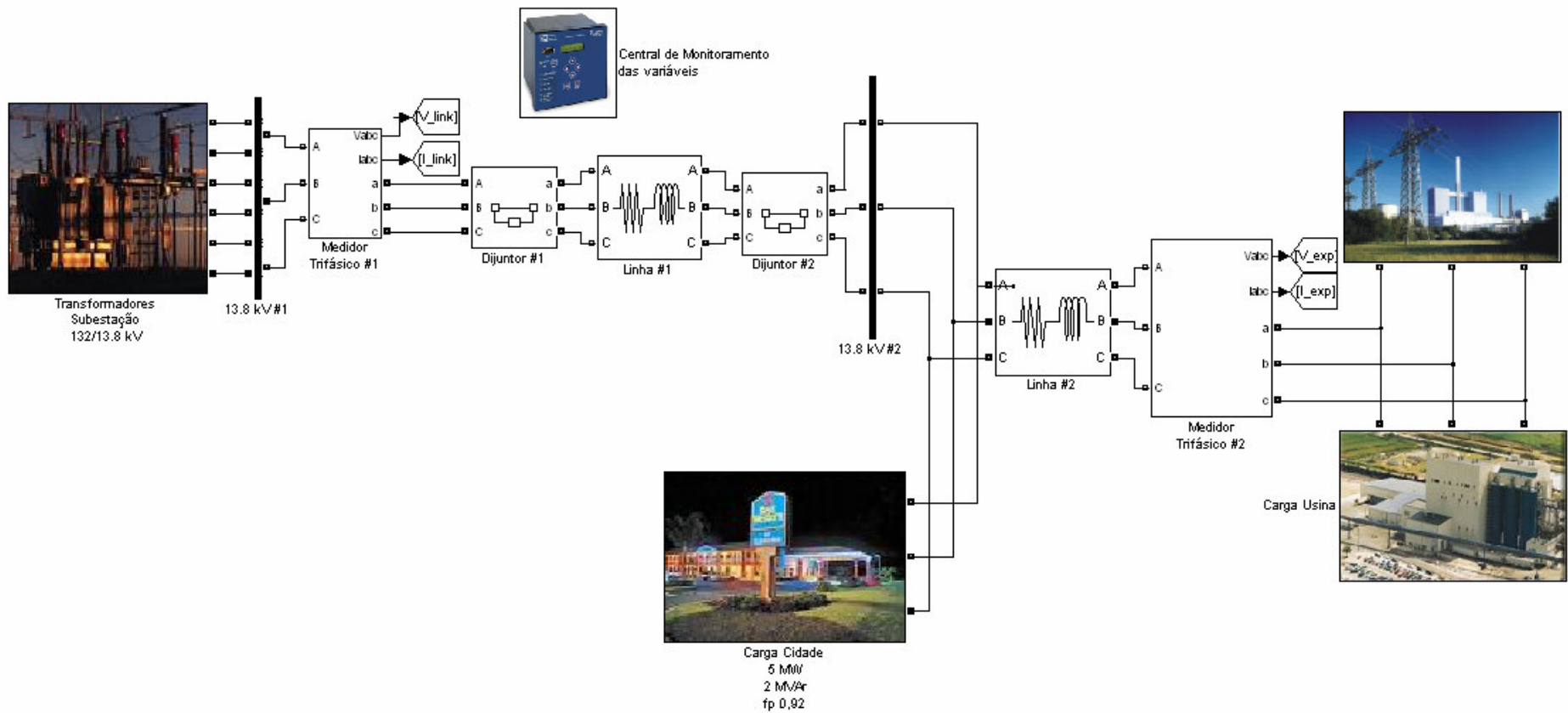


Figura 37 - Representação do sistema.

Sendo assim, o sistema consiste basicamente de uma rede de nível médio de tensão (13.8 kV) conectada a uma cidade com carga de 5MW/2MVar e uma usina com carga interna próxima a 12MW/4.8MVar gerando uma capacidade instalada de 20MW.

4.1 MODELO PARA TURBINA A VAPOR

Para simplificação do modelo previamente desenvolvido na parte térmica do conjunto, considerou-se constante a pressão e a temperatura (Tabela 1) do projeto do equipamento para os resultados a serem apresentados. Desta maneira, relacionou-se a vazão e a potência conforme a curva apresentada na figura 38. Com o intuito de associar as variações de carga elétrica ao vapor destinado ao processo na contrapressão da máquina, e por ventura mensurar as influências de tal em um produto industrial, monitorou-se também a temperatura do vapor de escape conforme a figura a seguir.

Temperatura de vapor de
escape [°C]

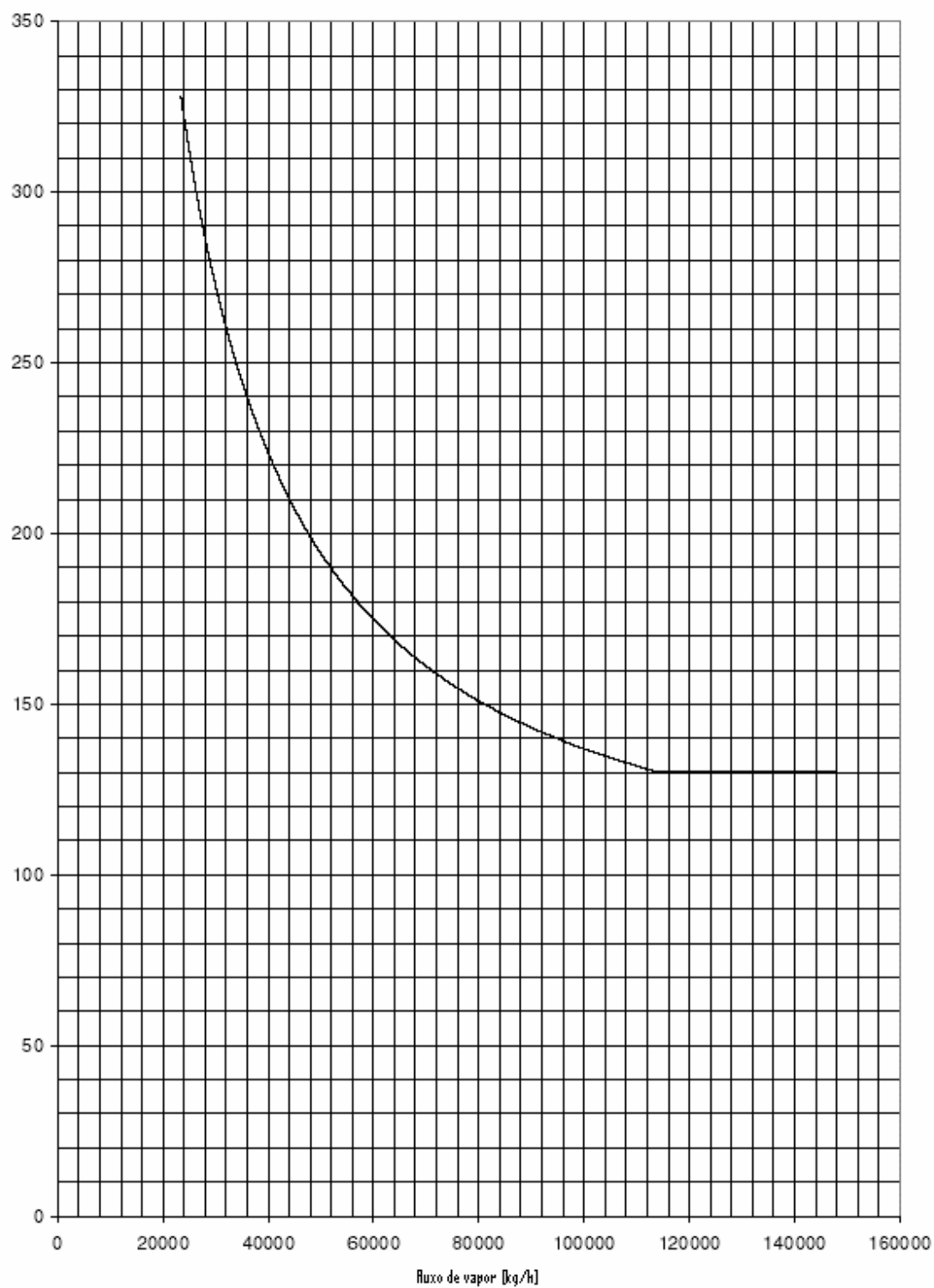


Figura 38 - Curva de vazão x temperatura.

Ao monitorar o erro de velocidade e potência ativa, o controlador irá então permitir a passagem de uma vazão de vapor requerida correspondente à necessidade do sistema. A turbina irá então responder a esta variação sujeitando-se a um atraso (Figura 39), este relativo ao volume interno da carcaça e a variação da vazão conseqüente do estrangulamento da válvula de controle, e em seguida fornecendo ao gerador a potência mecânica gerada correspondente ao cenário em questão.

A referência a ser utilizada para a atuação do controlador de velocidade será uma combinação entre a velocidade convertida pela constante de “droop” (máquina está atuando paralela ao sistema) e uma determinada potência de referência, normalmente a potência a ser gerada pelo equipamento controlado.

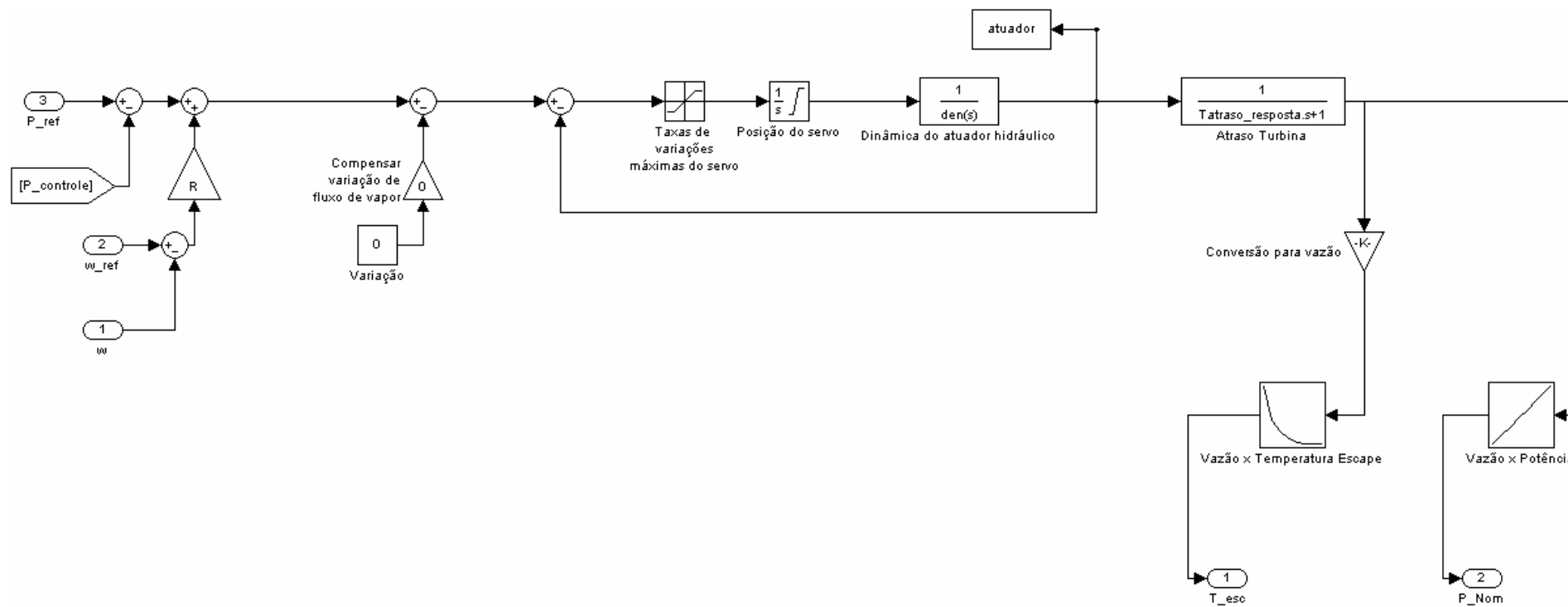


Figura 39 - Diagrama de blocos turbina e controlador de velocidade.

Na configuração planejou-se também inserirem-se variações no fluxo de vapor através de um degrau, todavia para grandes valores, mostrou-se questionável a credibilidade de tais suposições. Grandes variações na vazão acarretam mudanças na pressão do vapor de admissão, o que, por conseguinte inválida a curva de relação entre vazão em potência devido a uma condição fora de projeto. As curvas correspondentes a variação da temperatura de vapor de escape e potência em função da vazão de vapor são as mesmas como apresentado na seção 4.1.

Ao ser acoplado ao gerador, a potência mecânica irá então ser convertida de acordo com as equações de máquinas síncronas (modelo de 6^a ordem) previamente desenvolvidas para uma determinada potência elétrica. Esta geração será então responsável pelo fornecimento da potência elétrica internamente à usina para seu processo industrial. A diferença entre potência gerada e consumida será exportada para o sistema externo, fornecendo energia para as cidades geograficamente mais próximas. A turbina acoplada ao modelo padrão de gerador presente no software Matlab foi representada conforme a Figura 40.

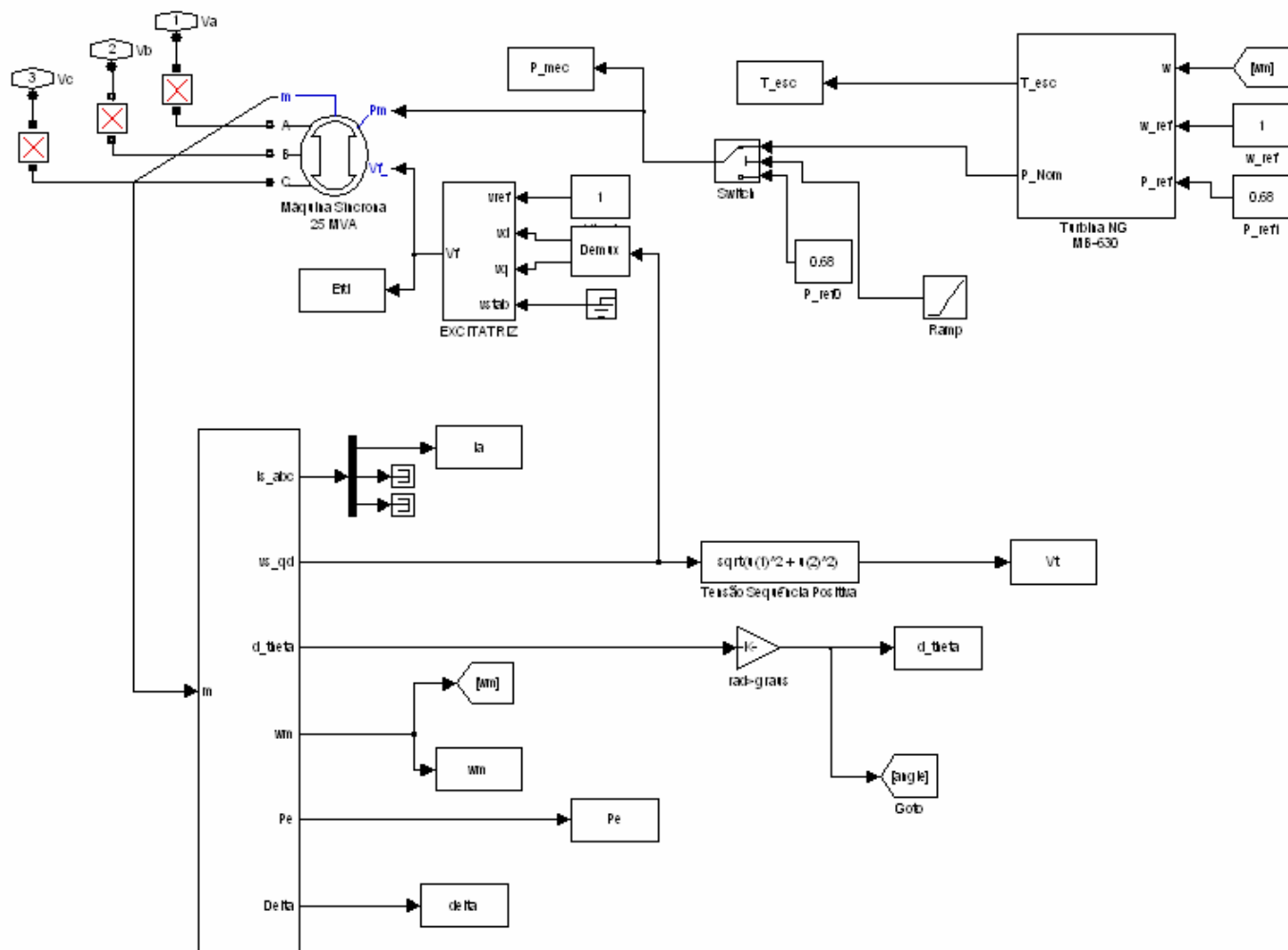


Figura 40 - Modelo do conjunto turbo-gerador.

4.2 MODELO PARA A USINA E CIDADE

Com a finalidade de promover testes de rejeição de carga e aperfeiçoar a resposta dos controladores para diferentes níveis de exposição da máquina e também desenvolver sensibilidade com as diferentes disciplinas abordadas pelo modelo, o modelo de carga adotado permitia a inserção de degraus de aumento e redução de carga no instante desejado para o estudo.

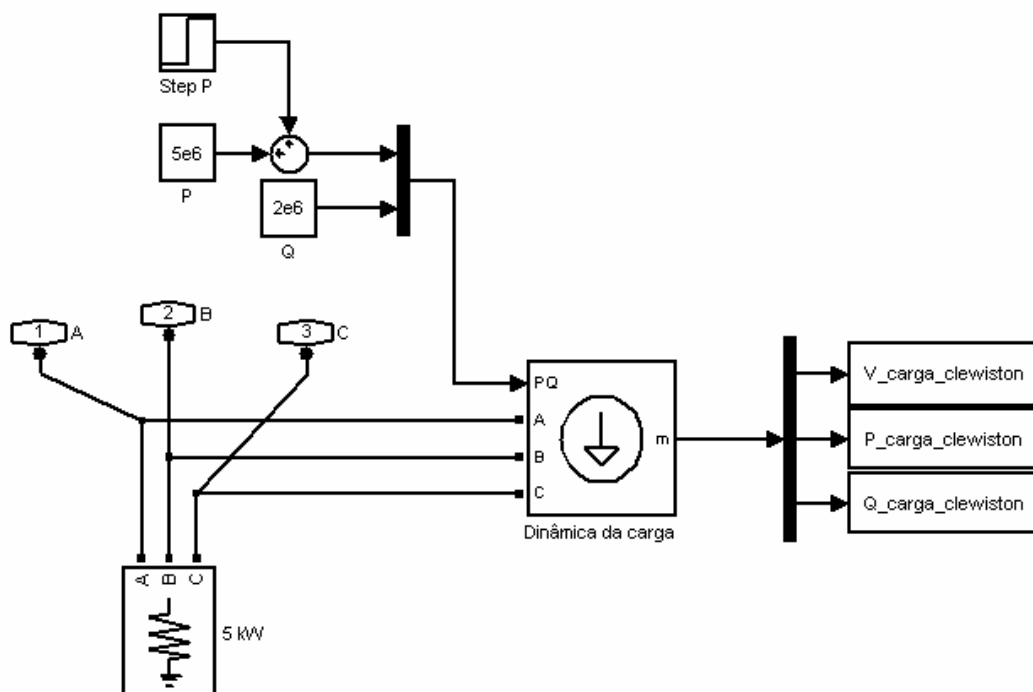


Figura 41 - Concepção do modelo da carga da cidade e da usina.

Como representado pela Figura 41, optou-se por manter os fatores de potência próximos à condição real do estudo. Utilizou-se uma carga com controle do tipo PQ, todavia cargas com maior complexidade podem ainda ser avaliadas quando

requisitada no modelo a opção de controle PQ em como uma função de acordo com a variação da tensão da barra.

4.3 MODELO PARA O BARRAMENTO INFINITO

Dentro das limitações oferecidas para a simulação de modelos elétricos no Matlab, representou-se o conceito de barramento infinito na substituição de todo o sistema conforme ilustrado na Figura 42.

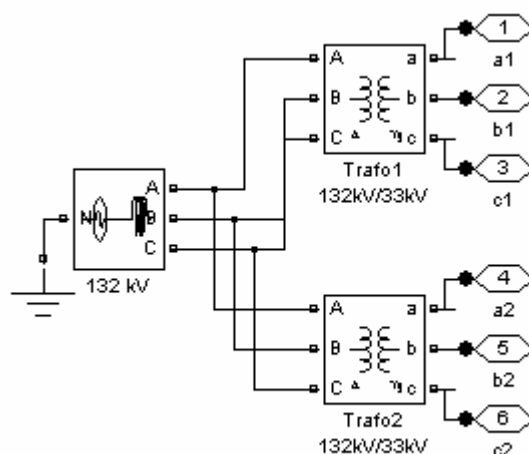


Figura 42 - Representação do conceito de barramento infinito.

Tal representação do modelo permitiu a avaliação da resposta do conjunto do turbo-gerador operando em diferentes níveis de curto circuito. Variações neste parâmetro serão apresentadas e suas implicações referenciadas na resposta a diferentes quantidades de rejeição e aumento de carga.

4.4 RESULTADOS OBTIDOS NA SIMULAÇÃO DO CONJUNTO

Visando mensurar as oscilações dinâmicas das variáveis a serem monitoradas neste sistema, variações de cargas, tanto

interna à indústria quando na cidade próxima, serão introduzidas e seus impactos analisados para diversas condições de controle.

Primeiramente, observaram-se alguns parâmetros quanto a uma eventual rejeição de carga na usina equivalente a 2 MW. Como apresentado pela Figura 39, notou-se uma insignificante variação da velocidade (fato este causado pela boa conexão da indústria com a rede, permitindo que o sistema absorvesse as variações conseqüentes deste transitório), oscilação temporária da potência gerada pela máquina síncrona, variação da potência exportada correspondente a uma realocação da potência gerada (a quantidade de potência elétrica rejeitada pela usina é totalmente redirecionada ao sistema) e um aumento da tensão na barra terminal do gerador seguido da atuação do controle da malha de tensão.

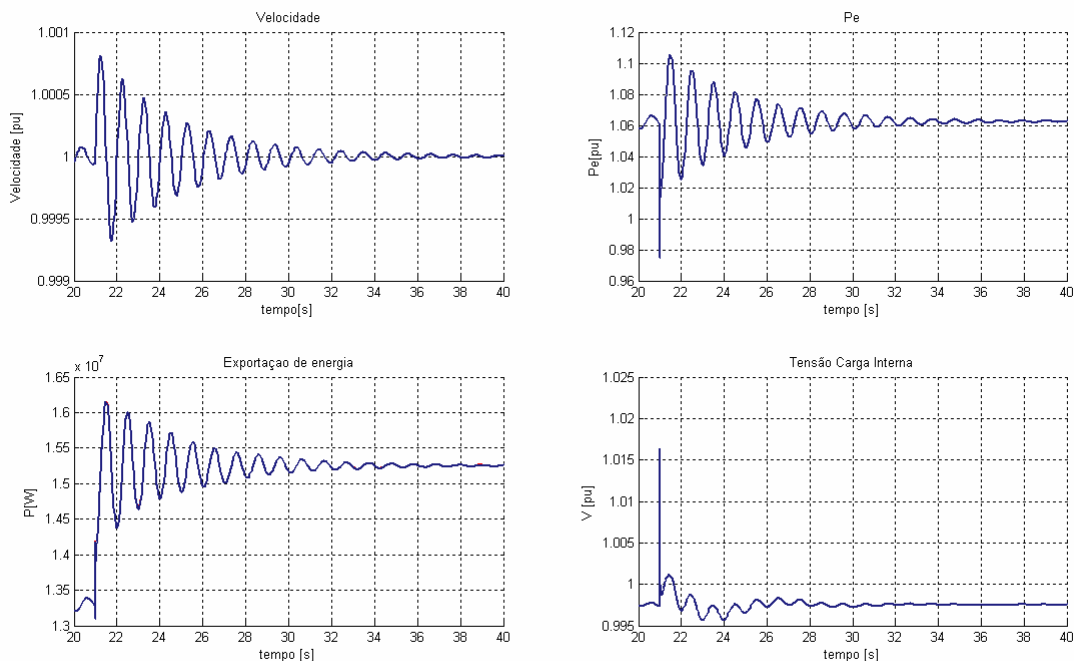


Figura 43 - Resultados da simulação de uma rejeição de carga interna na usina (2MW) .

De maneira análoga, os resultados apresentados para um aumento de carga quantitativamente similar ao anteriormente apresentado, comprova que a conexão da rede absorve também as variações apresentadas em uma circunstância de maior carga (2MW) a ser exigida na usina.

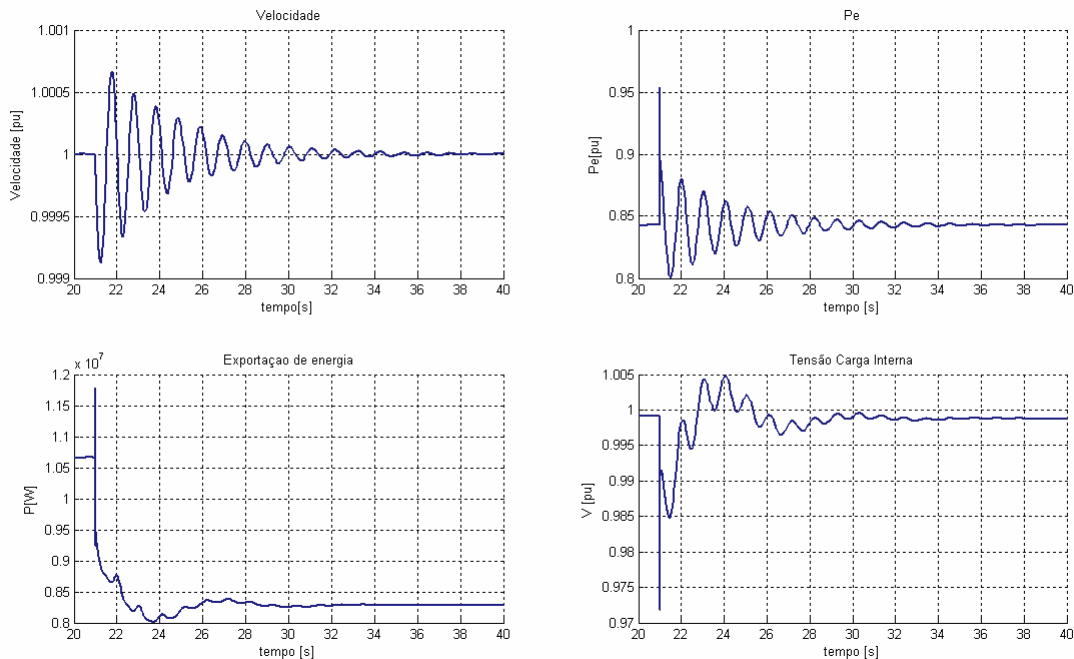


Figura 44 – Resultados de um aumento de carga na usina (2 MW).

Buscando-se uma análise mais criteriosa sobre as oscilações impostas ao sistema durante uma rejeição de carga, e sua interferência na linha de conexão com a concessionária local, pode-se observar consideráveis sinais de distúrbios nas ocasiões de rejeição ou aumento de carga, sendo estas internas ou externas a usina.

Conforme será apresentado na Figura 45, o sistema acaba absorvendo as variações de potências causadas na máquina

síncrona da indústria local na ocasião de uma variação no equilíbrio da potência ativa deste estudo de caso.

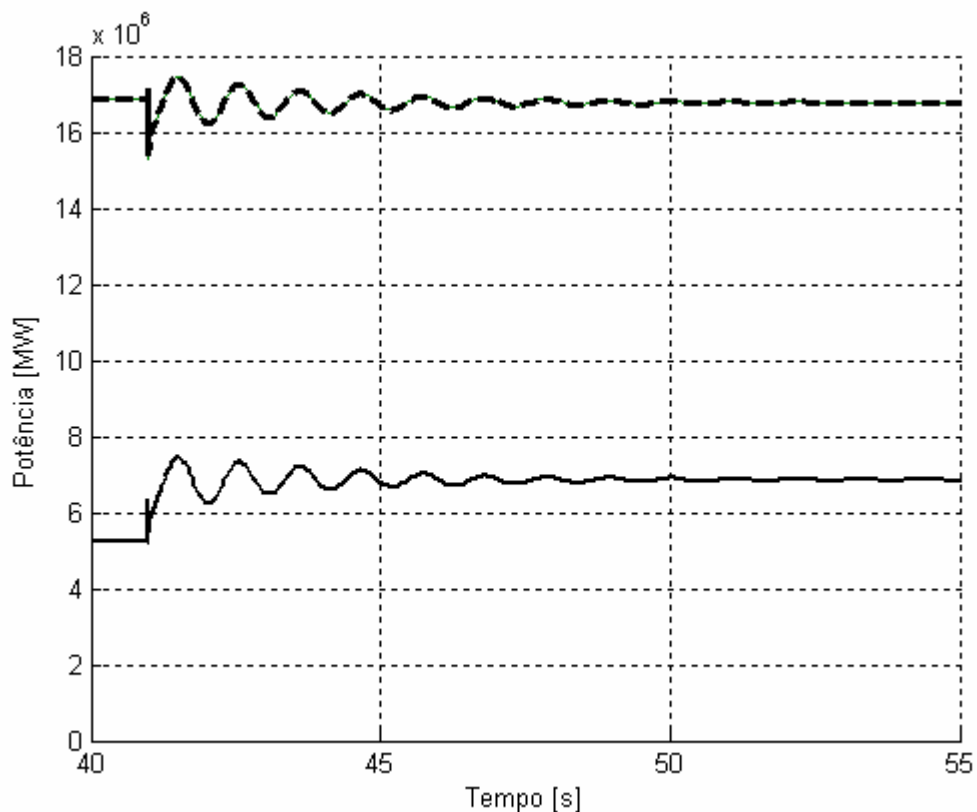


Figura 45 - Relação entre as oscilações da potência elétrica referente a máquina síncrona (linha contínua) e a potência exportada à concessionária local (linha pontilhada).

Embora tais oscilações venham a ser amortecidas após alguns segundos da perturbação, elas inferem sobre a credibilidade da qualidade de energia sendo co-gerada pela usina. Aliado a isto, grandes rejeições ou aumentos de carga podem causar impactos na estabilidade do sistema devido à ausência ou incremento na rede da concessionária de maneira inesperada.

Devido a este inconveniente em se exportar ao sistema qualquer variação na carga, será proposta posteriormente uma metodologia de controle baseada no controle do valor da

energia a ser exportada e não apenas na correção manual do valor de geração da máquina síncrona pelo operador da casa de força.

Sendo projetada para o melhor resultado na conversão de energia térmica do vapor em energia elétrica, operações do turbo em condições de carga parcial não atingem níveis máximos de eficiência. A Figura 45 descreveu a resposta da máquina próxima a condição de 7 MW. Todavia, a perda de eficiência nesta condição não se restringe ao valor inerente à máquina, mas se estende a todo o processo. Primeiramente, apresenta-se a variação de temperatura na condição de variação de potência gerada de 13MW para 7MW.

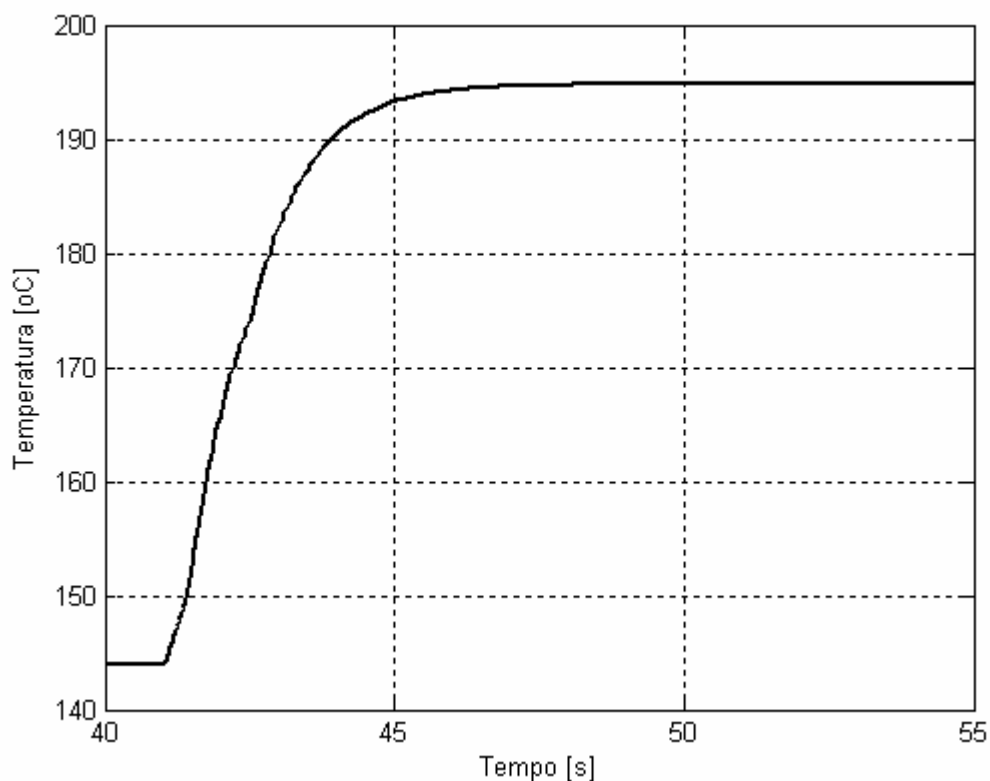


Figura 46 - Variação da temperatura de vapor de escape durante a rejeição de 13MW para 7 MW na máquina síncrona.

Com a redução na potência mecânica exigida resultante da diminuição da geração de energia elétrica, a turbina passa a extrair menor energia do salto entálpico inerente àquela condição de vapor. O resultado imediato é um aumento de temperatura no vapor de escape da turbina que se dirige ao processo industrial da usina. Todavia, para se manter a qualidade na produção de açúcar e álcool são impostas limitações na temperatura para o processo (processo não admite vapor em temperaturas muito altas). Desta maneira, faz-se necessário a redução da temperatura do vapor através de um desuperaquecedor, tal procedimento borrija uma determinada quantidade de condensado no vapor buscando uma redução na temperatura, descartando assim energia.

Outra consequência de uma brusca redução de carga por motivos internos a usina, será uma abrupta mudança de tensão nas proximidades do sistema. Ainda considerando-se uma rejeição de 6 MW dentro do perímetro elétrico da usina, pode-se notar consideráveis variações sobre os níveis de tensão da cidade próxima.

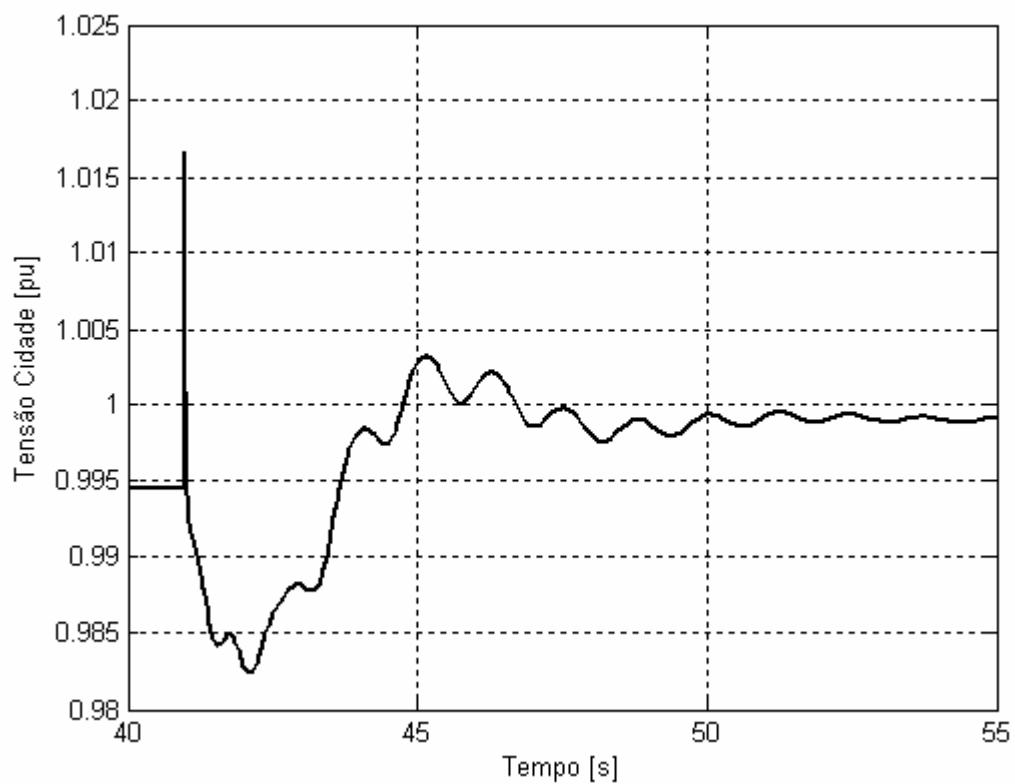


Figura 47 - Variação de tensão na cidade com rejeição de 6 MW dentro do parque industrial da usina.

5. CONCLUSÕES GERAIS BASEADAS EM RESULTADOS DE OPERAÇÃO

ASSISTIDA

Referenciando o estudo de caso, as oscilações da potência elétrica exportada poderiam causar grandes perdas financeiras ao cliente. Na ocasião, a concessionária local determinava o consumo anual da usina baseado no valor médio de máxima demanda de energia em um determinado período, tal metodologia se fundamentava na necessidade de se manter esta reserva estratégica sempre que o cliente pudesse vir a utilizar. Sendo assim, buscando minimizar a possibilidade de erro humano na operação, situação na qual um aumento da importação de energia não fosse corrigido internamente pela geração da usina devido a falha do elemento humano, optou-se por uma tentativa de controle de potência exportada.

Com a finalidade de se evitar tais inconvenientes e também para casos onde existam limites de exportação a serem respeitados (ora por limitação da linha de conexão, ora desejando-se honrar contratos de paralelismo) alterou-se a metodologia de controle da máquina para um controle em cascata baseado em um valor de referência para a potência de exportação, e não mais em um valor fixo de potência como referência a ser gerada pela máquina síncrona. Desta maneira, busca-se uma constância na potência de exportação, porém com as variações de cargas sendo absorvidas pelo gerador local, obviamente respeitando seus limites operacionais.

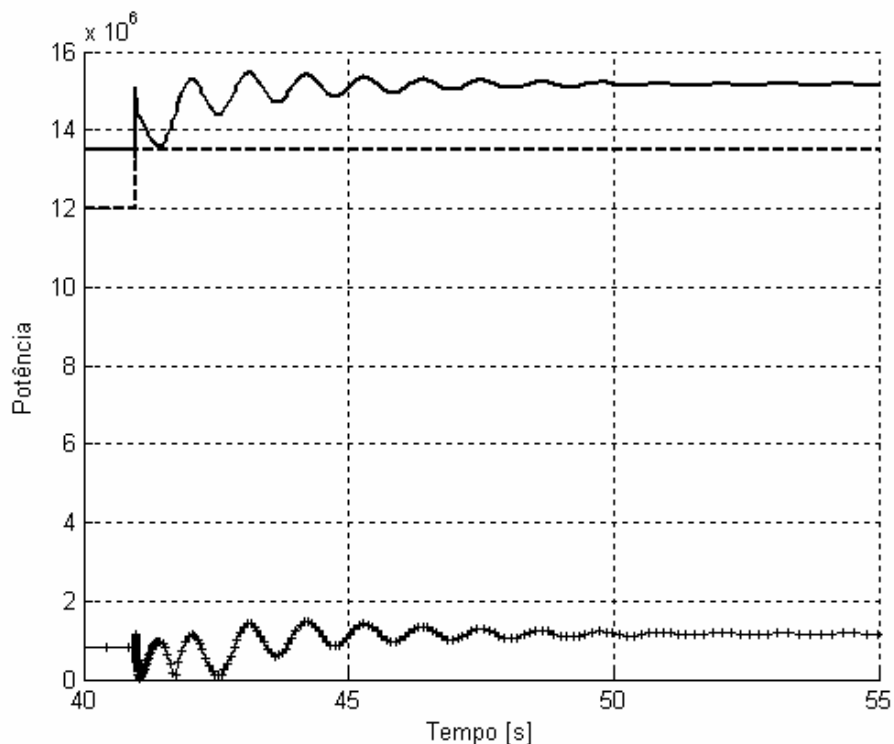


Figura 48 - Resultado do controle de potência exportada (-+-) em situação de aumento de 1.5 MW da carga interna da usina (linha tracejada). Evidencia-se o aumento da geração (linha contínua) para evitar importação de energia.

A implementação de tal conceito poderia evitar inconvenientes operacionais como encontrado em referências práticas coletadas no sistema real. Durante momentos de operação assistida no período entre as safras, o cliente optou por operar com duas turbinas em carga parcial independentemente que apenas uma seria capaz de sustentar toda a carga necessária. Embora alertado do maior consumo de vapor exigido pela máquina mais antiga (constatou-se na oportunidade um consumo total de 11kg de vapor/kW de energia gerado, a Figura 28 descreve a turbina desta dissertação com consumo médio de 7,3 kg de vapor/kW de energia gerado), a preferência se daria para evitar picos de importação na eventualidade de uma parada de emergência por um dos conjuntos.

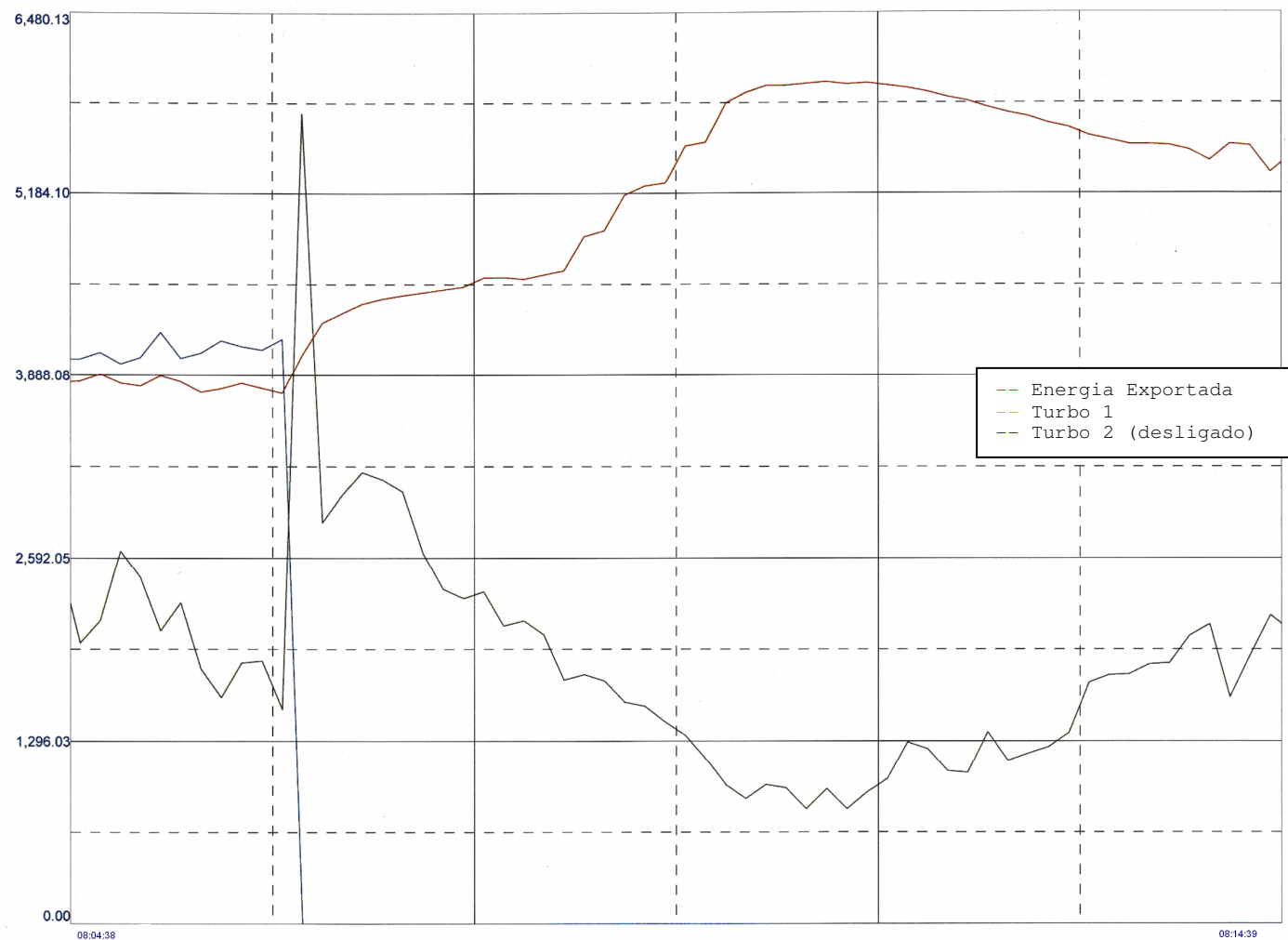


Figura 49 - Resultado de pico na importação de energia durante desligamento de um dos turbos.

Tal proposição foi evidenciada ao cliente como alternativa para o controle das turbinas durante o período de safra. No entanto, em condições de parada de moagem da usina por questões de limitação da lavoura agrícola (safra da cana é sazonal), tal filosofia de operação não se mostraria apropriada. As grandes variações de carga, principalmente na requisição de potência gerada, causavam grande diminuição na pressão da linha de vapor de admissão. A consequência do aumento demandando maior quantidade de vapor da caldeira, não era devidamente suprida por impossibilidade de se manter a queima de bagaço adequada (período de chuvas faz as fibras reterem maior umidade e pouca necessidade de vapor inviabiliza todas as caldeiras em plena operação), fazendo com que a proteção da turbina atuasse desarmando o conjunto por segurança.

A figura apresentada em questão busca ilustrar as variações de carga encontradas em determinado período. Tais ilustrações servem de uma coerente justificativa para a adição de um controlador secundário baseado no valor real de exportação.

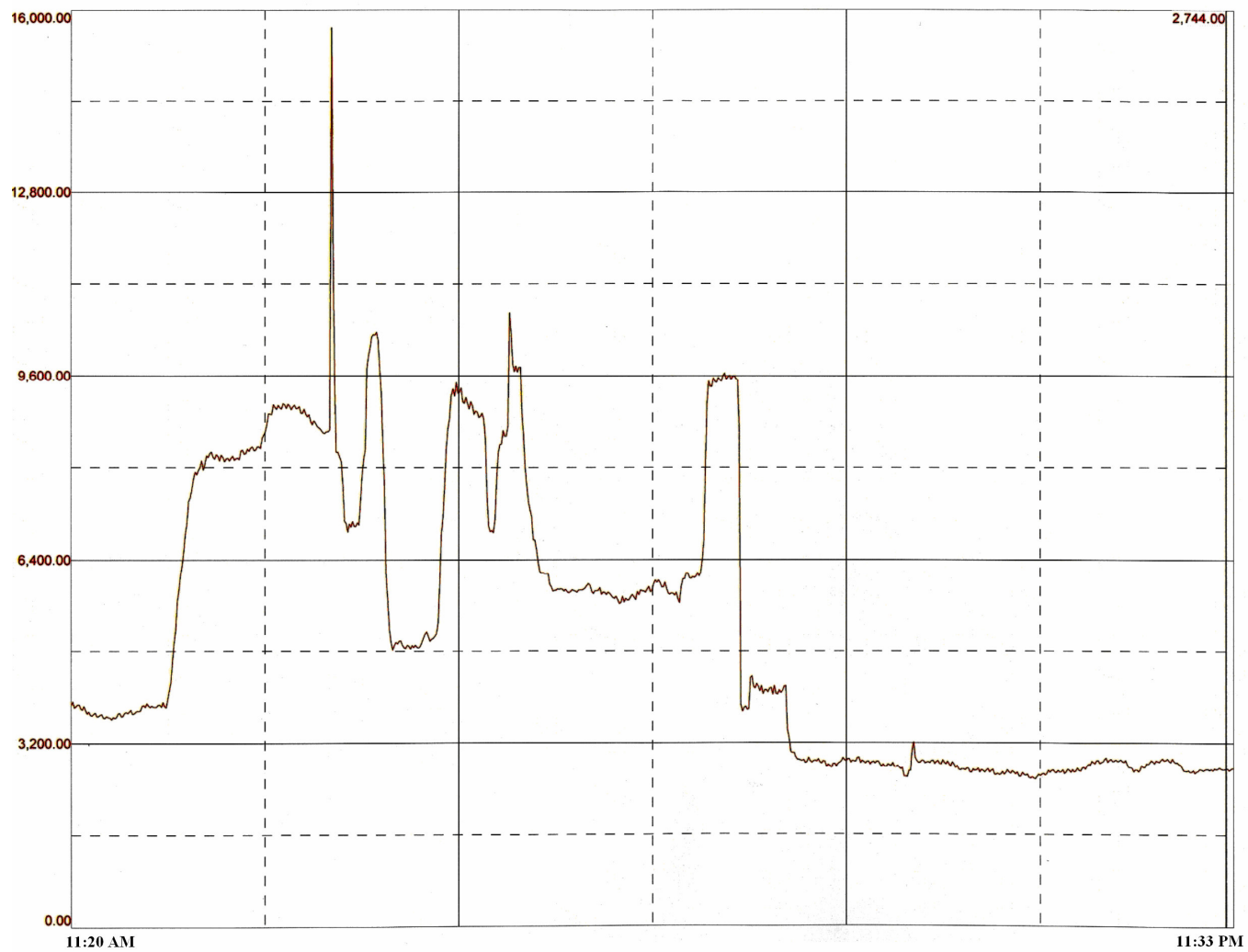


Figura 50 - Oscilações na carga interna total em MW durante um determinado período de operação assistida.

Notou-se também que mesmo em condições de safra, o vapor de admissão era também enviado a turbinas de moendas e preparo de cana. Na ocorrência de grande demanda de vapor, as turbinas da moenda eram desligadas automaticamente impedindo que o bagaço saindo da moenda abastecesse as caldeiras, fazendo assim uma realimentação positiva de controle e eventualmente causando também a interrupção da co-geração de energia por falta do vapor.

Tal abordagem representa um típico cenário da interdisciplinaridade envolvida em centrais de co-geração de energia elétrica. Novos conceitos de produção e extração de caldo estão sendo constantemente evidenciados ao mercado. Cada vez mais, turbinas de maior potência serão demandadas pelo aperfeiçoamento das lavouras e das metodologias de extração resultando em maiores quantidades de bagaço para ser queimado. O novo conceito de usinas de açúcar e álcool, onde a moenda é eletrificada e não mais movida por turbinas a vapor, tornará esta análise mais simples. Todavia máquinas com sistemas de condensação e extração tornarão as malhas de controle mais complexas e requisitarão maiores decisões em fases iniciais de projeto. Maiores turbinas também acarretarão em maiores rotores, evidenciando assim um desenvolvimento no projeto mecânico dos conjuntos.

Devido à considerável interdisciplinaridade e à grande quantidade de coeficiente e fatores de caráter empírico, seria interessante destacar o grau de confiabilidade no uso de cada modelo no âmbito térmico, mecânico e elétrico.

Buscando-se comprovar a viabilidade em se analisar uma turbina com o grau de detalhamento proposto pelo uso das

curvas de potência em função de vazão (Figura 32), e sua comprovação a partir de informações coletadas durante operação assistida, notou-se uma considerável oscilação nas condições de vapor de admissão ocasionando condições diferentes à de projeto, o que conforme explicado descaracterizaria a curva em questão. Todavia, ao testemunhar a condição de admissão conforme o binômio 40,75 bar e 407 oC, atingiu-se a potência nominal do conjunto com apenas 93% de abertura do atuador (tal abertura em condições de projeto com 400oC produziria aproximadamente 18 MW). Desta maneira, no referente ao projeto térmico, tal modelagem se torna interessante para sistemas térmicos com alimentação de biomassa constante nas caldeiras e pequenas oscilações de vazão na linha de alimentação (grandes perturbações na linha de vapor de admissão alterariam as condições de vapor e nova curva de relação vazão e potência deverá ser elaborada, todavia atraso computacional inviabilizaria simulações dinâmicas).

A análise mecânica através do modelo de sólidos de Timoshenko mostrou-se satisfatória no tocante às determinações das frequências críticas, onde as faixas de vibração críticas assemelham-se ao calculado pela atual metodologia da empresa em questão. Vibrações ocasionadas por outros elementos do conjunto (fundação, caixas de mancais, tubulações de lubrificação entre outros) elevam os valores encontrados para níveis superiores aos encontrados do resultado computacional do modelo proposto, afirmando a credibilidade do modelo apenas em caráter qualitativo. Interessante verificar os deslocamentos axiais monitorados pelo sistema de proteção, primeiramente em condições de carga parcial notou-se um maior aquecimento do mancal axial (campo magnético do gerador em

carga total tende a manter o eixo mais estável durante operação evitando que oscilações no eixo axial ocasionem maior aquecimento). Em condições de carga total, notou-se maior deslocamento do eixo sendo empurrado no sentido do fluxo do vapor. Devido ao aumento da vazão, aumentam-se as perdas por fuga de vapor no sentido axial (*"leaving loss"*) aumentando o deslocamento.

Com grande credibilidade, o teste de desempenho executado proporcionou a confirmação das características CCC e CCA da máquina síncrona em laboratório previamente à instalação da máquina na casa de força. Desta maneira foi possível definir criteriosamente as perdas efetivas do gerador em determinadas condições de carga e verificar sua eficiência através de um acionador também elétrico (monitorando-se a potência elétrica do acionador e do acionado). Assim sendo, os valores para coeficientes de rendimento de gerador adotados ao se modelar a eficiência do conjunto encontravam-se dentro dos limites já utilizados para esta faixa de potência.

Finalmente, na tentativa progressiva de se aperfeiçoar e estender as aplicações destes modelos, o desenvolvimento de modelos matemáticos que possam simbolizar equipamentos pertencentes ao processo da indústria bem como variações na condição de vapor de entrada serão parâmetros a serem considerados para fases futuras deste simulador.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] CIGRÉ Working group 37.23, *"Impact of increasing contribution of dispersed generation on the power system,"* CIGRÉ, Relatório Técnico, 1999.

[2] J.J. Sinou, C. Villa, F. Thouverez, *"Experimental and numerical investigations of a flexible rotor on flexible bearing supports"*, International Journal of Rotating Machinery 2005:3, 179-189.

[3] Schmidt, Frank W., *"Introduction to thermal sciences: thermodynamics, fluid dynamics, heat transfer"*, John Wiley & Sons, 1993.

[4] Shlyakhin, P., *"Steam Turbine - Theory and Design"*, Peace Publishers, Moscow.

[5] Bloch, Heinz P., *"A practical guide to steam turbine technology"*, ISBN 0-07-005924-1.

[6] Sen, P C, *"Principles of electric machines and power electronics"*, John Wiley & Sons, 2a edicao, New York, 1997.

[7] IEEE Pub. 115 §4.2 e 4.3 *"Test Procedures for Synchronous Machines"*, 1995.

[8] Kundur, Prabha, *"Power system stability and control"*, EPRI Editors, 1994.

[9] Brucher, I., *“Rotfe - A package for dynamic modelling and simulation of rotating machines in MATLAB and Simulink”*,
Versão 2.0, 1998.