GCOI - Grupo Coordenador para Operação Interligada

SCM - Sub-Comitê de Manutenção

GTMT - Grupo de Trabalho de Manutenção das Usinas Térmicas

RECOMENDAÇÃO TÉCNICA

MANUTENÇÃO VOLTADA PARA A MELHORIA DA EFICIÊNCIA DAS USINAS TERMELÉTRICAS A VAPOR

ABRIL / 1997

ÍNDICE

Paginas

1. Introdução 04

2. Objetivo 06

3. Metodologia para identificação de perdas e ações para a Melhoria da Eficiência 07

3.1 Turbinas 07

3.2 Condensadores 13

3.3 Aquecedores de condensado e água de alimentação 18

3.4 Caldeiras 21

3.5 Bombas de alimentação da Caldeira 46

3.6 Bombas de circulação da Caldeira 51

3.7 Bombas de condensado 54

3.8 Ejetores 56

3.9 Purgadores 60

3.10 Filtros 75

3.11 Traços de vapor 75

3.12 Equipamentos de ar comprimido 76

3.13 Geradores elétricos 80

3.14 Motores elétricos 86

3.15 Parâmetros operacionais 89

4. Estudo de Viabilidade Técnico - Econômico 91

5. Quantificação de resultados 93

6. Conclusão 94

7. Recomendação 95

8. Bibliografia 96

9. Anexos 97

Esta Recomendação Técnica foi elaborada por especialistas das empresas do Setor Elétrico, atendendo solicitação do Grupo de Trabalho de Manutenção de Usinas Termelétricas - GTMT , so Sub-Comitê de Manutenção da Eletrobrás. O grupo formado para a elaboração, contou com a participação dos Engenheiros:

- João Valeriano de Camargos (coordenador)	ELETRONORTE
- Angêlo Márcio Fernandes Pereira	FURNAS
- Augusto Martins Peinado	CPFL
- José Antonio Del Bel	ELETROPAULO
- José L. Jansson Laydner	ELETROSUL
- Paulo da Rocha Jorge	CEMIG
- Sérgio Roberto Maes	ELETROSUL

Para a elaboração foram realizadas 3 reuinões de trabalho, nas seguintes empresas e locais :
1ª reunião - ELETRONORTE em Brasília;
2ª reunião - CEPEL no Rio de Janeiro;
3ª reunião - CPFL em Campinas.

Esta Recomendação Técnica foi revisada por.....??????????????????

1. INTRODUÇÃO

Nos dias atuais, a escassez de recursos e as crescentes exigências quanto à melhoria do meio ambiente demandam ações efetivas e eficazes visando a melhoria dos processos e otimização energética nas usinas termelétricas.

Assim sendo, providências urgentes devem ser buscadas e implementadas, em cada instalação, com o intuito de melhorar o rendimento dos equipamentos e sistemas, eliminar ou reduzir as perdas de energia, aumentar a disponibilidade dos equipamentos, a segurança operacional e reduzir os impactos provocados pela usina ao meio ambiente.

Para atingir esses objetivos, em cada usina termelétrica a vapor, um elenco de fatores devem ser considerados e conjugados e dentre eles podemos citar:

- planejamento e programação adequados da manutenção e operação;

- execução com qualidade dos serviços de manutenção e operação;

- monitoramento e análise constantes dos parâmetros de manutenção e operação;

- introdução de contínuas melhorias nos processos, através de ações que redundem em redução das perdas de energia, melhoria da eficiência e desempenho, o que podem ser obtido pelos tradicionais ou novos métodos e práticas de manutenção e operação.

Um planejamento e programação de manutenção e operação bem elaborados, são pontos importantes de qualquer política de otimização energética da Usina.

A manutenção e operação adequadas garantem não apenas a operação dos equipamentos e sistemas em suas condições de máxima eficiência, mas permitem também, individualmente, uma significativa ampliação de vida útil.

O monitoramento e análise constantes dos parâmetros permitem diagnósticos e avaliações em tempo real das condições dos equipamentos.

Com isso, tradicionais ou novos métodos e práticas de manutenção e operação ou até mesmo novas tecnologias, podem trazer melhorias contínuas nos processos, melhoria da eficiência e desempenho e reduzir as perdas de energia.

Dentro deste enfoque de melhoria, esta Recomendação Técnica se propõe a fornecer alguns subsídios que, se adequadamente implementados, podem contribuir para maximizar a eficiência e o resultado operacional da instalação, atuando sobre dois aspectos:

- em primeiro lugar, reduzindo os custos operacionais, através da redução do consumo específico e redução de outras perdas de energia do sistema;

- em segundo lugar, aumentando a receita operacional, através da produção e disponibilização para comercialização de uma maior quantidade de energia, o que pode ser conseguido com ações voltadas para a melhoria do rendimento, e redução das perdas de energia da instalação.

Cabe ressaltar que, embora manutenção e operação sejam igualmente importantes no processo de geração da termeletricidade, para os propósitos deste trabalho foram enfatizadas as ações de manutenção, pelos seguintes motivos principais:

- por meio de ações de manutenção, podem ser conseguidas economias substanciais atuando na redução de perdas e, implementando ações visando a melhoria da eficiência ao longo do ciclo de vida dos equipamentos, sistemas e da própria usina;

- a proximidade de um ambiente mais competitivo no setor elétrico, com reflexos direto na produção de energia, requer reduções de custos operacionais e aumento de eficiência nas Usinas termelétricas.

Tendo em conta as considerações anteriores e os novos cenários que se delineiam , a presente Recomendação Técnica apresenta, elementos técnicos para projetar as seguintes macro-atividades:

diagnóstico da instalação, que pode ser executado identificando os pontos críticos de perdas de energia, rendimento e eficiência; informações úteis a um diagnóstico são também obtidas através da análise de parâmetros monitorados e mesmo executando testes de avaliação específicos nos equipamentos e sistemas. Diagramas a exemplo do diagrama lógico de consumo específico apresentado no anexo 01, são também de grande utilidade para apontar locais de perda de rendimento;

estudo de viabilidade técnico-econômica, que permite uma análise de rentabilidade, para nortear, a priori a tomada de decisões sobre a execução ou não das ações corretoras ou de melhoria recomendadas no diagnóstico;

ações para melhoria da eficiência, que consiste de uma relação de atividades a serem executadas pela manutenção e operação, para prevenir ou corrigir os defeitos ou falhas;

quantificação dos resultados, que fornece elementos para apurar, através de medições, se as ações preventivas e corretivas implementadas surtiram ou não o efeito desejado ou mesmo se os investimentos executados tiveram a rentabilidade esperada e por último;

planejamento e programação da manutenção, onde são descritas as políticas de manutenção que pode ser postas em prática, com o objetivo de obter a melhor eficiência da usina termelétrica.

Dentro deste pensamento são desenvolvidos os tópicos a seguir apresentados nesta Recomendação Técnica.

2. OBJETIVO

A presente Recomendação Técnica foi elaborada tendo como foco a melhoria da eficiência das Usinas termelétricas a vapor.

Para alcançar os resultados de melhoria almejados, torna-se necessário atuar na instalação, buscando viabilizar as correções e otimizações no processo produtivo. O objetivo desta Recomendação Técnica, é prestar contribuições às equipes de manutenção e operação de usinas termelétricas a vapor para:

- realizar diagnósticos na instalação, visando identificar os pontos críticos de perda de energia e redução de eficiência dos equipamentos e sistemas;
- relacionar os principais testes, avaliações, parâmetros e condições a serem monitoradas, para nortear as açoes preventivas e corretivas de melhoria de eficiência a serem executadas;
- fornecer conceitos para o estudo e análise de viabilidade técnico-econômica referente às ações corretoras e das melhorias a serem implementas;
- apresentar alguns elementos para a quantificação dos resultados durante o diagnóstico e posterior às ações;
- apresentar, para discussão e reflexão, alguns conceitos que podem contribuir para a melhor escolha da filosofia de manutenção a ser adotada na elaboração do programa de manutenção voltado para a melhoria da eficiência das usinas termelétricas a vapor.

3. METODOLOGIA PARA IDENTIFICAR OS PONTOS DE PERDA DE EFICIÊNCIA

3.1. Turbina

3.1.1. Identificação dos Pontos Críticos

A turbina apesar de ser um dos principais equipamentos do ciclo térmico, não apresenta, ao longo da sua vida útil, grandes potenciais de perda de rendimento, se as condições químicas do vapor superaquecido e/ou reaquecido forem bem controladas durante a operação.

Quando uma turbina a vapor perde eficiência, a causa poderá ser:

- falha na selagem interna ou na selagem externa;

- falhas nas palhetas móveis ou nos expansores;

- acumulação de depósitos nas palhetas móveis e expansores.

A perda de eficiência de uma turbina pode ser constatada calculando seu consumo específico de vapor, a partir de dados tais como vazão de vapor admitida, pressão e temperatura de admissão e descarga de vapor, potência desenvolvida, que são obtidos por meio dos diversos instrumentos existentes na turbina. A diminuição da eficiência da turbina pode ainda ser constatada, de maneira mais fácil, pela alteração da distribuição de pressão ao longo dos diversos estágios da turbina. Quando a turbina começa a perder eficiência, as pressões nos estágios intermediários aumentam.

Em instalações que operem com pressão elevada ou onde o tratamento da água de alimentação de caldeira seja deficiente, a principal causa de perda de eficiência da turbina é a deposição, nos expansores e nas palhetas móveis, de substâncias que são carregadas pelo vapor até a turbina.

Estes depósitos diminuem a eficiência da turbina porque reduzem as áreas de escoamento do vapor ao longo dos expansores e das palhetas móveis.

Os depósitos causam não só perda de eficiência, mas também diminuição da potência máxima da turbina. Causam, ainda, um aumento do esforço sobre o mancal de escora, desbalanceamento do conjunto rotativo e corrosão sob tensão das palhetas.

A deposição destas substâncias pode ocorrer ainda nas válvulas de controle de admissão, emperrando-as.

3.1.2. Parâmetros de Monitoramento

O monitoramento contínuo das condições do vapor na entrada da turbina e saída dos diversos estágios, quando for possível, são fundamentais para uma pré avaliação do estado atual dos equipamentos, que poderá indicar a necessidade de um teste de rendimento, independente da periodicidade previamente estabelecida. Variáveis, como as listadas abaixo, devem ser medidas e registradas, no período de operação da turbina:

- temperatura do vapor na entrada e saída da turbina ou nos diversos estágios;

- pressão do vapor na entrada e saída dos diversos estágios;

- fluxo de vapor superaquecido e reaquecido, quando for o caso;

- vácuo no condensador;

- potência de saída do gerador.

A qualidade do vapor deve ser controlada e sempre que ocorrer variações, para valores fora do recomendado, as providências devem ser imediatas, de acordo com o previsto no manual do equipamento. Assim, se o teor

de sílica no tambor, se houver, ou no vapor SH e/ou RH estiver acima do valor recomendado pelo fabricante, a pressão do vapor deve ser reduzida até entrar na faixa de segurança. Os teores de fosfato, o PH da água da caldeira, a condutividade, o grau de superaquecimento, dentre outros, devem estar sempre dentro dos limites recomendados.

As impurezas ou um baixo grau de superaquecimento do vapor poderão danificar as rodas dos primeiros estágios da turbina de alta pressão ou provocar desgaste ou deposição nos dorsos das pás dos últimos estágios. Depósitos ou sedimentos em certos estágios da turbina que reduzem a eficiência entre 1 e 3%, provocam um aumento da pressão no estágio da ordem de 0,25 a 0,75%.

3.1.3. Testes de Avaliação

Os principais objetivos da realização periódica de testes de performance em turbinas são:

- orientar intervenções para manutenção do equipamento sempre que algum desvio for detectado nos testes;

- modificar procedimentos de operação da turbina, principalmente em variações de carga, partidas e paradas da unidade, de acordo com o estado atual do equipamento;

- avaliar as modificações realizadas no ciclo térmico, turbina ou nos procedimentos de operação;

- identificar alterações na performance de partes localizadas da turbina ou ciclo térmico;

- checar a precisão dos instrumentos de medição, permanentemente instalados, comparando-os com os utilizados no teste;

- treinar o pessoal envolvido nos testes.

Problemas internos na turbina, vazamentos de vapor pelos flanges ou pelos sêlos, desgastes de pás fixas ou móveis, incrustações ou deficiências no isolamento térmico da turbina são problemas que podem ser determinados nos testes de performance.

Os testes na turbina devem ser realizados em pelo menos 3 (três) tipos de carga, ou abertura equivalente das válvulas sendo carga mínima, carga máxima e uma intermediária. A carga intermediária deve preferencialmente ser um ponto de abertura de válvula de controle fixo.

Por exemplo, pode-se determinar o instante em que a última válvula de controle ainda permanece totalmente fechada, na iminência de abrir.

Para a realização dos testes é fundamental a aferição dos instrumentos, instalação de instrumentos de precisão, que podem estar instalados permanentemente ou especificamente para os testes. As normas ASME PTC 6S - 1973 e ANSI PTC 6S - 1974, possuem seções específicas sobre os métodos e instrumentos utilizados para os testes. Como os testes são realizados periodicamente para comparação e acompanhamento o importante é que os instrumentos sejam aferidos e apresentem um alto grau de repetibilidade.

Para a avaliação de performance de uma turbina podem ser realizados vários tipos de testes, que incluem desde:

1. Eficiência por Grupo de Estágios
2. Consumo de Vapor (*Steam Rate)*
3. Consumo de Calor (*Heat Rate)*
4. Eficiência Térmica da Turbina
5. Carga Máxima atingida pela turbina

6. Curva Cronológica de Pressão (em pontos definidos) **x** Carga.

1. Eficiência por Grupo de Estágios (*enthalpy-drop efficiency test*) consiste em medir a temperatura e a pressão na entrada e na saída das seções da turbina de alta e média pressão. Com estes valores encontra-se a entalpia nas tabelas de vapor superaquecido, podendo, através de cálculos, encontrar a eficiência do estágio. Apesar de simples, este cálculo requer uma grande precisão das medições, sendo necessário o uso da norma ASME ou ANSI anteriormente citadas.

$$\boxed{nHP = (h1-h2)/(h1-h2s) \times 100} \qquad [\ \%\ ]$$

onde:
nHP = eficiência do estágio de alta pressão.
H1 = entalpia do vapor nas condições t1 e p1 de entrada no estágio de alta pressão [kcal/Kg]
h2 = entalpia às condições de saída t2 e p2 do estágio de alta pressão [kcal/Kg]
h2s = entalpia do vapor na saída do estágio de alta pressão, na condição isoentrópica, s1 e p2 em [kcal/Kg]

2. O cálculo através do Consumo de Vapor (S*team Rate)* representa a quantidade de vapor necessário para a turbina gerar a potência elétrica de 1 kWh na saída do gerador. Ele pode ser determinado pela fórmula:

$$\boxed{W = G1 / Pg} \qquad [\ kg / kWh\ ]$$

onde:
W = S*team Rate.*
G1 = fluxo de vapor na entrada da turbina [kg/h]
Pg = Potência de saída do gerador [kW]

O S*team Rate* pode também ser calculado a partir da queda de calor adiabática na turbina (Had, kcal/kg), eficiência da turbina e a eficiência do gerador, como mostrado abaixo:

$$\boxed{W = 860 / (Had \times \eta t \times ng)} \qquad [\ kg / kWh]$$

onde:
Had = h1-h2 [kcal/kg]
h1 = entalpia do vapor de entrada na temperatura t1 e pressão p1.
h2 = entalpia do vapor a pressão p2 após a expansão adiabática a partir das condições p1 e t1.
ηt = eficiência da turbina.
ηg = eficiência do gerador.

Para uma turbina de condensação sem extrações intermediárias, o consumo de vapor pode ser considerado a performance da turbina.
O S*team Rate* Teórico (wt) de uma turbina é fornecido pelas entalpias do vapor na entrada e saída, h1 e h2.

$$Wt = 860 / (h1 - h2) \qquad [\ kg / kWh\ ]$$

3. O cálculo através
do Consumo de Calor - (*Heat Rate)* - representa a energia térmica necessária para que o gerador produza 1 kWh de energia elétrica.

O *(Heat Rate)* de um ciclo térmico depende não apenas da eficiência da turbina mas das condições do vapor de entrada, do vácuo no condensador, do número de extrações de vapor da turbina, da temperatura final da água de alimentação, do grau de superaquecimento, etc.

O (*Heat Rate)* Hr para uma turbina de regeneração é calculado a partir da fórmula abaixo:

$$\mathbf{HR = (G1 \times h1 - Gw \times hw - g \times hg) / Pg} \qquad \mathbf{[kcal/kwh]}$$

onde:

G1 = Fluxo de vapor na entrada da turbina [kg / h]
h1 = entalpia do vapor na entrada da turbina [kcal / kg]
Gw = fluxo de água de alimentação para a caldeira [kg / h]
hw = entalpia da água de alimentação para a caldeira [kcal / kg]
g = fluxo de vapor na saída da turbina [kg / h]
hg = entalpia do vapor na saída da turbina [kcal / kg]
Pg = potência elétrica na saída do gerador [kWh]

O (*Heat Rate)* Hr para uma turbina regenerativa com ciclo de reaquecimento HR é encontrado pela fórmula:

$$\mathbf{HR=\{ G1xh1+GR \times (hR - hr) - Gw \times hw - g \times hg \}/Pg} \qquad \mathbf{[kcal / kWh]}$$

onde:

GR = fluxo de vapor para o reaquecedor [kg / h]
hR = entalpia do vapor vindo do reaquecedor [kcal / kg]
hr = entalpia do vapor para o reaquecedor [kcal / kg]

4. A Eficiência Térmica do Ciclo - ηt - é usada freqüentemente para expressar a performance do ciclo térmico e é encontrada a partir do consumo de calor específico do ciclo:

$$\mathbf{nt = (860 / HR) \times 100} \qquad \mathbf{[\%]}$$

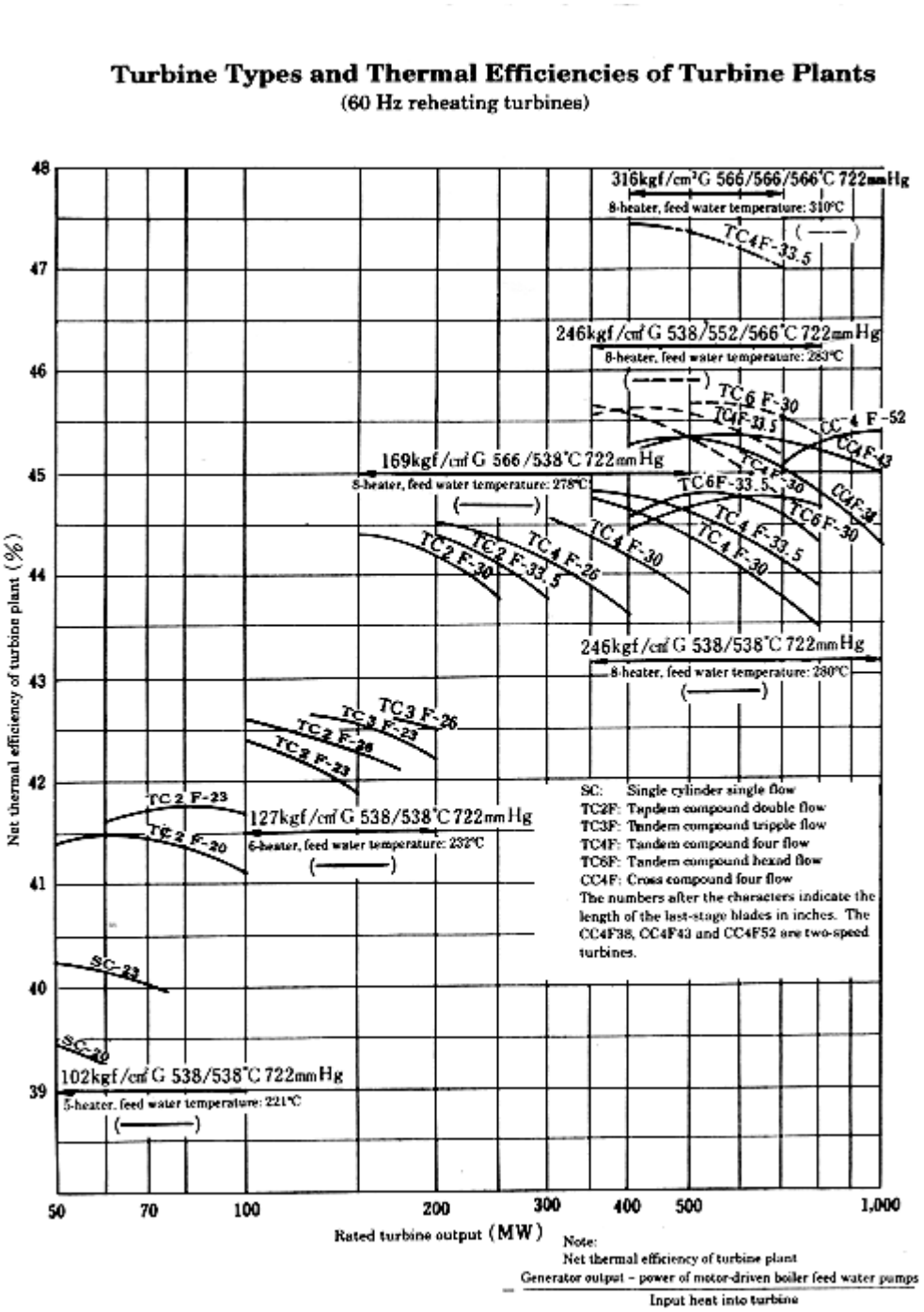
onde:

HR = *Heat Rate*, consumo de calor [kcal / kWh]

5. A Carga Máxima da turbina pode ser avaliada a cada teste de performance e deve seguir a recomendação de cada fabricante do equipamento. A limitação será sempre a abertura total das válvulas da turbina para as condições nominais de vapor.
Esta avaliação pode ser feita com ou sem aumento de pressão do vapor na caldeira, ou mesmo em ambos os casos.

6. A Curva Cronológica de pressão em pontos definidos nos diversos estágios da turbina, onde pode-se medir a pressão, associada a cargas também pré-definidas, pode ser traçada a cada teste e também indicará a evolução da condição operativa ao longo do tempo.

A figura abaixo mostra diversas curvas de rendimento para tipos usuais de turbinas a vapor:



3.1.4. Ações para a Melhoria da Eficiência

Ações Preventivas

Para a operação eficiente da turbina é também importante que medições e testes, sejam realizados sem que necessariamente influam na eficiência térmica. Estes cuidados também poderão indicar a necessidade de intervenção ou evitar danos sérios no equipamento, e por esta razão relacionamos alguns procedimentos que julgamos importantes:

- análises periódicas no óleo de lubrificação e regulação da turbina;

- medições de temperatura do óleo antes e depois dos refrigeradores e em diversos pontos do sistema, como entrada e saída de mancais, tanques de serviço e armazenagem, filtros, entrada dos sistemas de proteção e regulação;

- medições de temperatura nos mancais da turbina e acompanhamento contínuo da evolução destas temperaturas ao longo da vida operativa;

- medições de deslocamentos relativos entre rotor e carcaça nos diversos estágios da turbina;

- medição de excentricidade nos diversos estágios;

- medição de vibração (deslocamento e velocidade) nos diversos mancais da turbina e gerador;

- medição e teste periódico no sistema de regulação e proteção da turbina, abertura e fechamento das válvulas. de bloqueio e controle, teste de sobrevelocidade, funcionamento das bombas de óleo auxiliar e emergência (AC e DC), circuitos de bloqueio e relés eletro-hidráulicos;

- medições e monitoramento das pressões de óleo primário, secundário, terciário, óleo de regulação, bloqueio, lubrificação, etc;

- medição do nível de óleo nos tanques;

- medição e monitoramento das aberturas das válvulas da turbina;

- medições e monitoramento das temperaturas internas dos metais da turbina;

- medições e monitoramento das pressões nos diversos estágios e extrações;

- verificação de funcionamento dos alarmes, instrumentos e proteções;

- verificações de ruídos anormais;

- testes especiais como rejeição de carga, run-back, sobrevelocidade real, potência reversa, etc;

- inspeções locais com atenção para vazamentos de óleo ou vapor e estado geral do isolamento térmico;

- testes e manutenção nos equipamentos auxiliares como bombas de óleo, ejetores, giro-lento (turn-gear), bombas de levantamento do eixo, by-pass, etc;

- estado geral das fundações e tubulações ligadas à turbina;

- limpeza periódica de filtros e telas de óleo.

Ações Corretivas

Em muitos casos, limitações, defeitos, indisponibilidade de equipamentos e/ou deficiências de projeto impedem que sejam alcançadas as condições nominais. Neste caso, somente ações corretivas sobre estas causas possibilitam a operação nas condições nominais.

As ações corretivas tem por objetivo reparar o defeito existente na máquina e trazê-la novamente ao seu estado de operação normal.

A manutenção corretiva deverá ser executada por pessoal especializado seja da própria Usina, quando o problema apresentado não for grave ou pelo fabricante do equipamento, quando a natureza do problema exigir maior atenção em seu reparo.

A manutenção corretiva é normalmente acompanhada de uma parada de emergência que exige uma premente solução, na Usina, mas não deve interferir na qualidade do reparo a ser executado, sob pena de não sanar totalmente o problema ocorrido.

3.1.5. Critérios e Normas para Avaliação

- ASME - PTC 6S / 73 - The American Society of Mechanical Engineers
- ANSI - PTC 6S / 74 - The American National Standard Institute

3.2. Condensadores

3.2.1. Identificação dos Pontos Críticos

Os condensadores apresentam um dos maiores potenciais para redução do rendimento térmico de uma unidade. É o desempenho do condensador que determina o vácuo na exaustão da turbina, que por sua vez tem uma grande influência no rendimento térmico da unidade, já que determina a extensão do aproveitamento de energia da expansão do vapor ao longo da turbina. Tomando-se valores típicos e considerando uma carga fixa, para cada 1% de redução no vácuo, tem-se como resultado um aumento de 0,8% no consumo específico da unidade.

Fixando-se a carga, o vácuo é influenciado pelas seguintes variáveis e condições:

- temperatura da água de circulação;

- vazão da água de circulação;

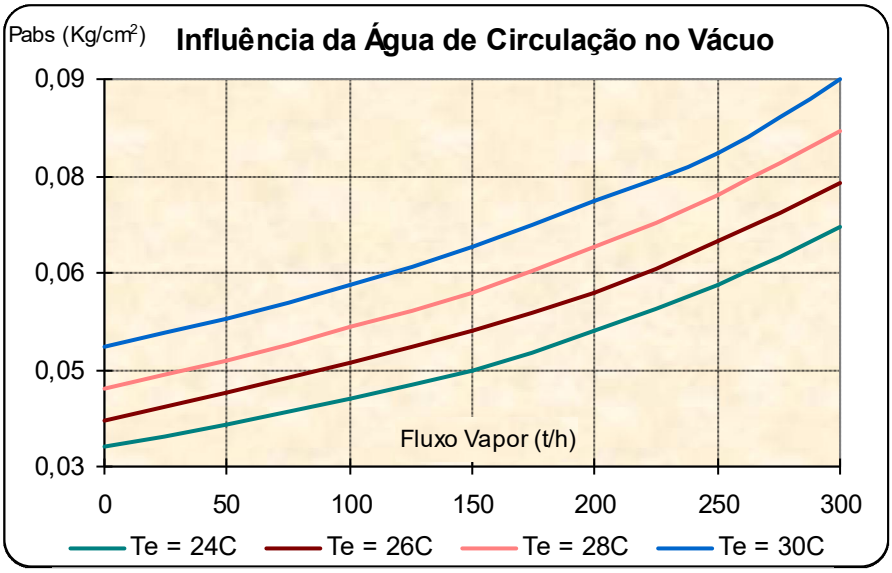
- estado de limpeza do feixe tubular do condensador (“fouling factor” ou fator de limpeza); e

- área de troca térmica (número de tubos tamponados).

Além disso, para que o condensador tenha um bom desempenho é essencial que os gases inconfessáveis tanto no lado vapor como no lado água de circulação sejam removidos.

A temperatura da água de circulação é uma variável externa, sobre a qual não se tem *gerenciamento*. Quanto maior for o seu valor *na entrada do condensador*, menor é o vácuo. Fica óbvio que o rendimento fica prejudicado no verão, quando a temperatura da água de circulação é maior. Tomando-se valores típicos, para um aumento de 1 º C na temperatura da água de circulação, tem-se uma redução de 0,375% no vácuo que provoca um aumento de 0,3% no consumo específico de calor.

O gráfico abaixo apresenta uma curva exemplo de variação da pressão absoluta no condensador em virtude da sazonalidade da temperatura da água de circulação na entrada do condensador considerando a unidade em operação com determinado fluxo de vapor para o condensador..



Quanto menor for a vazão de água de circulação menor é a capacidade de troca térmica do condensador e, consequentemente, menor é o vácuo. A vazão de água de circulação é influenciada pelo número de bombas de circulação em operação, pela perda de carga no circuito de água de circulação e pelo nível da tomada d'água, no caso de circuitos abertos. A perda de carga no circuito de água de circulação pode aumentar, por exemplo, pela obstrução parcial ou total de tubos, causada por materiais em suspensão (galhos, folhas, etc) arrastados até a câmara d'água de entrada. Tipicamente, uma redução de 10% na vazão de água de circulação resulta em um aumento de 0,4% no consumo específico de combustível.

O tamponamento de tubos provoca a redução da área de troca térmica e cria restrições ao fluxo de água de circulação, reduzindo a sua vazão, o que provoca redução no vácuo. Tipicamente, o tamponamento de 1% dos tubos resulta num aumento do consumo específico de combustível de 0,02%.

Quanto menor for o coeficiente global de troca térmica no feixe tubular do condensador, menor é o vácuo. A formação de depósitos e incrustrações no interior dos tubos reduz este coeficiente de troca térmica. Neste momento é conveniente a definição do fator de limpeza (tradução livre do termo "fouling factor"), um número adimensional que representa a relação entre o valor atual e o valor teórico (tubos novos sem incrustações) do coeficiente global de troca térmica no condensador, para uma dada condição de vazão e temperatura de água de circulação. Os condensadores são projetados para operar com um fator de limpeza igual a 0,85. A redução do fator de limpeza afeta progressivamente o vácuo. A tabela abaixo apresenta valores típicos da influência de desvios no valor do fator de limpeza sobre o consumo específico de combustível.

Fator de Limpeza	**0,85**	**0,60**	**0,50**	**0,30**	**0,20**
Aumento do consumo específico (%)	**0,0**	**0,9**	**1,6**	**7,0**	**20,0**

A exemplo dos valores apresentados para desvios no fator de limpeza, as relações típicas apresentadas entre desvios no vácuo, temperatura e vazão de água de circulação e o consumo específico de calor, não são lineares, sendo os valores apresentados referentes a desvios de pequena magnitude e próximos às condições de projeto.

À medida que o vapor vai sendo condensado, a concentração de gases inconfessáveis no vapor vai aumentando. Estes gases inconfessáveis são removidos do condensador pelo sistema de extração de ar, normalmente ejetores. Caso não fossem removidos, a acumulação de gases inconfessáveis formaria uma camada em torno dos tubos que dificultaria a troca térmica, piorando o vácuo. No aspecto de remoção de gases inconfessáveis, deve ser dada atenção tanto no sistema de extração como nas fontes de gases inconfessáveis quais sejam:

- infiltrações de ar em sistemas que operam sob vácuo e estão ligados ao condensador;
- gases liberados das desaerações e drenos e admitidos para o condensador;
- gases liberados da água de reposição;
- vazamentos de água de circulação para o circuito de condensado.

A acumulação de ar e/ou gases incondessáveis no circuito de água de circulação tende a formar bolhas na parte superior do condensador, restringindo a passagem da água e reduzindo a área efetiva de troca de calor, o que, como foi visto anteriormente, tem reflexos negativos sobre o vácuo.

3.2.2. Parâmetros de Monitoramento

Conforme visto anteriormente, o desempenho do condensador e o seu reflexo sobre o vácuo e o rendimento térmico da unidade é influenciado por diversos fatores. Alguns destes fatores não são gerenciáveis - como a temperatura da água de circulação - ou resultam de necessidade de operação e manutenção, como o número de bombas de circulação em serviço e o número de tubos tamponados. Neste tópico serão abordados apenas os fatores que devem ser monitorados/medidos, que são o fator de limpeza do condensador, restrições na vazão de água de circulação por obstrução parcial dos espelhos e o assoreamento/nível do canal de adução, para circuito aberto ou incrustações externas aos tubos do trocador em torres úmidas ou secas.

Fator de Limpeza

O fator de limpeza retrata a condição de limpeza do feixe tubular, não sofrendo influências significativas da vazão e da temperatura da água de circulação e da carga térmica rejeitada no condensador (carga da unidade). A realização de testes para determinar o fator de limpeza permitem a monitoração do mesmo.

Pressão da Água de Circulação

A obstrução parcial dos espelhos pode ser monitorada pela pressão na descarga das bombas de circulação ou na câmara d'água de entrada do condensador, referenciada a uma condição operacional fixa, ou seja, a um mesmo número de bombas de circulação em operação. Somente a experiência operacional permite definir valores desta pressão, *em comparação aos valores normais de trabalho com o espelho do condensador limpo*, que indiquem a obstrução. Além disso, o ganho de temperatura da água de circulação, também referenciada a uma condição operacional fixa (sendo que neste caso além do número de bombas em operação também deve ser considerada a carga térmica rejeitada no condensador), permite identificar a redução na vazão de água de circulação.

Condições do Canal de Adução

Através da batimetria (medição das seções do canal de adução) é possível monitorar o assoreamento do canal, indicando a necessidade de dragagem total ou parcial do mesmo. O assoreamento provoca um aumento da velocidade da água e o conseqüente arraste de detritos que irão obstruir as telas, o espelho ou provocar incrustações nos tubos. Além disto, o assoreamento diminui a profundidade do canal, podendo se tornar uma espécie de barragem, quando o nível da fonte de água for muito baixo.

Para sistemas fechados, uma inspeção visual nos elementos de enchimento podem indicar a necessidade de limpeza química, para retirada de incrustações ou a própria substituição dos mesmos.

3.2.3. Testes de Avaliação

Neste item são apresentados os procedimentos para a realização de testes no condensador com o objetivo de determinar o seu fator de limpeza.

Pontos de Medição

Para determinar o fator de limpeza, é necessário medir:

- a pressão absoluta no condensador;

- temperaturas da água de circulação na entrada e na saída do condensador;

- carga ativa da unidade;

- carga térmica fornecida pela caldeira ao ciclo térmico, ou seja, o saldo das trocas de energia entre a caldeira e o ciclo térmico, determinada a partir de medições de vazão, temperatura e pressão da água de alimentação, vapor superaquecido e, se for o caso, vapor reaquecido quente e frio, além das atemperações, quando for necessário.

Procedimentos de Cálculos

- Determinar a carga térmica fornecida pela caldeira - **Qc [kcal/kg]**

$$\mathbf{Qc = MSH \times HSH - MAA \times HAA + MRHQ \times HRHQ - MRHF \times HRH}$$

Onde:

M - vazão [kg/h]
H - entalpia [kcal/kg]
SH - vapor superaquecido
AA - água de alimentação
RHq - vapor reaquecido quente
RHf - vapor reaquecido frio

Obs.: A fórmula acima é um exemplo típico. Dependendo da configuração da unidade podem haver pequenas variações.

- Determinar a carga térmica rejeitada no condensador - **Qr [kcal/h]**

$$\mathbf{Qr = Qc - Pg \times 860 / \eta a}$$

Onde:

Pg = carga ativa [kw]
a = rendimento alternador, caso não seja conhecido assumir
$\eta a = 0,98$

- Determinar a vazão de água de circulação - W [m^3/h]

$$\mathbf{W = Qr / [(Te - Ts) \times 1000\ kg/m^3 \times 1\ kcal/kg.^oC]}$$

Onde:

Te = temperatura água de circulação na entrada do condensador (ºC)

Ts = temperatura água de circulação na saída do condensador (ºC)

- Determinar a velocidade da água de circulação no interior dos tubos - V [m^2]

$$\mathbf{V = W / (Ap \times 3600\ (s/h)}$$

Onde:

Ap - área de passagem em cada passo [m^2]

- Determinar o coeficiente global de troca térmica teórico - Ut [$kcal/kg.^oC.m^2$]

$$\mathbf{Ut = 2030 + 1070 \times (V - 1) - 100 \times (V - 1)^2}$$

Nota: a fórmula acima é uma aproximação de uma curva válida para tubos com diâmetro entre 7/8 e 1 polegada

- Determinar o fator de correção para a temperatura da água de circulação - Ct

Para Te > 25ºC:

Ct = 1 + (Te - 21,2) x 0,008

Para Te > 25 ºC:

Ct = 1,029 + (Te - 25) x 0,0054

- Determinar o fator de correção para as características dimensionais e do material dos tubos [Cm]

- Determinar o coeficiente global de troca térmica teórico corrigido - Uc [kcal/kg.ºC.m^2] **Uc = Ut x Cm x Ct**

- Determinar a temperatura de saturação correspondente a pressão absoluta no condensador - Tsat [ºC]

Tsat → f (Pabs)

Onde:

Pabs = pressão absoluta no condensador

- Determinar a diferença de temperatura média logarítmica no condensador - LMTD [ºC]

LMTD = (Ts - Te) / ln [(Tsat - Te) / (Tsat - Ts)]

- Determinar o coeficiente global de troca térmica real no condensador - Ur [kcal/kg.ºC.m^2]

Ur = Qr / (As * LMTD)

Onde:

As = área superficial de troca térmica do condensador (m^2)

- Determinar o fator de limpeza - FL

FL = Ur / Uc

Leituras

A seleção dos instrumentos a serem utilizados para as leituras deve levar em conta o grau de precisão dos instrumentos, a propagação de erros no resultado final e a dificuldade de instalação de instrumentos especiais (não permanentes). Deve ser ressaltado que as medições com maior influência no resultado final são a pressão absoluta no condensador (ou o vácuo) e as temperaturas da água de circulação na entrada e na saída do condensador. Para estas leituras, caso os instrumentos permanentemente instalados não apresentem um bom grau de precisão é necessário a instalação de instrumentos de teste.

Para uma maior confiabilidade nos testes, recomenda-se a realização de três leituras em cada ponto, em intervalos de 10 minutos, resultando numa duração de 20 minutos.

Condições Operacionais

O fator de limpeza não é afetado significativamente pela carga, entretanto é recomendável a realização de testes em pelo menos duas cargas, uma delas próxima à nominal.

Os testes devem ser realizados com a carga estabilizada, ou seja, as leituras não devem ser feitas durante ou logo após variações de carga. Preferencialmente, a carga deve permanecer inalterada pelo menos 30 minutos antes do início do teste. O teste não deve ser feito durante uma sopragem de fuligem *nem a unidade deverá estar fornecendo vapor auxiliar a outras unidades*.

Frequência dos Testes

Para o acompanhamento do fator de limpeza do condensador é razoável a realização de testes mensais.

3.2.4. Ações para Melhoria da Eficiência

As ações para melhoria da eficiência da unidade, associadas aos condensadores, consistem, basicamente das ações para manutenção e restabelecimento da condição de limpeza do condensador e da vazão de água de circulação.

Ações Preventivas

- Operação continuada do sistema de auto-limpeza (taprogge ou similar), quando existente. O ideal é a operação ininterrupta do sistema, desde que a quantidade de detritos em suspensão o permita. *O sistema de autolimpeza tem a função de manter o fator de limpeza do condensador, entretanto, caso depósitos mais resistentes já estejam formados é interessante a realização de limpeza mecânica ou química no condensador.*
- Estabelecimento de um programa periódico de limpeza mecânica (utilizando escovas e/ou água pressurizada) do lado interno dos tubos do condensador, independentemente do valor do fator de limpeza.

- Inspeção e manutenção periódica no sistema de contenção de detritos sólidos, grades fixas, telas fixas, telas rotativas e sistema de limpeza de telas.

- Inspeção periódica no espelho da câmara de entrada do condensador de forma a verificar a quantidade de detritos existentes limitando a vazão de água de circulação. A evolução da quantidade de sujeira no espelho demonstra a eficiência das telas e grades de contenção de detritos existentes na tomada d'água.

- Colocação de barreira flutuante na entrada do canal de adução.

- Manutenção das condições gerais do canal de adução como dragagem periódica, manutenção e limpeza das margens e retirada de vegetação flutuante e fixa no leito do canal.

- Estabelecimento de procedimentos adequados de enchimento do circuito d' água de circulação contemplando a completa desaeração do mesmo.

- Estabelecimento de uma rotina de verificação do bom funcionamento do sistema de escorva do condensador (lado água de circulação), quando existente.

- Estabelecimento de uma rotina de verificação do bom funcionamento do sistema de extração de ar do condensador (lado vapor).

Ações Corretivas

- Limpeza do condensador, através de meios mecânicos ou químicos, quando o fator de limpeza cair a valores que justifiquem a interrupção operativa da unidade.

- Limpeza (desobstrução) dos espelhos quando a pressão da água de circulação na entrada do condensador atingir valores pré-estabelecidos, baseados na experiência operacional.

- Implantação de um sistema de auto-limpeza do condensador.

- Retubagem parcial ou total do condensador, quando o número de tubos tamponados atingir o limite estipulado pelo fabricante.

- Quando existirem indícios de que a queda e deterioração do vácuo deve-se à infiltração de ar e gases incondensáveis citada anteriormente e posterior eliminação da infiltração através de manutenções e ações corretivas.

- Em unidades com estação de polimento de condensado, podem haver infiltrações de ar durante a desativação da estação.

- Limpeza das redes e câmaras de entrada de água de circulação durante as revisões gerais.

Um controle das condições do condensado na saída do condensador (pH, condutividade, etc) é fundamental para verificação da estanqueidade do condensador, não sendo porém causa direta de baixo rendimento do mesmo.

3.2.5. Critérios e Normas para Avaliação

A norma *ASME PTC 12.2, The American Society of Mechanical Engineers* - aborda testes a serem realizados nos condensadores. Entretanto, consideramos aceitáveis algumas alterações e simplificações que permitam a realização sistemática destes testes, sem que seja necessário uma mobilização considerável de recursos humanos e instrumentação de testes.

3.3. Aquecedores de Condensado e Água de Alimentação

3.3.1. Identificação dos Pontos Críticos

O aquecimento de condensado e de água de alimentação utilizando vapor de extrações da turbina, termodinamicamente denominado de ciclo regenerativo, *mesmo reduzindo a quantidade de vapor da turbina gerando menos energia*, proporciona o aumento do rendimento térmico. No processo de condensação do vapor das extrações o calor latente de condensação é aproveitado, no ciclo térmico. De outro modo, seria rejeitado no condensador.
Normalmente existem vários aquecedores, dispostos em série, ao longo do circuito de condensado e de água de alimentação. Os sintomas de desempenho inadequado de um aquecedor estão relacionados às deficiências no aquecimento do condensado (ou água de alimentação) na sua passagem pelo aquecedor, ou resfriamento inadequado dos seus drenos.

Deficiências no Aquecimento

A deficiência no aquecimento de um aquecedor é sempre compensada, em termos de aumento da temperatura do condensado (ou de água de alimentação) pelo aquecedor subsequente, exceto no caso óbvio do último aquecedor de água de alimentação. Esta compensação se dá as custas de transferência da vazão correspondente da extração associada ao aquecedor em questão, para a extração associada ao aquecedor subsequente, *o qual trabalha com vapor com maior pressão e temperatura (maior entalpia)* resultando em perda de rendimento. Assim sendo esta vazão deixa de realizar trabalho útil na expansão entre os dois pontos de extração.

Tomando-se valores típico e considerando a carga fixa, para cada 1ºC de queda na temperatura do condensado (ou água de alimentação), na sáida de um aquecedor, há um aumento de 0,03% no consumo específico de combustível.

Drenos

De modo similar, deficiências no resfriamento de drenos, provocam uma transferência de vazão de vapor correspondente da extração associada ao aquecedor anterior para o aquecedor em questão, resultando em perda de rendimento. Tomando-se valores típicos e considerando-se a carga fixa, para cada 10ºC de aumento da temperatura dos drenos de um aquecedor, há um aumento de 0,015% no consumo específico de combustível.

Normalmente, os drenos dos aquecedores de água de alimentação ou condensado possuem dois caminhos para direcionamento, um na linha de condensado, normalmente antes do próprio aquecedor, e outra para o condensador ou tanque de alimentação no caso dos aquecedores de alta pressão. A transferência dos drenos dos aquecedores de baixa pressão deve-se preferencialmente ser realizada para o circuito de condensado de forma a aproveitar o calor dos drenos e não rejeitá-lo no condensado.

A deterioração do desempenho de um aquecedor, basicamente, pode ser causada por:

- incrustações nos tubos que provoquem redução da capacidade de troca térmica;

- tamponamento de tubos (furados), reduzindo a área efetiva de troca térmica;

- desaerações do casco obstruídas, fechadas ou indevidamente estranguladas, impedindo ou restringindo a remoção de gases incondensáveis (lado vapor). Observa-se que a acumulação destes gases, se permitida, forma uma camada em torno dos tubos que dificulta a troca térmica.

3.3.2. Parâmetros de Monitoramento

O monitoramento do desempenho de um aquecedor consiste, basicamente, do acompanhamento da diferença de temperatura terminal e do “aproach”. A diferença de temperatura terminal é a diferença entre a temperatura de saturação correspondente à pressão da extração de vapor e a temperatura do condensado (ou água de alimentação) na saída do aquecedor. O “aproach” é a diferença entre a temperatura dos drenos na saída do aquecedor (ou seu resfriador de drenos, caso seja separado) e a temperatura do condensado (ou água de alimentação) na entrada do mesmo.

Os valores de projeto destas duas diferenças de temperatura normalmente são fornecidos pelo fabricante nos balanços térmicos da unidade. Estes valores sofrem alterações com a carga, sendo necessário, portanto, referenciá-los à carga.

3.3.3. Testes de Avaliação

Neste ítem são apresentados os procedimentos para a realização de testes nos aquecedores de condensado e de água de alimentação, com o objetivo de determinar a sua diferença de temperatura terminal e o "aproach".

Pontos de Medição

É necessário medir:

- temperatura do condensado (ou água de alimentação) na entrada e na saída do aquecedor - no caso de aquecedor com resfriador de drenos separado, a "temperatura de entrada" é tomada na entrada do resfriador de drenos;

- temperatura dos drenos na saída do aquecedor ou do seu resfriador de drenos, caso seja separado;

- pressão do vapor da extração na entrada do aquecedor;

- vazão de condensado e de água de alimentação.

Procedimentos de Cálculos

Para cada aquecedor:

- determinar a temperatura de saturação **(TSAT)** correspondente à pressão de vapor da extração **(Pe),** nas tabelas de vapor, a partir desta pressão;

TSAT $\rightarrow$ f (Pe)

- determinar a diferença de temperatura terminal **(DTT)** e o "aproach";

DTT = TSAT - Ts

APROACH = Td - Te

onde:

Ts = temperatura do condensado (ou água de alimentação) na saída do aquecedor
Td = temperatura dos drenos
Te = temperatura do condensado (ou água de alimentação) na entrada do aquecedor.

Leituras

Para estes testes podem ser utilizados os instrumentos permanentemente instalados, se existentes. Para maior confiabilidade nas leituras, deve ser considerada uma rotina de aferição destes instrumentos.

Para uma maior confiabilidade nos testes, recomenda-se a realização de três leituras em cada ponto, em intervalos de 10 minutos, resultando numa duração de 20 minutos.

Condições Operacionais

Uma vez que a diferença de temperatura terminal e o "aproach" são afetados pela carga, os testes devem ser realizados em duas ou três cargas pré-estabelecidas, que devem ser repetidas nos testes subsequentes. Por cargas, no caso, entenda-se a vazão de condensado (ou água de alimentação).

Os testes devem ser realizados com a carga estabilizada, ou seja, as leituras não devem ser feitas durante ou logo após variações de carga. Preferencialmente, a carga deve permanecer inalterada pelo menos 30 minutos antes do início do teste. O teste não deve ser feito durante uma sopragem de fuligem.

Frequência dos Testes

Para o acompanhamento da diferença de temperatura terminal e do "aproach" dos aquecedores de condensado e de água de alimentação é razoável a realização de testes semestrais.

3.3.4. Ações para Melhoria da Eficiência

Ações Preventivas

- Verificação da correta operação das desaerações dos aquecedores

Ações Corretivas

- Retubagem quando o número de tubos tamponados atingir o limite estipulado pelo fabricante.

Se necessário, ações sobre o sistema de desaeração e controle de nível.

3.3.5. Critérios e Normas para Avaliação

A norma *ASME PTC 12.1- The American Society of Mechanical Engineers* - aborda os testes a serem realizados nos aquecedores de condensado e de água de alimentação. Entretanto, consideramos aceitáveis algumas alterações e simplificações que permitam a realização sistemática destes testes, sem que seja necessário uma mobilização considerável de recursos humanos e instrumentação de teste.

3.3. Aquecedores de Condensado e Água de Alimentação

3.3.1. Identificação dos Pontos Críticos

O aquecimento de condensado e de água de alimentação utilizando vapor de extrações da turbina, termodinamicamente denominado de ciclo regenerativo, proporciona o aumento do rendimento térmico. No processo de condensação do vapor das extrações o calor latente de condensação é aproveitado, no ciclo térmico. De outro modo, seria rejeitado no condensador.

Normalmente existem vários aquecedores, dispostos em série, ao longo do circuito de condensado e de água de alimentação. Os sintomas de desempenho inadequado de um aquecedor estão relacionados às deficiências no aquecimento do condensado (ou água de alimentação) na sua passagem pelo aquecedor, ou resfriamento inadequado dos seus drenos.

Deficiências no Aquecimento

A deficiência no aquecimento de um aquecedor é sempre compensada, em termos de aumento da temperatura do condensado (ou de água de alimentação) pelo aquecedor subsequente, exceto no caso óbvio do último aquecedor de água de alimentação. Esta compensação se dá as custas de transferência da vazão correspondente da extração associada ao aquecedor em questão, para a extração associada ao aquecedor subsequente, o que resulta em perda de rendimento. Assim sendo esta vazão deixa de realizar trabalho útil na expansão entre os dois pontos de extração.

Tomando-se valores típico e considerando a carga fixa, para cada 1ºC de queda na temperatura do condensado (ou água de alimentação), na sáida de um aquecedor, há um aumento de 0,03 % no consumo específico de combustível.

Drenos

De modo similar, deficiências no resfriamento de drenos, provocam uma transferência de vazão de vapor correspondente da extração associada ao aquecedor anterior para o aquecedor em questão, resultando em perda de rendimento. Tomando-se valores típicos e considerando-se a carga fixa, para cada 10ºC de aumento da temperatura dos drenos de um aquecedor, há um aumento de 0,015% no consumo específico de combustível.

A deterioração do desempenho de um aquecedor, basicamente, pode ser causada por:

- incrustações nos tubos que provoquem redução da capacidade de troca térmica;

- tamponamento de tubos (furados), reduzindo a área efetiva de troca térmica;

- desaerações do casco obstruídas, fechadas ou indevidamente estranguladas, impedindo ou restringindo a remoção de gases incondensáveis (lado vapor). Observa-se que a acumulação destes gases, se permitida, forma uma camada em torno dos tubos que dificulta a troca térmica.

3.3.2. Parâmetros de Monitoramento

O monitoramento do desempenho de um aquecedor consiste, basicamente, do acompanhamento da diferença de temperatura terminal e do "aproach". A diferença de temperatura terminal é a diferença entre a temperatura de saturação correspondente à pressão da extração de vapor e a temperatura do condensado (ou água de

alimentação) na saída do aquecedor. O "aproach" é a diferença entre a temperatura dos drenos na saída do aquecedor (ou seu resfriador de drenos, caso seja separado) e a temperatura do condensado (ou água de alimentação) na entrada do mesmo.

Os valores de projeto destas duas diferenças de temperatura normalmente são fornecidos pelo fabricante nos balanços térmicos da unidade. Estes valores sofrem alterações com a carga, sendo necessário, portanto, referenciá-los à carga.

3.3.3. Testes de Avaliação

Neste ítem são apresentados os procedimento para a realização de testes nos aquecedores de condensado e de água de alimentação, com o objetivo de determinar a sua diferença de temperatura terminal e o "aproach".

Pontos de Medição

É necessário medir:

- temperatura do condensado (ou água de alimentação) na entrada e na saída do aquecedor - no caso de aquecedor com resfriador de drenos separado, a "temperatura de entrada" é tomada na entrada do resfriador de drenos;

- temperatura dos drenos na saída do aquecedor ou do seu resfriador de drenos, caso seja separado;

- pressão do vapor da extração na entrada do aquecedor;

- vazão de condensado e de água de alimentação.

Procedimentos de Cálculos

Para cada aquecedor:

- determinar a temperatura de saturação **(TSAT)** correspondente à pressão de vapor da extração **(Pe),** nas tabelas de vapor, a partir desta pressão;

TSAT $\rightarrow$ f (Pe)

- determinar a diferença de temperatura terminal **(DTT)** e o "aproach";

DTT = TSAT - Ts

APROACH = Td - Te

onde:

Ts = temperatura do condensado (ou água de alimentação) na saída do aquecedor
Td = temperatura dos drenos
Te = temperatura do condensado (ou água de alimentação) na entrada do aquecedor.

Leituras

Para estes testes podem ser utilizados os instrumentos permanentemente instalados, se existentes. Para maior confiabilidade nas leituras, deve ser considerada uma rotina de aferição destes instrumentos.

Para uma maior confiabilidade nos testes, recomenda-se a realização de três leituras em cada ponto, em intervalos de 10 minutos, resultando numa duração de 20 minutos.

Condições Operacionais

Uma vez que a diferença de temperatura terminal e o "aproach" são afetados pela carga, os testes devem ser realizados em duas ou três cargas pré-estabelecidas, que devem ser repetidas nos testes subsequentes. Por cargas, no caso, entenda-se a vazão de condensado (ou água de alimentação).

Os testes devem ser realizados com a carga estabilizada, ou seja, as leituras não devem ser feitas durante ou logo após variações de carga. Preferencialmente, a carga deve permanecer inalteradaa pelo menos 30 minutos antes do início do teste. O teste não deve ser feito durante uma sopragem de fuligem.

Frequência dos Testes

Para o acompanhamento da diferença de temperatura terminal e do "aproach" dos aquecedores de condensado e de água de alimentação é razoável a realização de testes semestrais.

3.3.4. Ações para Melhoria da Eficiência

Ações Preventivas

- Verificação da correta operação das desaerações dos aquecedores.
- Verificação do projeto do trocador de calor. *Literaturas elaboradas em centros de pesquisa nos EUA recomendam a substituição do tipo de material dos tubos. O novo material deve possuir o teor de cromo superior a 1% e que o material que resiste ao inúmeros mecanismos de falhas atuantes (erosão/corrosão acelerada por fluxo de vapor úmido) no interior dos aquecedores é o ASTM A 213 Grau T22 (2,25 % Cr e 1 % Mo). A vida útil destes tubos está estimada em 15 a 20 anos. Segundo cálculos de eficiência de aquecedores, a perda de eficiência devido a troca do tipo de material, de latão por aço de baixa liga por exemplo, é de aproximadamente 2 %. Esta perda é desprezível se admitirmos que os trocadores de calor que são constituídos de tubos de latão almirantado (ASTM B 111 liga 687) são frequentemente plugados e que acima de 10 % de tamponamento dos tubos a perda de eficiência é superior a 2 %.*

Ações Corretivas

- Retubagem quando o número de tubos tamponados atingir o limite estipulado pelo fabricante. Se necessário, ações sobre o sistema de desaeração e controle de nível.

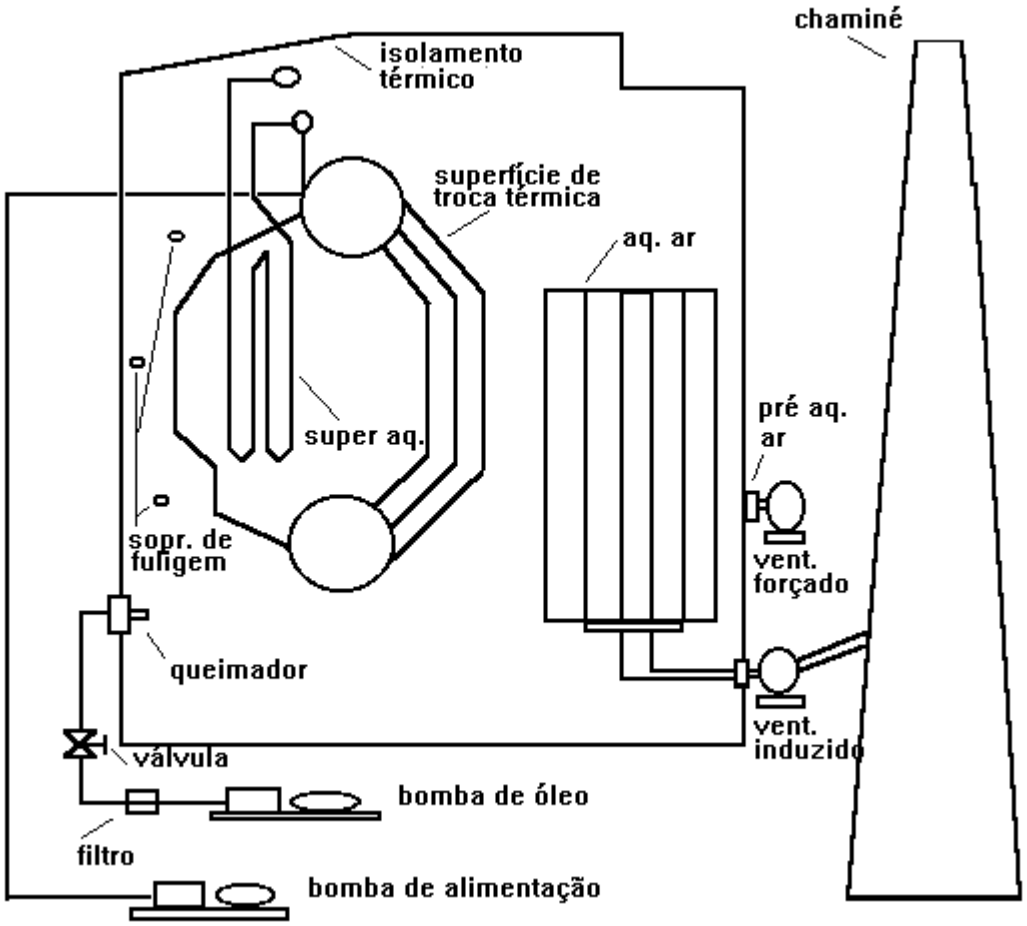
3.3.5. Critérios e Normas para Avaliação

A norma *ASME PTC 12.1- The American Society of Mechanical Engineers* - aborda os testes a serem realizados nos aquecedores de condensado e de água de alimentação. Entretanto, consideramos aceitáveis algumas alterações e simplificações que permitam a realização sistemática destes testes, sem que seja necessário uma mobilização considerável de recursos humanos e instrumentação de teste.

3.3.6. Análise das Causas de Falhas nos Aquecedores

Uma técnica de investigação de falhas é a do MASP – Método de Análise e Soluções de Problemas que utiliza o diagrama causa /efeito considerando as práticas de operação e de manutenção e revisão do projeto como base das principais fonte de defeitos e falhas nos aquecedores.

3.4. Caldeira



3.4.1. Identificação dos Pontos Críticos

Na identificação dos pontos críticos de perda de eficiência e rendimento das caldeiras, devemos investigar os seguintes equipamentos:

- bombas de óleo combustível;
- moinhos de carvão;
- válvulas;
- filtros;
- queimadores;
- pré-aquecedor de ar;
- aquecedor de ar;
- superfícies de troca térmicas;
- isolamento térmico;
- ventiladores.

3.4.2. Parâmetros de Monitoramento

Pressão, temperatura, vazão e grau de limpeza, dentre outros, são parâmetros que devem ser frequentemente monitorados para cada tipo de equipamento, conforme a seguir:

Bombas de óleo combustível

As bombas de óleo combustível devem manter as pressões e as vazões conforme especificado em projeto. Os aquecimentos dos mancais devem ser monitorados afim de que não ultrapasse temperaturas que comprometam seu bom desempenho. Os vazamentos nas gaxetas devem ser o mínimo possível, pois podem afetar tambem seu desempenho.

Os testes de eficiência das bombas devem ser feitos periodicamente, verificando se a curva característica da bomba está em conformidade com a de projeto.

Aquecedores de óleo combustível à vapor

Os aquecedores à vapor devem garantir a temperatura ideal para queima do óleo combustível, economizando-se o máximo de vapor possível.

Aquecedores de ar primário para aquecimento, secagem, arraste e pulverização de carvão

Os aquecedores de ar primário devem fornecer vazão de ar suficiente para secagem e arraste do carvão moído nos moinhos de forma a possibilitar uma combustão ideal.

Os tubos dos aquecedores de ar primário devem possibilitar uma boa troca térmica entre o ar primário e os gases de combustão. Para tanto é fundamental uma boa vedação entre estas partes. Normalmente se aceita uma percentual máximo de 15% de tubos tamponados nestes trocadores.

É importante lembrar que o ar primário também colabora em 20% do ar de combustão.

Válvulas

As válvulas de alívio, de recirculação, de controle, e de retorno de óleo combustível devem operar satisfatoriamente para garantir a eficiência do sistema de queima.

Filtros

Os filtros devem sofrer limpezas periódicas, a fim de garantir a limpeza do óleo combustível, sem interferir no rendimento da bomba. Deve-se observar as pressões de óleo antes e depois dos filtros com o objetivo de determinar a periodicidade de limpeza .

As malhas dos filtros devem ser dimensionadas para que haja uma limpeza eficaz do óleo , garantindo uma boa atomização nos maçaricos.

Queimadores

O queimador é o equipamento responsável pela combustão do óleo e/ou do carvão. A variável essencial, da qual depende o rendimento da instalação é o excesso de ar, cujo valor ideal situa-se, na prática, entre 10 e 30%.

Este valor só pode ser mantido se o queimador permanecer em perfeito estado de funcionamento, isto é, se for submetido a uma manutenção regular e cuidadosa.

A limpeza, regulagem e troca periódica de algumas peças são necessárias para evitar obstruções no queimador. As limpezas e a manutenção do diâmetro do bico atomizador são essenciais para seu bom funcionamento. O desgaste provocado pela abrasão do carvão pulverizado altera o fluxo de carvão através dos queimadores e exige manutenção periódica.

Pré-aquecedor de ar

Os pré-aquecedores à vapor devem promover o aquecimento do ar para combustão dentro de temperaturas adequadas. Caso esta temperatura não esteja dentro dos padrões estabelecidos, deve-se primeiramente avaliar se os purgadores do vapor saturado estão operando satisfatoriamente pois nestes casos podem ocorrer variações bruscas na temperatura; posteriormente, avalia-se a limpeza e o estado dos tubos e aletas do pré-aquecedor.

Aquecedor de ar

Os aquecedores de ar devem promover o aquecimento final do ar para a combustão, mantendo-o dentro de valores especificados.

Caso não atinja esta temperatura, deve-se verificar o estado de limpeza do aquecedor e as condições dos tubos(em unidades equipadas com sopradores de fuligem, a limpeza deve ser periódica) . Dependendo da quantidade de tubos danificados, deve-se executar a troca total dos tubos, ou o tamponamento, desde que não comprometa os padrões operacionais. (máximo de tubos tamponados 10%.)

No caso de aquecedores de ar regenerativos, tipo Ljungstrom, além de se verificar o estado de limpeza e as condições das cestas, deve-se dar atenção especial a perda de ar para a corrente de gás, devido as folgas inevitáveis entre as partes móveis e fixas do equipamento. Essa perda ocorre de 3 modos: (1) através dos selos radiais, (2) através dos selos axiais e (3) pela própria rotação do aquecedor, no entranhamento nas passagens do rotor. Em instalações com elevada pressão de ar através do aquecedor, essa perda pode ser de 15% ou mais da vazão de ar insuflado para a combustão. Os selos devem ser ajustados anualmente para manter um nível de perda aceitável.

Superfície de troca térmica

A função da caldeira é transformar a energia contida no combustível em energia utilizável; essa energia é transmitida ao fluido de transferência (vapor, água, etc.) e transportada até os pontos de utilização. A qualidade das trocas térmicas influi sensivelmente no rendimento global da instalação.

Esta qualidade depende da limpeza das superfícies que estão em contato, por um lado com os gases de combustão e por outro com o fluido a aquecer.

Existe uma proporcionalidade entre a elevação da temperatura dos gases de escape e a dificuldade das trocas térmicas nas superfícies por acúmulo de fuligem, incrustração, lama, etc., pela presença de um filme de ar e finalmente pela má circulação dos fluidos.

lado de água e vapor : A presença de incrustrações no lado de água e vapor estabelece uma barreira térmica a jusante da superfície metálica aquecida pelos gases e traz, além disso, uma possibilidade de degradação das superfície de troca pondo em risco a vida útil da caldeira.

lado de gases : A presença de fuligem, forma uma barreira térmica do lado de gases quentes e tem influência desfavorável na troca térmica e portanto sobre o rendimento.

Isolamento térmico

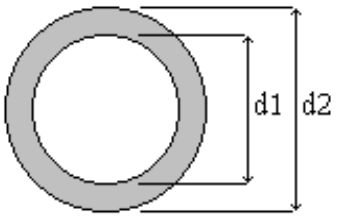
Para manter o rendimento em níveis ideais, é necessário também limitar as perdas de calor para o ambiente externo, que são causas de desperdício; portanto deve-se eliminar estas perdas rapidamente.

Os cuidados com o isolamento térmico não devem ser restritos apenas para os tubos da caldeira, mas também a todas as válvulas, tubulações, flanges, etc.

Deve-se substituir todo o isolamento térmico degradado; para isto, deve-se determinar a espessura ideal de isolamento, isto é, aquela que concilia as exigências de eficiência térmica com a rentabilidade financeira.

É comum encontrar-se nas instalações grandes comprimentos de tubos de pequeno diâmetro sem isolamento térmico. Mesmo nestes casos o desperdício de energia é considerável. Valores exatos destas perdas podem ser obtidos através da fórmula:

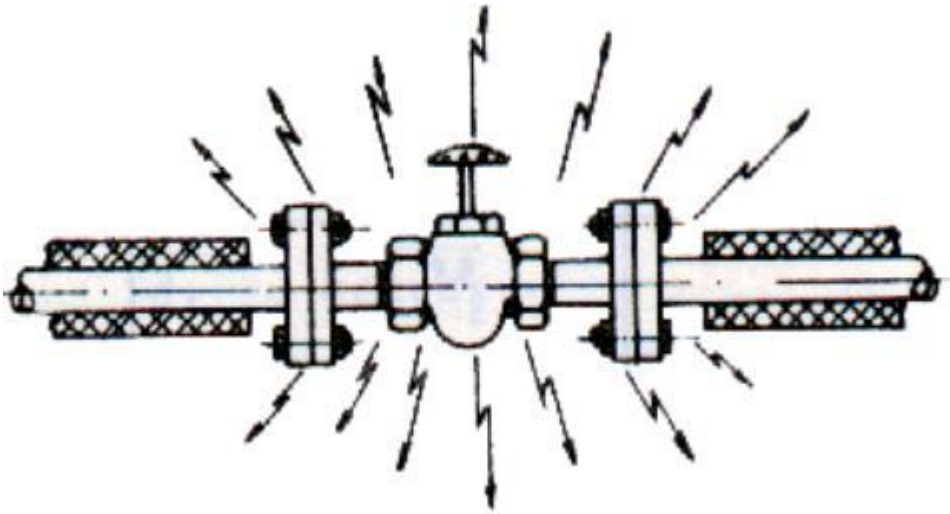
$$Q = \frac{\pi(Tv - Tma)}{\frac{1}{2Kt}\ln\frac{d2}{d1} + \frac{1}{hcm \cdot d2}}$$



onde:
Q - Perda térmica para o meio ambiente em Kcal/ h.m;
d2 - Diâmetro externo da tubulação em metros;
d1 - Diâmetro interno da tubulação em metros;
Tv - temperatura do vapor em °C;
Tma - Temperatura do meio ambiente em °C;
Kt - Coeficiente de condutividade térmica do material do tubo em Kcal.m/h.m^2.°C;
hcm - Coeficiente de transferência de calor combinando os efeitos de radiação e convecção entre a superfície do tubo e o meio ambiente em Kcal/h.m^2.°C;

A tabela abaixo fornece valores para os coeficientes de calor combinando os efeitos de radiação e convecção entre a superfície da tubulação e o meio ambiente.

Ar ambiente em repouso	5 a 50 Kcal/h.m^2. °C
Ar ambiente em movimento	25 a 500 Kcal/h.m^2. °C



É comum observar-se também nas instalações o não isolamento térmico de flanges e válvulas. Estudos demonstram que as perdas térmicas decorrentes dos processos de radiação e convecção para o meio ambiente em flanges não isolados correspondem a cerca de 0,6 metros de tubulação de mesma bitola não isolada.
A tabela abaixo mostra a perda de energia pelo não isolamento térmico desses acessórios tomando-se como base ar ambiente a 25°C sem movimentação. Cabe ressaltar que no caso de válvulas, estas perdas são também função dos tipos, configuração, etc, mas para efeito de uma rápida avaliação estes dados podem ser considerados satisfatórios.

D	POR CADA PAR DE FLANGES							POR CADA VÁLVULA						
mm	100°C	150°C	200°C	250°C	300°C	350°C	400°C	100°C	150°C	200°C	250°C	300°C	350°C	400°C
47,5	105	219	320	486	650	825	1000	160	415	675	1230	1800	2400	3500
59	120	235	355	530	690	955	1200	175	445	715	1550	1960	2750	4000
75	160	305	475	705	925	1150	1450	240	570	950	1710	2400	3350	4500
89	180	345	530	785	1120	1360	1700	265	600	1050	1960	2820	3900	5000
108	213	420	630	900	1200	1600	2000	320	800	1250	2200	3200	4350	6000
121	245	480	700	1000	1340	1950	2400	350	900	1400	2520	3600	4800	7500
140	310	570	835	1170	1580	2320	2850	480	1240	1750	3150	5100	5600	8900
150	360	660	970	1360	1600	2600	3250	520	1350	2025	3700	5550	7200	10100
191	390	755	1110	1600	2120	3250	3800	575	1470	2250	4100	6000	8200	10900
216	420	830	1260	1910	2620	3875	4500	610	1500	2400	5050	7200	9800	13400
241	450	960	1470	2200	3000	4200	5100	690	1640	2700	5820	8700	11750	15600
267	480	1050	1600	2450	3300	4550	5600	765	1830	2920	6400	9700	13400	17500
292	520	1130	1720	2650	3650	4900	6060	825	2020	3250	6930	10500	14300	19000
318	600	1240	1870	2940	4050	5300	6750	900	2090	3500	7300	11500	15700	21500
343	670	1370	1900	3110	4420	5720	7250	975	2300	3800	7650	12500	17000	23000
368	750	1430	2050	3320	4650	5980	7900	1040	2500	4100	8100	13400	18700	25500
374	820	1500	2200	3550	4950	6700	8600	1120	2670	4300	8700	14500	20500	32000

Ventiladores

Os ventiladores devem fornecer vazão de ar suficiente para manter a combustão, sem excesso desnecessário e fazer as tiragens dos gases.

Os ventiladores devem manter a pressão e o fluxo de ar e gases adequados. As vibrações e as temperaturas nos mancais devem ficar em níveis aceitáveis. Os sistemas de controles (pneumático e mecânico) através de dampers devem ser ajustados a fim de não ocorrerem perdas e descontroles.Já ocorreram casos em que as buchas do sistema dos dampers encontravam-se com folgas excessivas, provocando problemas operacionais graves.

O nível de óleo lubrificante, deve ser observado constantemente a fim de garantir a não entrada de água de refrigeração nos mancais.

Após algum tempo de operação , deve-se inspecionar as pás dos ventiladores , pois as mesmas podem apresentam acúmulo de incrustações,as quais deverão sofrer limpeza

3.4.3. Teste e Avaliação

De acordo com as características construtivas da caldeira, ela tem um rendimento máximo, garantido pelo fabricante e que deve-se procurar obter na operação.

É muito importante que a temperatura do vapor seja mantida no valor de projeto, pois temperaturas baixas resultarão na perda de eficiência e temperaturas altas poderão provocar danos consideráveis devido ao sobreaquecimento.

BALANÇO TÉRMICO DAS CALDEIRAS

O calor (energia) produzido em uma instalação de caldeiras é originário da transformação da energia química do combustível. A energia introduzida na instalação, com a massa (ou volume) de trabalho do combustível, é chamada de energia disponível **Qd [kJ/kg]** de combustível sólido ou líquido ou **[kJ/m^3]** de combustível gasoso), e a quantidade de energia absorvida pelo fluido de trabalho (podendo ser utilizada para a geração de energia elétrica) é chamada energia útil **Q1 [kJ/kg] ou [kJ/m3].** A diferença entre a energia disponível e a energia útil é devida à perdas de energia, inevitá.veis, nos vários elementos da instalação. A perfeição térmica,,destes elementos é dada por:

$$\sum Q1 = \sum Qd - Q1 \qquad (1)$$

onde :

$\sum Qi$ = perdas de energia.

Qd = energia disponível
Q1 = energia útil

Para facilitar a comparação entre várias instalações, apresenta-se as perdas de energia de modo relativo, e não de modo absoluto como na fórmula acima. Assim, obtém-se o conceito de eficiência bruta da caldeira **ηb** (fracâo da energia contida no combustível transferida para o fluido de trabalho na caldeira):

$$\eta b = \frac{Q1}{Qd} \qquad (2)$$

$$\eta b = \frac{(Qd - \sum Qi)}{Qd} = 1 - \frac{\sum Q1}{Qd} = 1 - \sum qi \qquad (3)$$

A eficiência é sempre inferior a 1. Quanto menores forem as perdas térmicas, maior será a eficiência. A eficiência bruta varia de **0,88-0,94** nas caldeiras de alta capacidade, e de **0,6-0,7** nas de pequena capacidade. Ela varia com a carga, sendo que o máximo se situa normalmente à capacidade nominal.

Assim, no desenvolvimento de uma nova instalação de caldeiras ou durante sua operação, é essencial minimizar as perdas de energia, sempre que possível**.** Este problema poderá ser minimizado satisfatóriamente se forem conhecidas as fontes e as causas das perdas de energia**.**

A Utilização eficiente do combustível na caldeiras é determinada por três fatores principais :

(l) Combustão completa do combustível na fornalha da caldeira;
(2) Arrefecimento profundo dos produtos da combustão durante a passagem através das superfícies de absorção de calor;
(3) Minimizaçâo das perdas de calor para o meio ambiente.

ENERGIA DISPONÍVEL

A energia disponível do combustível queimado é determinada pela fórmula geral :

Qd = PCI = Qcomb + Qaex + Qv - Qcd **[kJ/kg]** **(4)**

onde :

PCI = poder calorífico inferior da massa de trabalho combustível [kJ/kg]
Qcomb = calor sensível combustível antes da combustão [kJ/kg]
Qaex = quantidade de calor absrovido pelo ar de combustão durante o preaquecimento fora da caldeira [kJ/kg]
Qv = calor introduzido com o vapor utilizado nos queimadores de óleo. [kJ/kg]
Qcd = energia dissociação dos carbonatos presentes na massa mineral dos combustíveis. (termo aplicáveis a xistos). [kJ/kg]

O calor sensível do combustível introduzido, depende únicamente da sua temperatura :

Qcomb = CP comb Tcomb **[kJ/kg]** **(5)**

onde :

CPcomb = calor específico do combustível [kJ/kg]ºC
Tcomb = temperatura do combustível [ºC].

A temperatura média de utilização dos combustíveis sólidos situa-se na faixa de **15 a 35ºC**, mas nos países frios pode ser abaixo de zero no período do inverno. Na combustão do óleo combustível, o calor sensível deve ser sempre levado em consideração, uma vez que para a atomizaçâo o óleo é preaquecido no queimador acima de **lOO-l3O [ºC].**

Para os combustíveis sólidos a 20 [ºC] :

$$\mathbf{CPcomb = 0{,}042 \cdot W + CPseco\ (1 - 0{,}01\ W)} \qquad \mathbf{[kJ/kg]} \qquad \mathbf{(6)}$$

Tab. l - Calor específico dos combustíveis sólidos secos a 20 [ºC]

Combustível	**CPseco [kJ/kg.ºC]**
Xisto	1,05
Turfa frezada	1.30
Linhito	1,09
Carvão	0,96
Antracito	0,92

Para o óleo combustível, na faixa de 90-130 º C :

$$\mathbf{CPcomb = 1{,}74 + 0{,}0025\ Tcomb} \qquad \mathbf{[kJ/kg.ºC]} \quad \mathbf{(7)}$$

O balanço térmico deve ser independente das condições atmosféricas. Assim, a entalpia introduzido com ar atmosférico utilizado na combustão, não é levada em consideração **(ver equação 21).** A quantidade de calor introduzido no ar de combustão por um preaquecimento externo à caldeira é dada por:

$$\mathbf{Qaex = (L\beta a\ \alpha\ V^*\ CPa\ (Ta' - Tatm)} \qquad \mathbf{[\ kJ/kg]} \qquad \mathbf{(8)}$$

onde :

ßa = quantidade relativa de ar que passa através do preaquecedor externo
Cpa = calor específico do ar
Ta’ = temperatura do ar preaquecido externamente
Tatm = temperatura do ar frio (atmosférico)

Nota : Na ausência de indicadores especiais, pode-se considerar para a realidade brasileira Tatm = 30 ºC .

Existindo ventiladores de tiragem forçada com umsalto de pressão **Δ P > 0,01 Mpa**, é necessário considerar o calor introduzido no ar pelo ventilador :

Δ Ta' = 1000 Δ P **[ºC]** **(9)**

Utilizando-se vapor para a atomização do óleo combustível, é necessário considerar o calor introduzido com o vapor :

Qv = Dv (Hv - Hs') **[kJ/kg]** **(10)**

onde:

DV = consumo de vapor para a sopragem de fuligem
(Dv = O,7-0,8 kg/kg de combustível)
Para a atomização (kg/kg combustível)
(Dv = 0,05-0,3 kg/kg)
HY = a sua entalpia
Hs' = a entalpia do vapor levado pelos produtos da combustão à temperatura(Tf) [kJ/k vapor]

Na combustão de xistos,uma certa quantidade de energia é gasta para dissociar os carbonatos durante a combustão:

Qcd = 4O,5 k CO2cd **[kJ/kg]** **(11)**

onde:

K = coeficiênte de decomposição dos carbonos, podendo ser:
K = 0,77 para combustão em camada e
K = 1,0 para combustão pulverizada
CO2cd = teor de CO2 presente nos carbonatos [**%**]

Assim, a energia disponível para combustão dos vários tipos de combustíveis pode ser determinada pelas seguintes fórmulas :

- Para antracitos, carvões minerais e hulhas com baixo teor de umidade e de enxofre, carvões vegetais **:**
Qd = PCI

- Para carvões úmidos (w (%) > 0,0016 PCI) e para carvões e óleos com alto teor de enxofre:
Qd = PCI + Qcomb + Qaex

- Para óleo combustível atomizado com vapor :

Qd = PCI + Qcomb + Qaex + Qv

- Para gás natural :

Qd = PCI

- Para combustão de xistos:

Qd = PCI - Qcd

ENERGIA ÚTIL

O calor absorvido pelo fluido de trabalho (água ou vapor) na caldeira por kg (ou m^3) de combustível, pode ser calculado pela seguinte fórmula :

Ql = [Dsh (Hss-Hfw) + Drh (H"rh-H'rh) + Dbw (H'-Hfw)]/B (12)

onde **Dsh** e **Drh** são a vazão de vapor superaquecido no superaquecedor primário e secundário (vapor reaquecído) **(kg/s), DbW** a vazão de purga (blow-off) de água do tambor superior da caldeira, a fim de manter o teor de sais nas condições requeridos pelo circuito de circulação **(kg/s). Dbw** deve ser levado em consideração caso seja maior que **2% de Dsh**. **Hss**, **Hfw e H'**- são respectivamente a entalpia do vapor superaquecido, da água de alimentaqâo e da água à temperatura de saturação na pressão do tambor **(kJ/kg).H'rh e H"rh** são as entalpias do vapor reaquecido, na entrada e saída do superaquecedor secundário (reaqueeedor) **(kJ/kg).**
B é o consumo de combustível **(kg/s ou m3/s).**

Quando a caldeira não possui uma estação desmineralizadora, a água de alimentação possui grande quantidade de sais dissolvidos **(> 100 mg/l),** que não são carregados pelo vapor gerado,acumulando assim no circulo da caldeira. A concentração de sais dissolvidos nas caldeiras aquatubulares não deve exceder **2000 a 3000 mg/l**.

Para reduzir a concentração de sais dissolvidos e remover a bôrra salina formada, é retirada parte da água do circuito da caldeira. Em caldeiras de pequena capacidade, onde não é necessário uma grande qualidade do vapor, esta purga pode ser periódica, efetuada a cada 6 ou 8 horas de operação. Em caldeiras de médio e grande porte, são utilizadas tanto a purga contínua quanto a periódica. A purga contínua é efetuada no tambor superior da caldeira, onde a concentração salina é devido à evaporação é máxima. A purga periódica é efetuada no tambor inferior, onde se acumula uma maior quantidade de lama..

Como é perdida uma considerável quantidade de energia com a água de purga, a quantidade de água retirada deve ser cuidadosamente controlada.

Nas caldeiras com purga contínua normalmente **Dbw < 2%,** o que resulta numa retirada de calor útil menor que **0,5 %.** Nas centrais termelétricas de condensação esta perda se situa na faixa de **0,5-2,0 %,** podendo atingir **3%** nas caldeiras com co-geração.

O calor utilizado na caldeira também pode ser expresso em função do calor absorvido em cada superfície de aquecimento:

Ql = Qf + Qsh + Qrh + Qec [kJ/kg] (l3)

onde :

Qf = calor absorvido pelo fluido de trabalho nas paredes de água (fornalha) [kJ/kg]
Qsh = o calor absorvido nas superfícies convectivas do superaquecedor [kJlkg]
Qrh = o calor absorvido no superaquecedor secundário [kJ/kg]
Qec = o calor absorvido no economizador [kJ/kg]

BALANÇO TÉRMICO E EFICIÊNCIA DA CALDEIRA

A caldeira é um tipo de máquina térmica, e, como tal, obedece às leis fundamentais da termodinãmica. A quantidade de energia introduzida na caldeira com o combustível e o comburente **(Qd),** é igual à soma da energia utilizada **(Ql)** e das perdas de energia. A equação do balanço térmico corresponde a uma operaçâo contínua da unidade da caldeira, sob condições térmicas de operação em regime permamente (pressão**,** consumo de vapor**,** qualidade do combustível, excesso de ar etc, constantes). Esse balanço térmico é geralmente expresso em função da quantidade de combustível (kg dos sólidos e líquidos e m3 dos gases) queimados em regime permanente na caldeira.

$$Qd = m\,\Delta\,(v^2/2) + m\,h\,g + Q1 + Q2 + Q3 + Q4 + Q5 + Q6$$

Desprezando-se a variação da energia potencial e da energia cinética, que são insignificantes em relação às outras grandezas, tem-se:

$$Qd = Q1 + \underbrace{Q2 + Q3 + Q4 + Q5 + Q6}_{\text{Perdas de energia}} \qquad [kJ/kg] \text{ ou } [kJ/m^3] \qquad (14)$$

Esta equação do balanço térmico também pode ser expressa em forma de percentagem, fazendo **Qd = 100 %:**

$$100 = q1 + q2 + q3 + q4 + q5 + q6 \qquad [\,\%\,] \qquad (15)$$

onde:

qi = Qi/Qd.

As grandezas típicas do balanço térmico e seus valores são dados na tabela abaixo:

Tab. 2 - Valores típicos das perdas térmicas nas caldeiras a vapor

Perdas Térmicas		**Perda relativa %**
com os gases efluentes	q2	4,0 - 7,0
através da combustão incompleta	q3	0,0 - 0,5
com o carbono não queimado	q4	0,5 - 5,0
pela dissipação externa	q5	0,2 - 1,0
pelo calor sensível das escórias	q6	0,0 - 3,0
Total	∑q1	6,0 - 12,0

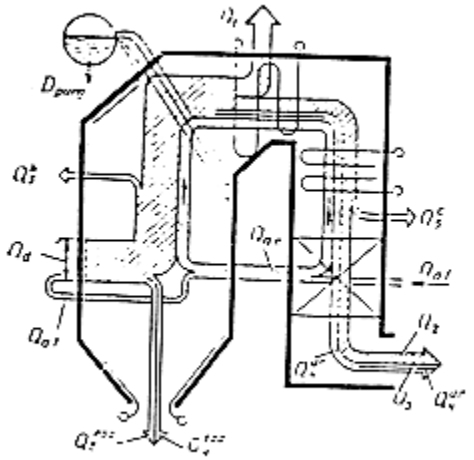


Fig. l - Balanço Térmico da Caldeira

O cálculo da eficiência da Caldeira baseado na medida direta da energia útil, é chamado cálculo do rendimento pelo balanço direto (equação 2). Este método somente é empregado em instalações de caldeira em operação, não sendo aplicável ao projeto de novas instalações, uma vez que a equação contém 2 variáveis interrelacionadas: **ηb** e **B.** Além disto, como existem certas dificuldades na medida exata de certos parâmetros operacíonaís (vazões mássicas de vapor, ar e combustível), pode resultar em imprecisão.
O rendimento bruto da caldeira a vapor pode também ser encontrado pelo método do balanço inverso , se são conhecidas as somas das perdas de energia :

η = 100 - (q2 + q3 + q4 + q5 + q6) **[%]** **(16)**

O método do balanço inverso, **ie**, determinar o rendimento da caldeira pela soma das perdas de energia, produz um resultado mais preciso que o balanço direto, uma vez que a soma das perdas de energia constuem aproximadamente 10% de **Qd** e todos estes ítens podem ser medidos de maneira confiável. Este é o único método disponível para estimar o rendimento térmico de caldeiras novas durante o estágio de projeto. As perdas **q3, q4, q5 e q6** são supostas, calcula-se então a perda **q2** e determina-se a eficiência.

Se são conhecidas as perdas de energia, e consequentemente o rendimento bruto da caldeira, pode-se utilizar as fórmulas **(2) e (12)** para encontrar o consumo de combustível na caldeira **[kg/s]** :

B = [Dsh (Hss-Hfw) + Drh (H''rh-H'rh) + Dbw (H'-Hfw)]/(ηb Qd) **(l7)**

O consumo de combustível assim obtido é o valor básico para o cálculo do sistema de pulverização da caldeira. Na combustão de sólidos, muitas vezes, o combustível não é completamente queimado, existindo uma perda de energia devido ao carbono não oonsumido **q4**. Para se calcular o volume real dos produtos da combustão e o coeficiente de excesso de ar da combustão, é introduzido o conceito de taxa de consumo de combustível:

Br = B (l - 0,01 q4) **[kg/s]** **(l8)**

O rendimento bruto caracteriza a perfeição de operação do sistema térmico da caldeira.Entretanto em operação normal, a caldeira depende de um grande número de máquinas e dispositivos auxiliares, que consomem uma parcela da energia. O uso da energia para este propósito é chamado consumo de energia auxiliar, **Naux (W).** O consumo de energia auxiliar inclue o consumo dos ventiladores de tiragem forçada e induzida, das bombas de alimentação, do equipamento de pulverizagâo, dos sopradores de fuligem, e um grande número de motores elétricos do sistema de controle. Para caldeiras operando em conjunto com turbinas (termoelétricas), o consumo de energia auxiliar pode ser encontrado em função da energia elétrica total produzida:

Δηaux = 100 ηaux/ (B Qd ηst) **[%]** **(19)**

onde:

B = consumo de combustível da caldeira [kg/s]
ηst = rendimento térmico total da termoelétrica.

Nas caldeiras de alta capacidade, **Δηaux = 4-5%.** Subtraindo o consumo de energia auxiliar do rendimento bruto da caldeira, obtém-se o rendimento líquido da caldeira **ηnet**, que caracteriza o rendimento de operação da caldeira em termos da energia elétrica entregue aos consumidores.

ηnet = ηb - Δηaux **[%]** **(20)**

Também é muito utilizado o conceito de coeficiente de vaporização do combustível (E):

$$E = \frac{D}{B} = \frac{Hss - Hf\,w}{PCI\ \eta} \qquad \left[\frac{kg\ vapor}{kg\ comb}\right] \quad (21)$$

Análise das Perdas de Energia
Perda de energia Pelos gases efluentes

De acordo com a tabela 2 , a perda de energia pelos gases afluentes é o ítem mais importante do balanço térmico, atingindo **4-7 %** nas caldeiras de grande capacidade, e **10-20%** nas caldeiras de pequena capacidade. Esta perda de energia ocorre devido o fato dos produtos da combustão deixarem a caldeira a alta temperatura (**ll5 - l5O °C** nas caldeiras de grande capacidade ou mais nas de pequena capacidade).

O cálculo é baseado nas leis de Hess e Kirchhoff para as reações químicas:

Q2 = Vg CPg (Twg - Tk) - Va CPa (Tatm -Tk) **[kJ/kg] (21)**

onde:

Vg = volume total dos produtos da combustão [m3]
Cpg = calor específico médio destes produtos [°C]
Twg = temperatura de saída da caldeiras dos produtos [°C]
Tk = temperatura na qual o poder calorífico do combustível foi avaliado [°C]

Se o poder calorífico do combustível for avaliado à mesma temperatura de entrada do ar (**Tk = Taf)** então:

Q2 = Vg CPg (Twg - Taf) **[kJ/kg] (22)**

Se o poder calorífico for avaliado a **0[°C],** então :

Q2 = Vg Cpa Twg - Va CPa Ta **[kJ/kg] (23)**

No balanço térmico de caldeiras normalmente é utilizado:

Q2 = (Hwg - ∝wg H° atm) (l-0,0l q4) **[kJ/kg] (24)**

q2 =(100 Q2/Qd **[%] (25)**

onde:

Hwg é a entalpia dos gases efluentes [kJ/kg]
H° atm = entalpia do poder comburente à temperatura atmosférica [kJ/kg]
(H° atm = 39,5 V° [Kj/Kg] comb)

O primeiro termo da equação **(24)** mostra o ganho de entalpia dos produtos da combustão em relação ao ar introduzido na caldeira (tanto o controlado quanto infiltrado). O segundo termo é uma correção para a combustão incompleta do combustível. Assim, a perda de energia pelos gases enfluentes **Q2** édeterminada pela entalpia destes gases, **ie**, ela depende da sua temperatura **Twg** e do seu volume, que é caracterizado pelo coeficiente de excesso de ar na saída da caldeira $\alpha wg = \propto + \Delta \propto$

onde:

$\propto$ = coeficiente de excesso de ar na fornalha
$\Delta\propto$ = fator de infiltração de ar através dos diversos elementos da caldeira.

A caldeira deve ser operada com um excesso de ar mínimo que assegure a queima completa do combustível, e o mínimo de infiltrações de ar.

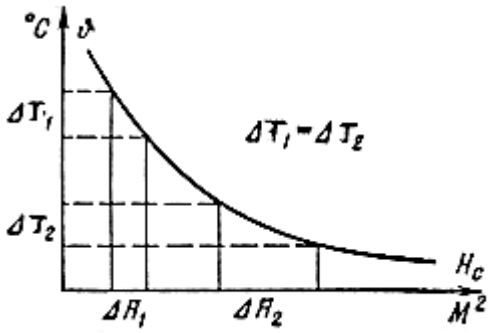


Fig.2 - Influência do aumento da superfície de absorção de calor nas várias regiões de temperatura.

Diminuindo a temperatura dos gases efluentes de **15-20 °C** é possível diminuir **q2**, e assim aumentar o rendimento da caldeira em aproximadamente **1%.** Isto pode ser alcançado pela instalação de uma seção convectiva adicional **ΔAc**. Quanto maior for esta seção adicional, maior será a redução da temperatura dos gases afluentes (figura 2). Também deve ser notado que **Twg** depende da temperatura da água de alimentação **Tfw** na entrada do economizador e da temperatura do ar na entrada do preaquecedor de ar, **Ta'** Isto pode ser expresso pela seguinte relação:

$$\mathbf{Twg = \frac{W - l}{W}(Tfw + \Delta T2) + \frac{Ta' + \Delta T1}{W}} \qquad \mathbf{[°C]} \qquad \mathbf{(26)}$$

onde:

W = ∑ (V Cp)g/(Va CPa) = razão de equivalentes de água dos gases e do ar, no estágio inferior do preaquecedor de ar.
ΔT1 = gradiente de temperatura entre o ar e o gás no lado quente do preaquecedor
ΔT2 = gradiente de temperatura entre o gás e a a'gua no lado frio do economizador.

Os valores mínimos recomendados para estes gradientes de temperatura são **ΔT1 = 30 °**C e **ΔT2 = 40°C** , mas muitas vezes valores maiores são usualmente utilizados nos projetos de caldeiras, uma superfícies de preaquecedor de ar e de economizador. A razão de equivalentes de água depende da qualidade do combustível e do execesso de ar na região do preaquecedor de ar.

Para cada tipo particular de combustível e para valores selecionados de ΔT1, e ΔT2 e excesso de ar, a equação **(26)** toma a seguinte forma:

$$\mathbf{Twg = A + B\ Tfw} \qquad \mathbf{[°C]} \qquad \mathbf{(27)}$$

Apartir disto, um balanço técnico-econõmico complexo é necessário para encontrar a temperatura ótima de saída dos produtos da combustão **Two op**. Uma mudança no valor de **Twg** pode influenciar de maneira significativa o tamanho das superfícies de aquecimento do economizador, preaquecedor de ar e preaquecedor regenerativo. Este fator pode aumentar a perda de carga no circuito de gases e de água, bem como do consumo de energia das bombas de alimentação de água e dos ventiladores. Pode tornar-se necessário também um aumento da altura da chaminé, de modo a promover uma melhor tiragem dos produtos da combustão.

Assim, se forem tomadas medidas visando abaixar a temperatura de saída dos gases afluentes através de preaquecimento da água de alimentação, mantendo-se a temperatura do ar quente, os gastos adicionais envolvidos podem ser encontrados por:

$$\mathbf{\$ = \Delta\ \$ah + \Delta\ \$ec + \Delta\ \$\ bl + \Delta\ \$\ st - \Delta\ \$\ wh - \Delta\ \$\ fu} \qquad \mathbf{[\$]} \qquad \mathbf{(27)}$$

onde:

Δ$ah e Δ$ec = custos das superfícies de aquecimento adicionais do preaquecedor de.ar e do economizador
Δ$bl = custo extra da energia elétrica para acionar os ventiladores (associado ao aumento da perda de carga no circuito de ar-gás)
Δ$st = custo de construção de um chaminé maior
Δ$wh = economia no preaquecedor de água
Δ$fu = economia de combustível.

A temperatura ótima de saída **Twg op** é encontrada pela minimização dos custos calculados, dado por:

d$ / dTwg = 0 **(28)**

Curvas típicas da temperatura ótima de saída dos gases como função dos fatores econômicos decisivos são mostrados na figura 3. A temperatura ótima de saída dos gases depende sobretudo do preço e qualidade do combustível e principalmente do seu teor de umidade.
Quando o preço do combustível é alto, uma economia no consumo de combustível pode justificara ampliação das superfícies de aquecimento e assim obter uma temperatura de saída dos gases mais baixa (figura 3a). Um alto teor de umidade no combustível aumenta o volume dos produtos da combustão e seu calor específico, uma vez que o vapor de água possui um calor específico muito maior do que os gases. Comparativamente a um combustível seco, para resfriar o mesmo número de graus **ΔTwg**, os gases afluentes com um alto teor de umidade, é necessário retirar uma quantidade de calor muito maior, o que requer um aumento nas superfíces de aquecimento. Para um combustível úmido, mais barato ou do mesmo preço, aumentar as superfícies de aquecimento pode não ser economicamente viável, o que significa que a temperatura ótima de saída dos gases aumenta com o aumento do teor de umidade do combustível (figura 3b).

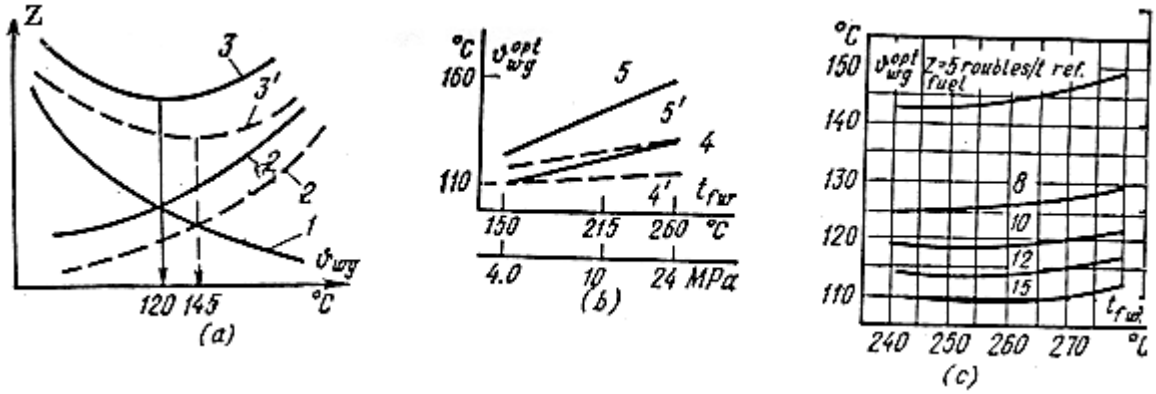


Fig. 3 Determinação da temperatura ótima de saida dos gases **(a)** Dependência do custo das superfícies de aquecimento e do combustível. l - Gastos com as superfícies de aquecimento. **2 e 2'** Gastos com combustíveis mais caros ou mais baratos. **3 e 3'** - Custo total calculado com combustível mais caro e mais barato. **(b)** Dependência da temperatura de alimentação da água e da umidade do combustível. **4 e 4'** - Limites para combustíveis secos **(W < 0,7%), 5 e 5'** - Limites para combustíveis úmidos **(W = 1-5%). (c)**
Correlagão entre temperatura ótima de saída dos gases, temperatura de alimentação da água e custo do combustível para uma caldeira de pressão supercrítica.

Um aumento nos parâmetros iniciais do vapor (temperatura e pressão) pode aumentar de maneira significativa a eficiência de regeneração de calor, o que justifica um certo aumento na temperatura da água de alimentação. Por outro lado, um aumento na pressão inicial do vapor, aumenta o custo dos equipamentos da caldeira, bem como no consumo de energia nas bombas de alimentagêlo de água. Como mostrado anteriormente, um aumento na temperatura de alimentação de água **Tfw**, resulta em uma temperatura de saída dos gases **Twg** maior, e ainda, um mais alto custo e menor eficiência econômica na instalação de caldeiras. Por esta razão, as possibilidades termodinãmicas de aumentar a eficiência das caldeiras é sempre restrita. A partir das relações calculadas, a figura 3c mostra que o efeito do **Tfw** em **Twg op** é muito mais pronunciado com os combustíveis mais baratos.
No projeto de instalações de caldeiras, a prática adota usualmente valores do **Twg** na faixa de 120- 160°C.

No caso das instalações de caldeiras que funcionam intermitentemente, como as térmoelétricas que são postas em operação somente nos períodos de consumo elevados, o problema de minimização do custo da instalação é mais importante que a diminuição na temperatura de saída dos gases. Por esta razão, caldeiras deste tipo são caracterizadas por parâmetros de vapor baixos; e alta temperatura de saída dos gases **(Twg = 160-200 °C).**

Quando selecionar o valor ótimo da temperatura de saída dos gases, deve-se considerar também a provável corrosão da superfícies de aquecimento a baixas temperaturas, especialmente da superfície do preaquecedor de ar. Para evitar isto, caldeiras que queimam combustíveis com alto teor de enxofre **(S > 2%)** são projetadas para uma alta temperatura de saída dos gases **(l4O-l6O°C)** e com um preaquecimento adicional **(60-8O°C)** do ar de combustão introduzido no preaquecedor de ar. Outras medidas também podem ser tomadas para minimizar a corrosão nos preaquedores de ar.

Tab. 3 - Temperatura de saída dos gases recomendadas (°C) [3]

Combustíveis Sólidos	**Pressão Media**	**Pressão Alta**		**Pressão Super-crítica**
	4 - 6 MPa	8 - 12MPa	14-18MPa	24 MPa
	150 ° C	215 ° C	235 ° C	265 ° C
Seco	110 - 120	120 - 130	120 - 130	130 - 140
W < 0,7 % kg/MJ	110	110	110	110
Úmido	120 - 130	140 - 150	140 - 150	150 - 160
1 % < W < 5 %	110 - 120	120 - 130	120 - 130	130 - 140
W > 5 % kg / MJ	130 - 140	160 - 170	160 - 170	170 - 180

Combustíveis líquidos e gasosos	**(°C)**
Óleo combustível com alto teor de enxofre S > 2 %	150 - 160
Óleo combustível com enxofre 0,5 < S < 2,0 %	130 - 140
Óleo combustível com baixo teor de enxofre S < 0,5 %	110 - 120
Gás Natural	110 - 120

PERDA DE ENERGIA DEVIDO A COMBUSTÃO INCOMPLETA

Os produtos da combustão podem conter certos componentes gasosos combustíveis, tais como o **CO** , **H2** ou **CH4** . A queima destes componentes após a saída da fornalha é praticamente impossível, uma vez que a temperatura dos gases e a concentração destes componentes combustíveis é muito baixa . A energia que pode ser produzida pela pós-queima destes componentes constitui a perda de energia pela combustão incompleta **Q3 [kJ/kg] ou q3 [%],** calculada pela seguinte equação :

$$\mathbf{Q3 = (126,4\ CO + 108\ H2 + 358,2\ CH4)\ Vdg\ (1 - 0,01\ q4)} \qquad \mathbf{[kJ/kg]} \qquad \mathbf{(29)}$$

onde :

CO , H2 e CH4 = concentrações volumétricas dos produtos da combustão incompleta nos gases secos [%]
Vdg = volume dos gases secos [m^3/kg comb]
(100 - q4) = taxa de conversão do combustível [%]
Nota : Os valores ligados a cada símbolo de gases são seus respectivos poderes caloríficos (1 / 100) . [kJ/ m^3]

$$\mathbf{Q3 = 1,86\ (C + 0,375\ Svol)\ \frac{(126,4\ CO + 108\ H2 + 358,2\ CH4}{(CO2 + SO2 + CO + H2 + CH4)}\ (1-0,01\ q4)} \qquad \mathbf{[kJ/kg]} \qquad \mathbf{(30)}$$

onde :

C e Svol = teores de carbono e enxofre volátil da massa bruta
do comustível. [%]
CO2 = teores de CO2 medidos nos produtos da combustão
secos. [%]

Em caldeiras criteriosamente projetadas e operadas, na queima de combustíveis líquidos e gasosos **q3 < 0,5 %** , e na queima de combustíveis sólidos, é normalmente pequena e desprezível. Em fornalhas alimentadas manualmente, mal operadas queimando carvões de alta umidade,esta perda pode atingir **5 %** . Na prática de caldeiras, esta perda de energia é determinada principalmente pelo teor de **CO** e , quando muito, pelo teor de **H2** nos produtos da combustão. O aparecimento de **CH4** nos produtos da combustão é indicativo de uma combustão mal feita. A análise de combustão incompleta deve ser sempre feita para todos os componentes dos produtos da combustão, como na fórmula acima, uma vez que uma pequena quantidade de **CH4** pode provocar um efeito considerável sobre **q3.**

A perda de energia devido a combustão incompleta,depende sobretudo de excesso de ar e da carga da caldeira **(figura 4).** Uma intermistura ar/combustível perfeita **(curva 1),** assegura que a perda de energia devido a combustão incompleta ocorra somente com **$\alpha < 1$.** Em condições reais **(curva 2),** o aparecimento desta perda com **$\alpha = 1$** , à carga máxima da caldeira é indicativo de uma mistura ar/combustível imperfeita. A combustão incompleta não pode aparecer acima do chamado coeficiente crítico de excesso de ar **αcr (normalmente αcr = 1,02-1,03).**Com a caldeira operando em baixa carga (curva 3), a taxa de retirada de combustível e ar do queimador diminui (diminuindo assim a energia para mistura os fluxos de ar e combustível) e o nível de temperatura na zona de combustão diminui um pouco, o que resulta num acréscimo da perda de energia devido a combustão incompleta.

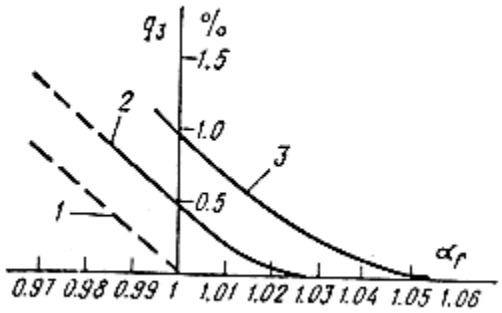


Figura 4 - Perda de energia devido a combustão incompleta q3

PERDA DE ENERGIA DEVIDO AO CARBONO NÃO CONSUMIDO

Na queima de combustíveis sólidos(turfa,carvões e xistos),asescórias ou cinzas retiradas da fornalha e as cinzas volantes carregadas pelos gases,podem conter uma certa quantidade de combustível não queimado **Q4** é essencialmente a perda com as partículas de coque retiradas da zona de combustão pelas escórias, cinzas ou cinzas volantes. Durante o curto período de permanência dessas partículas na zona de combustão, elas liberam os voláteis, mas não são totalmente consumidas. Na queima de óleo combustível e gás natural,essa perda de energia apresenta-se sob a forma de partículas sólidas (remanescentes após a evaporação das gotas do óleo : cenosferas) ou de partículas de fuligem, que podem ser formadas nas zonas de combustão a alta temperatura, com uma deficiência de ixigênio **($\alpha < 0,6$).**

$$Q4 = [\, a(esc+cin)\ \frac{C(esc+cin)}{100-C(esc+cin)} + avol\ \frac{Cvol}{100-Cvol}\,]\ 321\ A \qquad [kJ/kg]$$

onde :

a(esc +cin) e avol = frações de cinza do combustível,presentes nas cinzas+escórias e cinzas volantes.

C(esc+cin) e Cvol = percentagens de matéria combustível presente nas cinzas+escórias enas cinzas volantes,determinadas em laboratório.

A = teor de cinzas do combustível. **[%]**

A magnitude da perda **q4** depende das características do combustível (teor de cinzas, teor de voláteis, presença de finos, craqueamento),do tipo de fornalha, das condições de combustão etc. Na queima de combustíveis sólidos, sob condições normais de operação, em fornalhas de grande porte, **q4** situa-se na faixa de **0,5-5,0 %,** sendo as melhores perdas relacionadas aos combustíveis com alto teor de voláteis),tal como o antracito. Para carvões, **q4 = 0,5-2%.** Em fornalhas de pequeno porte pode atingir **10-15%.** Na combustão de gás natural ou óleo combustível não é alta (normalmente **q4 < 0,1%).** e é considerada juntamente com **q3 (soma q3 + q4).**

Em fornalhas de câmara, queimando combustíveis sólidos pulverizados,não existe a perda de combustível através da grelha. Assim, perda de energia devido ao carbono não consumido **Q4 [kJ/kg],**consiste nas perdas pelas cinzas volantes **(Q4vol),** e nas perdas pelas escórias **(Q4esc).** A perda pelas cinzas volantes é a predominante. Ela é determinada pelas partículas de coque corregadas para fora da fornalha,através dos dutos da fornalha,pelo fluxo de gases,juntamente com as partículas de cinzas volantes, coletadas nosprecipitadores eletrostáticos (ou outro tipo de dispositivo) e descarregadas nos silos de cinzas. A perda nas escórias é devido ao fato de que algumas parículas de combustível não consumido na zona de combustão fundem-se juntamente com a escória e caem para o fundo da fornalha.

Quando a granulometria ótima do combustível é obtida, sob condições normais de operação, a perda q4 altamente dependente do teor de voláteis e do excesso de ar (figura 5). Quando o excesso de ar é inferior ao nível ótimo, **q4** pode aumentar devido a uma mistura ar/combustível imperfeita na saída do queimador ou devido ao aparecimento de uma zona de deficiência de oxigênio causada pela rápida variação do campo de temperatura desenvolvido pelo queimador.Com $\alpha > \alpha$ **op**, a temperatura na zona de combustão diminui,resultando numa baixa taxa de reações de oxidação. por outro lado,o volume dos produtos da combustão aumenta,diminuindo assim o tempo de permanência das partículas na zona de alta temperatura.Estes dois fatores são responsáveis pelo acréscimo da perda de energia devido ao carbono não consumido.

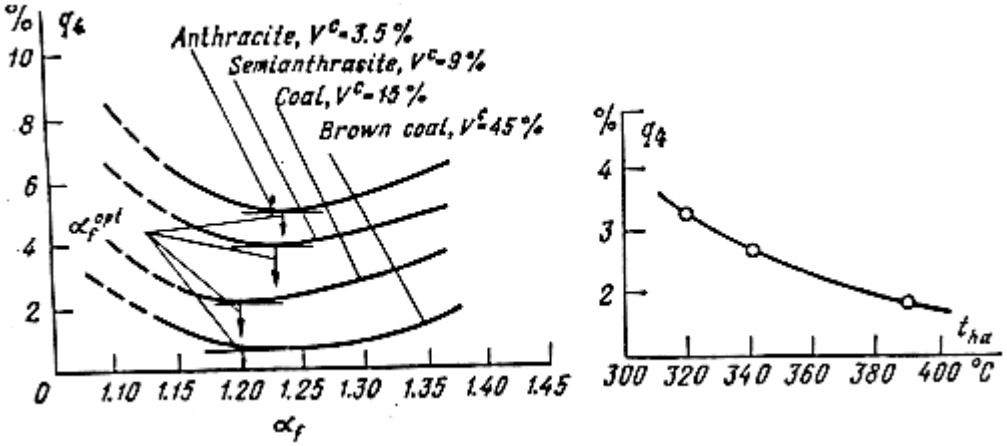


Fig. 5 - Perda de energia devido ao carbono não consumido nas fornalhas de fundo seco.

Fig. 6 - Influência da temperatura do preaquecimento do ar sobre **q4.**

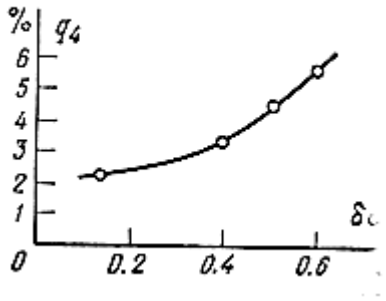


Fig. 7 - Influência do grau de não-uniformidade de distribuição do ar entre queimadores sobre **q4** em caldeiras de fundo úmido **(Tar = 400 °C).**

Um valor elevado de **q4** nos combustíveis pouco reativos(antracito,semi-antracito) é devido a uma ignição retardada das partículas de coque e uma queima prolongada na região de difusão. Estes combustíveis são assim,altamente sensíveis às variações nas condições de operação. Por exemplo,a figura 6 mostra a influência da variação da temperatura do ar preaquecido, e a figura 7, mostra a influência da desuniformidade de distribuição de ar entre os diversos queimadores ($d\alpha$ é o desvio relativo do coeficiente de excesso de ar sobre o valor padrão).

PERDA DE ENERGIA DEVIDO À DISSIPAÇÃO EXTERNA

Uma vez que a temperatura do costado da caldeira e de outros elementos (tambor, aquecedor,dutos de vapor) é superior á temperatura do ar ambiente, existe uma dissipação térmica para o meio ambiente,que consiste a perda de energia **Q5 [kJ/kg]** :

$$Q5 = \frac{Fbw}{Br} + (hc + hr)\ (Tbw - Tex) \qquad [kJ/kg] \qquad (32)$$

onde :

Fbw = área da superfície exposta das paredes e dos elementos a alta temperatura da caldeira. [m^2]

hc e hr = coeficiêntes de transmissão de calor por convecção e radiação. [$kW/m^2.k$]

Tbw e Tex = temperaturas médias da superfície da caldeira e do ar na sala da caldeira [°C]

A perda de energia devido ao resfriamento é proporcional à temperatura do revestimento e do isolamento térmico da caldeira. As superfícies externas das caldeiras e os elementos da caldeira devem estar propriamente isoladas térmicamente, de modo que **Tbw** seja inferior a 55 °C. Para cálculos aproximados, o fluxo de calor das superfícies da caldeira para o meio ambiente é em média **200-300 kW/m^2**. Para caldeiras operando a diferentes cargas térmicas, a perda de energia absoluta para o meio ambiente **Q5** é determinada por meio da razão **Fbw/Br.** Com a aumento da carga da caldeira, a perda de energia absoluta **Q5 [kJ/kg]** e a perda relativas **q5 [%]** tornan-se menores, porque a energia liberada e o volume dos produtos da combustão aumentam mais rapidamente que a perda pela superfície exposta da caldeira.

Como pode-se ver na figura 8, a perda **q5**, em caldeiras de alta capacidade não é alta. Geralmente pode-se assumir que estas perdas são proporcionais ao calor absorvido por cada superfície de aquecimento da caldeira, e são levadas em consideração através do coeficiênte de retenção de calor :

$$\Phi = 1 - \frac{q5}{\eta b + q5} \qquad (33)$$

Nesta fórmula, a razão **q5/ (ηb + q5)** caracteriaza a perda de energia relativa para o exterior.

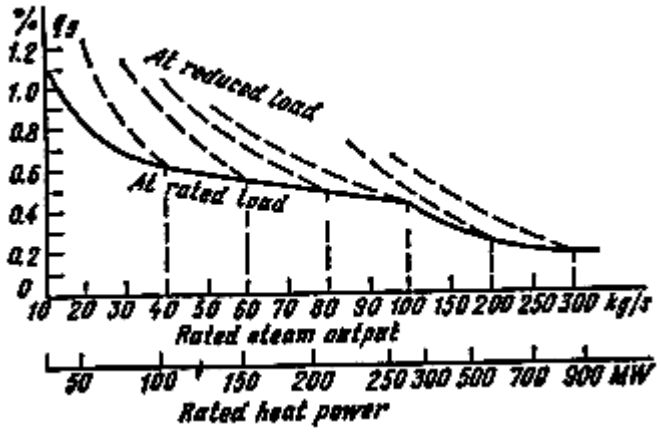


Fig. 8 - Perda de energia devido ao resfriamento externo.

Em caldeiras de baixa capacidade, a perda de energia absoluta através das paredes permanece virtualmente constante. Assim, a perda relativa aumenta com a carga térmica:

q5 = q5r (Dr / D) **[%]** **(34)**

onde :

indice ‘r = valor nominal
A perda q5 para D < Dr é mostrado na figura 7 pelas linhas pontilhadas.

Perdas de Energia Devido ao Calor Sensível das Escórias.

As escórias líquidas retiradas do fundo da fornalha encontram-se a uma alta temperatura (no mínimo 100 °C supeior à temperatura do início da fusão das cinzas). Assim uma quantidade de calor sensível é trnaferida, de modo irreversível, para a água de resfriamento no banho de escória. Esta constitue a perda de energia devido ao calor sensível das escórias **Q6.** A perda relativa **q6** pode ser encontrada pela fórmula :

$$q6 = \frac{asl\ Hsl\ A}{Qd} \qquad [\ \%\ ] \qquad (35)$$

onde :

asl = 1 - avol = fração total das cinzas que são removidas como escórias da fornalha .
Hsl = entalpia da escória [kJ/kg]
A = teor de cinzas do combustível (como queimado).

Tab. 4 - Entalpia das escórias dos combustíveis sólidos [3]

Tsl	°C	600	1300	1400	1500	1600
Hsl	kJ/kg	560	1360	1580	1760	1870

A perda de energia **q6** pode ser determinada graficamente, em um gráfico como na figura 9, onde **Ar = A/PCI** é o teor reduzido de cinzas do combustível. A perda de energia **q6** depende principalmente do método de remoção de escórias da fornalha. Em fornalhas de fundo seco, **asl = 0,05 - 0,1** e a temperatura da escória é de **600-700°C .** Neste caso, com um combustível com um baixo teor de cinzas,**q6** é insignificante (fig. 8) . Esta perda é relevante somente com combustíveis com alto teor de cinzas com um teor reduzido de cinzas superior

a 2,5 % kg E-3/kJ. Em fornalhas de fundo úmido, a temperatura de retirada da escória **Tsl** é em média **1400-1600 °C .**

Combustão

As perdas na combustão, que são as maiores da caldeira, são devidas ao calor perdido através dos gases da combustão quando jogados na atmosfera através das chaminés. Estas perdas são aquelas sobre as quais o operador tem maior controle possível. As perdas são funções de duas variáveis, a temperatura e a quantidade de gás que sai da caldeira.

Em outras palavras, quanto maior o fluxo e a temperatura do gás, maiores são as perdas e consequentemente menor será a eficiência da caldeira.

A temperatura de saída dos gases variará de acordo com a limpeza das superfícies de absorção de calor, com a quantidade de excesso de ar e com a carga.

O aumento do excesso de ar, ao mesmo tempo que aumenta a temperatura, aumenta também o fluxo de ar.
O aumento do excesso de ar afetará os ventiladores forçados e induzidos, causando o aumento da amperagem de seus motores.

Os operadores devem manter vigilância constante na caldeira, verificando os seguintes parâmetros :

- o excesso de ar na combustão;
- combustão / chama;
- temperatura dos gases de saída;
- temperatura do vapor principal;
- atemperação do vapor superaquecido.

As causas do excesso de ar são :

- má regulagem da entrada do ar de combustão;
- tiragem excessiva;
- mau dimensionamento da câmara de combustão, dutos e chaminés;
- portas de ar muito abertas, portas mau fechadas e brechas nas paredes da fornalha;

A observação da chama é muito importante. A chama avermelhada e luminosa indica combustão incompleta. A chama muito clara pode revelar excesso de ar elevado.

A chama alaranjado - clara é ideal para as caldeiras, onde a maior parte da transferência de calor se faz por convecção.

Qualquer chama deve ser limpa sem fumaça e sem fagulhas (pontos luminosos que aparecem na periferia da chama).

Para se obter uma chama limpa devemos também observar os seguintes pontos :

- pressão do óleo combustível nos maçaricos;
- temperatura do óleo combustível (viscosidade);
- atomização.

O óleo combustível e o carvão devem sofrer análises periódicas para constatar as caracteristicas físico - químicas e principalmente para determinação da temperatura de queima, ou seja, deve-se operar com a viscosidade exigida pelos bicos atomizadores dos queimadores a fim de obter uma combustão com o mínimo de perdas.

Os principais problemas causados pelo óleo combustível e carvão são :

- óleo combustível (diesel ou BPF);
- formação de borra nos tanques de estocagens, linhas de óleos e queimadores;
- corrosão a altas temperaturas, ocorridas nas secções de irradiação e superaquecedores devido a depósitos de compostos de vanádio na superfície metálica;
- corrosão a baixas temperaturas, causadas pelos compostos de enxofre;
- impactos ambientais, devido a má qualidade do óleo.

Trocas Térmicas

A qualidade das trocas térmicas influi sensivelmente no rendimento global da instalação.

Esta qualidade depende da limpeza das superfícies que estão em contato, por um lado com os gases da combustão e por outro com o fluido a aquecer.

A presença de incrustração nos tubos vaporizadores põe em risco a vida útil da caldeira. Elas são facilmente detectadas por simples inspeção visual ou pela deterioração das características de funcionamento do equipamento (baixa produção de vapor, aumento do consumo de combustível e alta temperatura dos gases de escape). Este é o sinal que indica a necessidade de reconsiderar o tratamento da água de alimentação da caldeira e a quantidade e tipos dos aditivos químicos utilizados.

Um tratamento adequado da água do ciclo deve reduzir a abertura da descarga contínua a um mínimo. A abertura desta descarga constitui uma perda sensível no rendimento da caldeira.

O tratamento eficaz da água tem por efeito :

- melhorar as trocas térmicas;
- atrasar ou até evitar a necessidade de desincrustrações químicas e mecânicas;
- reduzir os fenômenos de oxidação;
- diminuir as perdas causadas por expurgos ou descargas contínuas;
- aumentar o título do vapor, limitando o arraste de gotículas da superfície do plano d'água.

A sopragem de fuligem é um meio essencial para o controle da temperatura de saída dos gases, tendo portanto grande efeito sobre as perdas da caldeira. Quando se formam depósitos sobre as superfícies de troca de calor, os gases cedem menos calor, saindo consequentemente mais quentes.

O vapor gasto na sopragem de fuligem se constitui numa perda, a qual deve ser recuperada com aumento do rendimento da caldeira.

É possível limitar os depósitos de fuligem através de :

- uma boa regulagem da combustão, verificação frequente do aspecto da chama, medição regular do enegrecimento dos gases de escape, manutenção e controle sistemático do queimador e dos equipamentos auxiliares;

- remoção manual e ou química da fuligem da câmara de combustão pelo menos uma vez por ano;

- uso de certos aditivos nos óleos pesados.

Troca Térmica para o Ambiente

Para evitar perdas de calor para o ambiente devemos :

- verificar periodicamente a estanqueidade do casco da caldeira, particularmente as aberturas em volta dos queimadores e dos visores da câmara de combustão;

- eliminar rapidamente todas as perdas de calor e de água quente;

- proteger e fazer a manutenção dos isolantes térmicos no local;

- isolar termicamente recepientes e tubos contendo óleo combustível pesado, água quente ou fluidos quentes.

Vazamento de Água e Vapor

Como é óbvio, vazamentos de água ou vapor através de válvulas de drenos, segurança, alívio, etc, representam perdas significativas de calor e água. Cabe aos operadores a verificação constante dos equipamentos a fim de providenciar rapidamente a correção de tais defeitos.

Por exemplo, em situação normal de operação não deve ser visto nenhum traço de vapor na linha de alivio do tanque de despejo da caldeira.

Se tal fato ocorrer deverá ser identificada a válvula com vazamento. A seguir se possível a válvula deverá ser isolada e o defeito comunicado a manutenção.

A identificação de uma válvula com vazamento, neste caso, pode ser feita pelo tato, sentindo se a válvula de dreno está quente, ou então procurando ouvir o ruído do vapor que está fluindo pela mesma.
O vapor que escapa através das válvulas de segurança representa uma segurança para a caldeira, mas ao mesmo tempo representa perda de calor e água.

Além dos custos do vapor, a abertura frequente dessas válvulas resultará em danos no assento, que por sua vez provocarão vazamentos, e aumento nos custos de manutenção.

3.4.4. Ações para Melhoria de Eficiência

Ações Preventivas

Para assegurar um rendimento elevado em uma caldeira é indispensável operarmos economicamente.

O consumo de óleo combustível em relação ao kWh gerado, diminui à medida que a operação se faz com rendimento maior.

Para manter e melhorar o rendimento dos sistemas de vapor, temos que nos basear em dois princípios:

- proporcionar à instalação existente uma melhor operação e manutenção;

- modificar a instalação para aumentar seu desempenho.

Através de medições adequadas, verificações e testes / ensaios, podemos localizar os " pontos sensíveis " e avaliar em que medidas os desperdícios são representativos, ou seja, fazer uma analise das perdas.

Para que possamos economizar o máximo de energia em uma instalação de vapor devemos observar alguns procedimentos básicos durante a operação dos equipamentos. O quadro a seguir apresenta um roteiro destes procedimentos para uma instalação de vapor:

- ensaios não destrutivos;
- teste hidrostático;
- teste de válvulas de segurança;
- inspeção pré-aquecedor de ar;
- inspeção queimadores;
- revisão instrumentação;
- limpeza chaminé.

	PROCEDIMENTOS	PERIODICIDADE SUGERIDA
1	Verificação da combustão - relação ar / combustível	Contínua
2	Bombas e válvulas de controle de óleo combustível inspeção	Diária
3	Isolamento térmico - inspeção geral	Semanal
4	Sopragem de fuligem com vapor	óleo - diária carvão - 3 a 4 vezes ao dia
5	Análise da água de alimentação da caldeira	de 8 / 8 horas
6	Permuta dos equipamentos auxiliares	Mensal
7	Queimadores: inspeção, verificação, regulagem e controle	Semanal
8	Verificação de vazamentos: água e vapor	Contínua
9	Filtro de combustível: troca e limpeza	Semanal
10	Controle dos consumos de água, combustível e vapor	Contínua
11	Inspeção nos ventiladores - inclusive dumpers	Quinzenal
12	Balanço térmico	Anual
13	Análise das características do óleo combustível e carvão	A cada recebimento
14	Teste hidrostático	Seguir NR-13
15	Teste de válvula de Segurança	Seguir NR-13
16	Inspeção pré-aquecedor de ar	Semestral
17	revisão instrumentação	Anual

Ações Corretivas

- limpeza da fornalha, superaquecedor e bank;
- reparo e pintura da chaparia, dutos de ar e gases;
- retubagem do aquecedor de ar;
- reparo na caixa de ar;
- substituição das juntas de dilatação;
- revisão das válvulas de segurança;
- revisão dos sopradores de fuligem;
- revisão de válvulas;
- inspeção nos coletores e paredes de água;
- substituição de refratário;
- revisão de dampers;
- revisão e limpeza dos ventiladores;
- revisão dos suportes;
- substituição e reparos no isolamento térmico;
- limpeza chaminé;
- troca das cestas do aquecedor de ar.

3.4.5. Critérios e Normas

As normas mais comumentes usadas que abrangem fabricação, manutenção, operação e inspeção de caldeiras são :

- *Norma regulamentadora NR-13 - Caldeiras e vasos de pressão.*
  Secretaria de Segurança e Saúde do Trabalhado. Ministério doTrabalho - publicada em 26/04/96.

- **NBR 12.177 - ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas - Inspeção de Segurança de Caldeiras Estacionárias.**

- *TB-373 -Associação Brasileira de Normas Técnicas Caldeiras Estacionárias Aquatubulares e Flamotubulares a Vapor. Esta norma define os termos empregados em caldeiras aquatubulares para serviços estacionário, sujeito ou não a chama.*

- *ABNT, NB - 227- Associação Brasileira de Normas Técnicas - Código para Projeto e Construção de Caldeiras Estacionárias. Tem por finalidade regulamentar as regras de projeto e construção de caldeiras, no território brasileiro.*

- *IBP, Guia de Inspeção N5 - Instituto Brasileiro do Petróleo - Inspeção de caldeiras. Esta é uma reunião de orientações a serem seguidas nos trabalhos de inspeção de caldeiras, não sendo regras mandatórias, códigos ou normas.*

- *ASME, Secão I - The American Society of Mechanical Engineers - Power Bollers - Regras para a construção de caldeiras a vapor. Estabelece as regras básicas para construção de caldeiras a vapor.*

- *ASME, Seção VII - The American Society of Mechanical Engineers - Regras recomendadas para inspeção / manutenção de caldeiras. Estabelece regras para acompanhamento operacional, inspeção e manutenção de caldeiras.*

- *ANSI B 31.1. The American National Standard Code For Pressure Piping - Estabelece as regras para a construção de tubulações de transferência de vapor, localizada fora da caldeira.*

- *API RP- 573, American Petroleum Institute, Prática Recomendada - Inspection of Bollers and Heaters. Estabelece regras para inspeção de caldeiras e fornos.*

- *API RP- 530, American Petroleum Institute, Prática Recomendada - Calculation of Heater - Tube Thickness in Petroleum Refineries. Fornece regras práticas para previsão de vida útil de tubos em função da tensão e temperatura.*

- *DIN - Comitê de Normas Alemãs - Normas com o símbolo DIH é o conjunto de normas específicas que regulamentam as condições mínimas necessárias para cada item de uma caldeira.*

- *ABCM - PR 001/92. - Associação Brasileira de Ciências Mecânicas - Recomendação geral para inspeção de equipamentos e instalações que operam em altas temperaturas. Destina - se a orientar a inspeção de equipamentos potencialmente expostos a ação de mecanismo de danos em altas temperaturas.*

3.5. Bomba de Alimentação da Caldeira

3.5.1. Identificação dos Pontos Críticos.

Normalmente em unidades Termelétricas a bomba de alimentação da caldeira é do tipo centrífuga de múltiplos estágios anexo IV (Fig.9) e tem como função manter o fluxo contínuo de água para a caldeira na vazão necessária, com objetivo de manter o nível do tambor, dentro das condições de temperatura e pressão de projeto. Os pontos críticos de perdas e redução de eficiência e desempenho de uma bomba de alimentação da caldeira são:

Sistema de Selagem

A bomba de alimentação da caldeira pode ser selada no eixo pelos lados de sucção e descarga por um sistema de gaxetas ou de selos flutuantes, dependendo da pressão de projeto da bomba. No sistema por selos, a água que extravasa pelo eixo passa por sucessivos selos flutuantes, que diminuem a pressão, de forma que a água ao deixa-los esteja com uma pressão bem baixa e possa ser enviada ao condensador principal por intermédio de um purgador. Existe ainda um sistema de água de injeção proveniente da descarga das bombas de condensado que tem como objetivo resfriar os selos.

Folga Excessiva do Anel de Desgaste

Por ser uma bomba centrífuga, o mesmo processo de perda de eficiência da bomba de circulação da caldeira por folga no anel de desgaste se aplica para este caso, no caso da bomba de alimentação da caldeira existe o agravante de possuir vários rotores, em série, neste caso a perda de eficiência poderá ser causada por um ou vários rotores simultaneamente.

Recirculação

Se fecharmos totalmente a válvula de descarga de uma bomba centrífuga de um ou mais estágios com a mesma em funcionamento, haverá uma elevação de pressão de apenas 20%, o que não é capaz de produzir danos na bomba. No entanto se a válvula de descarga for mantida fechada, o atrito da água no interior da bomba irá fazer com que haja um grande aumento de temperatura do líquido e como conseqüência parte da água se vaporiza, causando cavitação, perda de eficiência e danos a bomba.

Assim sendo é necessário que haja sempre um fluxo mínimo de água para a caldeira, o que é feito por uma válvula de recirculação da bomba, de forma que mesmo em situações de baixa carga (pequeno fluxo de água de alimentação para a caldeira) não ocorra cavitação. Para unidades termelétricas que foram projetadas para trabalharem em carga máxima (regime de ponta), a vazão para esta carga deve estar próxima ao ponto de máxima eficiência da bomba, neste caso com a recirculação totalmente fechada.

Purgador

Normalmente as bombas de alimentação que possuem selagem por selos flutuantes enviam a água que extravasa dos selos para o condensador principal através de um purgador tipo bóia. Se a bóia prender na posição aberta ou o purgador der muita passagem, pode ocorrer entrada de ar, o que reduz o vácuo do condensador principal. Se prender fechada, a água de extravasamento dos selos será enviada para dreno, não sendo reaproveitada.

Acoplamento

A folga entre as faces de um acoplamento deverão ser colocados de tal forma que elas não possam tocar, atritar, ou exercer uma força na bomba ou no motor de acionamento. A folga pode variar com o tamanho e tipo de acoplamento usado. Deverá ser deixada suficiente folga para um movimento livre da extremidade do eixo do equipamento de acionamento até o limite de seus mancais.

Em unidades acionadas por motor elétrico, o centro magnético do motor determina a posição de funcionamento da metade do acoplamento pertencente ao motor. Isto pode ser verificado operando-se o motor enquanto ele está desacoplado. A lubrificação dos acoplamentos deverá ser programada, sendo a periodicidade seguida conforme recomendação do fabricante.

Mancais

A folga do mancal geralmente é definida pelos fabricantes em torno de 1 a 2 milésimos de polegada por polegada de diâmetro. Quando se projetam mancais a folga é uma conseqüência da viscosidade do óleo, que por sua vez é função da temperatura. Desta forma deve ter-se em mente a necessidade de manter a temperatura do óleo que chega aos mancais dentro dos valores recomendados pelo fabricante do equipamento, para permitir condições de operações com mínimas perdas por atrito e de máximo de vida útil para os mancais e para o óleo.

O filme de óleo nos mancais cria condições de operação suave e continua da máquina. Toda interação mecânica se transfere do equipamento girante para a fundação da máquina através do filme de lubrificação. Impurezas, temperaturas indesejáveis de operação, etc podem causar danos de grande monta, obrigando a paradas para trocas de mancais e realinhamento.

3.5.2. Parâmetros de Monitoramento

No caso de selagem por gaxetas em uma bomba de alimentação da caldeira, um vazamento excessivo pode ser indicação de desgaste das gaxetas, ou ainda da luva do eixo. Nas selagens por selos flutuantes um aumento anormal no fluxo de extravasamento e da temperatura da câmara de selagem, podem ser indicativos de desgaste dos selos devido a maior passagem de água proveniente da bomba, neste caso o purgador não consegue dar vazão suficiente, sendo então parte da água descarregada para dreno.

Caso o fluxo de descarga da bomba não atinja o seu valor máximo de projeto e não se consiga manter o nível do tambor da caldeira para a carga máxima ou próxima desta na unidade termoelétrica, pode estar havendo passagem pela válvula de recirculação da bomba de alimentação e com relação aos anéis de desgaste, uma queda de pressão da descarga da bomba pode ser um indicativo de folga excessiva de um ou mais anéis de desgaste.

Um programa de manutenção preditiva baseado no acompanhamento das condições de vibração, ruído e aquecimento dos mancais é importante para o monitoramento dos parâmetros de funcionamento da bomba e de seus componentes.

3.5.3. Teste de Avaliação

Os testes de avaliação ou de performance, tem por finalidade verificar se a bomba atende as condições de vazão e altura monômetrica total para a qual ela foi projetada. O teste de performance consiste em medir para diversos pontos de vazão, a altura manômetrica total (AMT), a rotação e potência consumida da bomba. A AMT é calculada através dos valores de pressões lidos nos manômetros situados nos flanges de sucção e de descarga da bomba.

Através da potência consumida pela bomba, pode-se calcular o rendimento da bomba usando-se a fórmula:

$$E_{ft} = \frac{Q \times AMT \times d \times 100}{274 \times BHP}$$

onde:

E*ft* = rendimento [%]
Q = vazão [m3/h]
AMT = altura manômétrica total [m]
d = densidade do líquido usado no teste (água)
BHP = Potência consumida pela bomba [Hp]

Equipamentos de Teste

Medidores de vazão - Os medidores aprovados por normas são medidores tipo venturi, tipo "*Nozzle*" tipo placa orifício e venturis magnéticos. As normas também aceitam medidores de vazão através de processos volumétricos.

Para os medidores tipo venturi e tipo "*Nozzle*", as equações para o cálculo da vazão através da leitura da pressão diferencial do aparelho são:

$$Q = C \frac{A_2}{\sqrt{1 - R^4}} \sqrt{2gh}$$

onde:

Q = vazão [m^3/s]
C = coeficiente de descarga do aparelho
A_2 = área do estrangulamento [m^2]
R = razão entre diâmetro da garganta e diâmetro de entrada [$\frac{D2}{D1}$]
g = aceleração da gravidade [m/s^2]
h = pressão diferencial entre a entrada do aparelho e a seção da garganta em metros de coluna de líquido.

Para as placas de orifício a vazão é dada por:

$$Q = CA_2$$

sendo as variáveis como descrito acima.

No venturi magnético a vazão é medida através da velocidade do líquido passado por um campo magnético. A velocidade é dada por:

$$V = \frac{U}{K \, x \, B \, x \, D}$$

onde:

V = velocidade do líquido
U = voltagem induzida (medida)
K = constante do aparelho
B = intensidade do campo magnético
D = diâmetro do tubo

A vazão é obtida através da equação de continuidade ($Q = V \, x \, A$).
Para os três primeiros medidores descrito acima, a tolerância na medida de vazão pode chegar a + 2 % dependendo do tipo de medidor. A instalação destes tipos de medidores requerem que antes e depois do aparelho, sejam colocados trechos de tubulação reta para regularizar o fluxo através do medidor.
Nos venturis magnéticos, a tolerância na medida de vazão é de 0,5 % e os trechos de tubulações requeridos a jusante e a montante do medidor são muito menores que as do primeiro grupo.

Medidores de Pressão - Usam-se normalmente manômetros do tipo Bourdon e manômetros de mercurio. As leituras de pressão são feitas nos flanges de sucção e descarga de bomba.

Medidor de Rotação - São usados o tacômetro manual ou o estroboscópio.

Medição de Potência Consumida - Pode ser feita com o uso de um motor elétrico calibrado, do qual se conhece a curva de rendimento (*vs*) e a potência (*kW*).

Neste caso, a potência fornecida ao eixo da bomba é calculada usando-se o rendimento do motor para cada ponto de medida.

Os torquímetros são também usados para cálculo das potências consumidas. Este é instalado entre a bomba e o motor e fornece o torque transmitido ao eixo da bomba . Através da rotação, pode-se calcular a potência pela fórmula abaixo:

$$BHP = \frac{RPM \, x \, T}{5250}$$

onde:

BHP = potência [HP]
T = torque [*lb-ft*]

Teste de ***NPSH*** - Pressão Positiva na Sucção da Bomba

O ***NPSH*** requerido pode ser calculado pelas fórmulas:

$$NPSH = ha - hvp \pm hs$$

onde:

ha = pressão atmosférica expressa [*mca*]
hvp = pressão de vapor do líquido [*mca*]
hs = altura manômétrica de sucção [*m*]

ou

$$NPSH = \frac{V^2}{2g} - \frac{1,13}{Sg}(Ps - Pb + Pv)$$

onde:

NPSH = pressão positiva na sucção da bomba [*ft* de H_2O]
V = velocidade [*ft /seg*]
Sg = peso específico
Ps = pressão de sucção [*pol-Hg*]
Pb = pressão atmosférica [*pol-Hg*]
Pv = pressão de vapor [*pol-Hg*]

3.5.4. Ações para a Melhoria da Eficiência.

Ações Preventivas

Sistema de Selagem

É de extrema importância para a durabilidade da selagem por gaxetas e selos flutuantes que a água utilizada seja de boa qualidade e isenta de impurezas, de modo a não arranhar as luvas do eixo e os selos. Nos selos flutuantes um contínuo suprimento de água de injeção proveniente das bombas de condensado para a câmara de resfriamento, evita o superaquecimento e consequentemente a falha dos selos.

Inspeções Durante a Operação

As bombas de água de alimentação devem ser inspecionadas regularmente durante a operação. Temperaturas, pressões, leituras de corrente, etc., devem ser registrados periodicamente e tomadas as atitudes necessárias para se corrigir os desvios dos valores operacionais fornecidos pelo fabricante.

Ações Corretivas

Sistema de Selagem

No caso da selagem ser feita por gaxetas, para se diminuir o extravasamento deve ser tentado ajuste e caso não se consiga deve ser feita a sua substituição, se o ajuste ou troca forem muito freqüentes, deve ser feita a substituição da luva do eixo. Em selagens por selos flutuantes em caso se extravasamentos acentuados deve ser programado a sua substituição.

Folga Excessiva do Anel de Desgaste

Deverão ser realizadas medições nos anéis de desgaste e substituídos os que estiverem com folgas acima do tolerado pelo fabricante da bomba.

Recirculação

Caso a recirculação esteja dando passagem, a válvula deverá ser aberta e feito o seu reparo ou então substituída conforme o caso. Têm se conseguido bons resultados no aumento de resistência ao desgaste das válvulas de recirculação pela aplicação de uma camada de stilyte na sede da válvula.

3.5.5. Critérios e Normas

- API 610 - American Petroleum Institute

- ANSI B 73,1/74 - The American National Standard Code For Pressure Piping

- DIN 24256 - Comite de Normas Alemãs

- ISO 2858 - International Standard Organization

- BS 5257 - British Standard Institute

3.6. Bomba de Circulação da Caldeira

3.6.1. Identificação dos Pontos Críticos

A bomba de circulação tem como objetivo promover uma circulação forçada de água no interior dos tubos da caldeira, aumentando o fluxo de água em circulação e causando um acréscimo na taxa de produção de vapor e capacidade de geração da caldeira.

Os principais pontos de perda de eficiência da bomba de circulação da caldeira são os seguintes:

Sistema de Água de Injeção

O Sistema de Água de Injeção atua como uma barreira térmica e impede que a água da caldeira passe pelas folgas dos anéis flutuantes e a luva do eixo da bomba (Anexo IV fig. 10). A pressão do líquido injetado é reduzida em cada anel de selagem; quando o líquido deixa o último anel de selagem a pressão e temperatura devem estar em um valor suficiente de modo a prevenir a vaporização do orifício de drenagem dos selos, sendo que uma parte do líquido é devolvido ao sistema e o restante penetra e extravasa pelas gaxetas. O bom funcionamento do sistema de água de injeção diminui as perdas de água da caldeira e permite que não ocorra danos nos selos.

Sistema de Gaxetas

O sistema de engaxetamento da bomba, age como um meio final de reduzir a pressão da água de injeção que não penetra na câmara de água de extravasamento e passa para atmosfera, normalmente um sistema de água de "abafamento", é conectado à câmara situada no final da caixa de gaxetas de modo a condensar qualquer traço de vapor, sendo então a água extravasada para dreno.

Folga Excessiva Entre o Anel de Desgaste do Impelidor e da Carcaça.

Em uma bomba centrífuga, como no caso da bomba de circulação da caldeira, o líquido é forçado pela pressão reinante na sucção da bomba, para o conjunto de pás rotativas (rotor). Este, por ação da força centrífuga, descarrega o líquido em alta velocidade para sua periferia. A energia recebida pelo líquido, após passar pelo rotor, está na forma de energia de velocidade (cinética). Para transformá-la em pressão, o líquido passa pela

voluta que possui uma seção crescente, diminuindo assim a velocidade e aumentando a pressão. Uma folga excessiva do anel de desgaste, causa um fluxo de água entre a região de sucção da bomba (baixa pressão) e de descarga da bomba (alta pressão). Com isso , parte do líquido não recebe a energia cinética fornecida pelo impeller e causa também uma diminuição da pressão na região de descarga.

3.6.2. Parâmetros de Monitoramento

Vazão de Água de Injeção

Um vazamento acentuado pelas gaxetas colocadas após o sistema de selagem ou a necessidade de troca ou ajuste em curtos intervalos, pode indicar danos ou folgas excessivas nos selos da bomba. Registros devem ser feitos em cada bomba indicando o tempo de operação, duração e natureza dos vazamentos. Os valores de vazão de água de injeção variam para o tipo e modelo de bomba de água de circulação, devendo ser verificado nos manuais e comparado com os valores monitorados.

Desgaste ou Endurecimento Excessivo de Gaxetas

Um vazamento acentuado pelas gaxetas estando o sistema de selagem em boas condições, pode indicar desgaste ou endurecimento excessivo de gaxetas, que podem inclusive arranhar a luva do eixo e aumentar as perdas; toda água que passa pelo engaxetamento juntamente com a água de abafamento deve fluir normalmente pelo dreno, sendo assim um extravasamento de condensado ou vapor para a atmosfera, indica um problema no engaxetamento ou em última análise no sistema de selagem da bomba.

Pressão de Recalque da Bomba

A queda de pressão de descarga da bomba pode ser um indicativo de uma folga excessiva do anel de desgaste.

3.6.3. Testes de Avaliação

Por ser uma bomba centrífuga os mesmos critérios utilizados no teste de avaliação da Bomba de Alimentação da caldeira são válido para a Bomba de Circulação.

3.6.4. Ações para a Melhoria da Eficiência

Ações Preventivas

Sistema de Injeção

Um ininterrupto suprimento de água de injeção é essencial para o bom funcionamento da bomba de circulação, devendo esse sistema ser sempre inspecionado e realizada as manutenções preventivas ou preditivas de rotina em seus equipamentos, atenção especial deve ser dada a bomba de água de injeção, normalmente colocada após a bomba de alimentação da caldeira.

A bomba de circulação da caldeira não deverá ser operada sem água de injeção. Se o suprimento desta for perdido a bomba deve ser parada imediatamente e se o suprimento não for restabelecido em 30 min, as bombas deverão ser isoladas e despressurizadas.

Tipo de Água e Limpeza dos Filtros

Materiais suspensos na água da caldeira podem danificar a superfície ou a luva do eixo da bomba e dos anéis de selagem em operação. Portanto é necessário a utilização de uma água de boa qualidade na caldeira,

juntamente com filtros colocados no sistema de água de injeção que deverão ser inspecionados e limpos periodicamente.

Inspeções Durante a Operação

As bombas de circulação da caldeira devem ser inspecionadas regularrmente durante a operação. Temperaturas, pressões, leituras de corrente, etc., devem ser registradas periodicamente e tomadas as atitudes necessárias para se corrigir os desvios dos valores operacionais fornecidos pelo fabricante.

Instrumentação

Deverá ser estabelecido um programa de inspeção e manutenção dos instrumentos do sistema de injeção e supervisão da bomba, de modo a se previnir que falhas nesses sistemas tenham como consequência danos maiores para o equipamento.

Ações Corretivas

Sistema de Selagem

No caso de vazamento excessivo pelo sistema de selagem os seguintes itens deverão ser verificados e realizada a manutenção necessária:

- Ajuste da válvula controladora na descarga da bomba de injeção e da válvula reguladora de pressão de extravasamento, de modo a não permitir a vaporização na câmara de extravasamento da bomba;

- Perfeita centralização da montagem da luva do eixo em relação aos selos;

- Troca ou ajuste das gaxetas colocadas após o sistema de selagem;

- Pressão de descarga da bomba de água de injeção. Em caso de baixa pressão, verificar o estado do rotor, válvula e folga do anel de desgaste.

Baixa Pressão na Descarga

Verificar o estado do rotor, voluta e folga do anel de desgaste; substituir os anéis em que as folgas estejam com valores maiores que o especificado pelo fabricante.

Sistema de Engaxetamento

A boa qualidade das gaxetas deve ser observada para o funcionamento eficiente da bomba e prevenir desgastes prematuros ou endurecimento.
As gaxetas devem ser ajustadas quando necessário e substituídas no caso de não aceitarem mais ajustes e também nas revisões. As gaxetas das válvulas da bomba também devem ser inspecionados regularmente.

3.6.5. Critérios e Normas

- *API 610 - American Petroleum Institute*

- *ANSI B 73,1/74 - The American National Standard Code For Pressure Piping*

- *DIN 24256 - Comite de Normas Alemãs*

- *ISO 2858 - International Standard Organization*

- BS 5257 - British Standard Institute

3.7. Bomba de Condensado

3.7.1. Identificação dos Pontos Críticos

A bomba de condensado tem como objetivo succionar a água do condensador principal da unidade e enviá-la novamente ao sistema; normalmente a bomba de condensado possui múltiplos estágios, pelo fato de succionar de uma região onde a água esta submetida a um alto vácuo. Por esses motivos essas bombas trabalham com condições de sucção bastante críticas, já que o líquido bombeado nos valores de pressão e temperatura de sucção, está bem próximo da vaporização.

Os principais pontos de perda de eficiência da bomba de condensado são os seguintes:

Sistema de Selagem

O sistema de selagem tem como função selar o eixo da bomba de forma a evitar o extravasamento excessivo de água e perda de pressão por este ponto. Quando a bomba está em serviço e também evitar entrada de ar para o condensador com conseqüente queda do vácuo quando a bomba estiver parada e disponível, estando a unidade em operação com outra bomba de condensado em serviço. A selagem normalmente é feita por um sistema de engaxetamento posterior a uma câmara que recebe água pressurizada (água de injeção) da própria descarga da bomba de condensado ou então por um sistema de selo mecânico com uma câmara de resfriamento do selo.

Folga Excessiva Entre o Eixo e Mancal

Na bomba de condensado o líquido entra pelo flange de sucção caindo em um poço de coleta sendo então succionado e pressurizado por vários rotores colocados em série no eixo até sair pelo flange de descarga, sendo o conjunto montado na vertical. Este eixo deve ser bem centralizado, balanceado e as folgas junto aos mancais deverão estar nos valores especificados pelo fabricante, folgas excessivas devem ser corrigidas de modo a reduzir vibrações e forças axiais resultantes que podem, inclusive, danificar a selagem da bomba.

Folga do Anel de Desgaste

Por ser uma bomba centrífuga o mesmo processo de perda de eficiência da bomba de circulação da caldeira por folga no anel de desgaste se aplica para este caso, sendo que na bomba de condensado, existe o agravante da mesma possuir vários rotores em série. Neste caso a perda de eficiência poderá ser causada por um ou vários rotores simultaneamente.

3.7.2. Parâmetros de Monitoramento

Níveis de Desgaste ou Endurecimento das Gaxetas

No caso de selagem por gaxetas estando a bomba em operação, um vazamento acentuado pelas gaxetas estando a água de injeção no valor correto de pressão, pode indicar desgaste ou endurecimento excessivo das mesmas. No selo mecânico um vazamento acentuado pode indicar arranhões ou desgaste nas faces de vedação do selo. Estando a bomba parada e a unidade em operação, pode ser verificado se existe entrada de ar pela selagem com colocação de espuma nesta região e observando se é succionada.

Pode-se ainda utilizar um detetor de gás hélio, colocado na saída de gases do ejetor de serviço e injetar hélio na região de selagem. Caso haja falha, por menor que seja, o gás é succionado, indo então para o condensador, sendo removido pelo ejetor de serviço e detectado pelo equipamento. Maiores detalhes do equipamento e método de deteção podem ser verificados no anexo II.

Níveis de Vibrações e Ruído

O melhor método para detectar folgas excessivas entre o eixo e mancais é a utilização de equipamento para medição dos níveis de vibrações em um programa regular de manutenção preditiva. Ruídos anormais também podem ser um indicativo do problema.

Pressão de Recalque

A queda de pressão da descarga da bomba pode ser causada por folga excessiva de um ou mais anéis de desgaste.

3.7.3. Teste de Avaliação

Por ser uma bomba centrífuga, os mesmos critérios utilizados para o teste de avaliação da Bomba de Alimentação da caldeira, são válidos para a bomba de condensado.

3.7.4. Ações para Melhoria da Eficiência

Ações Preventivas

Sistema de Selagem

No caso de selagem por gaxetas, um ininterrupto suprimento de água de injeção dentro da pressão especificada, garante o resfriamento e uma maior vida das gaxetas. No caso da selagem, existe um sistema de resfriamento por água que deve ser continuamente alimentado para se evitar a falha do selo. Seja qual for o sistema de selagem é importante que a água a ser bombeada seja limpa e isenta de impurezas para se evitar arranhões no eixo ou no selo da bomba.

Folga Excessiva entre o Eixo e os Mancais

Assim como na selagem, a utilização de água limpa e isenta de impurezas é extremamente importante, visto os mancais normalmente serem de bronze e lubrificados por água.

Inspeções Durante a Operação

As bombas de condensado devem ser inspecionadas regularmente durante a operação. Temperaturas, pressões, leitura de corrente , etc., devem ser registradas periodicamente e tomadas as atitudes necessárias para se corrigir os desvios dos valores operacionais fornecidos pelo fabricante.

Ações Corretivas

Sistema de Selagem

No caso de vazamento excessivo ou entrada de ar pelo sistema de selagem, os seguintes itens deverão ser verificados e realizada a manutenção necessária:

- quando a selagem for feita por gaxetas verificar o ajuste e ajustá-las se necessário;

- verificar a pressão de selagem da água de injeção da caixa de gaxetas, ajustando para o valor recomendado;

- quando a selagem for feita por selo mecânico, substituir o conjunto; na montagem tomar cuidado para não danificar as faces do selo e verificar a pressão das molas.

Folga Excessiva entre o Eixo e Mancais

A bomba deve ser desmontada e verificado as folgas entre o eixo e cada mancal, sendo substituídos os mancais que estiverem com folga acima do limite determinado pelo fabricante. Verificar o estado do eixo ou luvas fixados ao mesmo e consertar ou substituir caso haja desgaste excessivo.

Baixa Pressão na Descarga

Desmontar a bomba e verificar o estado do rotor, voluta e folga do anel de desgaste em cada estágio e substituir os anéis em que as folgas estejam maiores que o especificado pelo fabricante.

3.7.5. Critérios e Normas

- *API 610 - American Petroleum Institute*

- *ANSI B 73,1/74 - The American National Standard Code For Pressure Piping*

- *DIN 24256 - Comite de Normas Alemãs*

- *ISO 2858 - International Standard Organization*

- *BS 5257 - British Standard Institute*

3.8. Ejetores

3.8.1. Identificação dos Pontos Críticos

Os ejetores são equipamentos que podem ser utilizados para fazer o arraste de gases e vapores no condensador principal da unidade termelétrica. Um exemplo típico de um ejetor é mostrado no anexo IV fig. 11, neste o vapor é admitido em uma câmara (5) e passa por um bico divergente de vapor (3). O vapor ao se expandir na câmara de sucção (1), sai do bico a alta velocidade arrastando os gases e vapores transferindo para estes parte do seu momento (massa x velocidade).

A compressão dos gases e vapores é realizada na parte convergente do difusor do ejetor, que também reconverte parte da velocidade em pressão sendo esta necessária para que se consiga um valor maior do que a

pressão externa, de forma que a mistura de gases e vapor possa deixar o ejetor sem dificuldade, antes de sair a mesma passa ainda por uma seção de estreitamento mínimo (2) e após isto atinge uma seção divergente fazendo com que parte da pressão adquirida, seja convertida em velocidade de forma que a mistura de gases e vapor saia com alta velocidade do ejetor.
Nas unidades Termoelétricas convencionais são utilizados normalmente dois tipos de ejetores:

Ejetor de Partida

Este ejetor é do tipo estágio simples como demostrado no anexo IV fig.11 e remove rapidamente grande quantidade de ar, descarregando-o livremente para a atmosfera. É necessário para a formação inicial do vácuo no condensador principal e exaustão da turbina de baixa pressão.

Ejetor de Serviço

O ejetor normalmente utilizado é do tipo duplo estágio ver anexo IV Fig.12 e serve para retirar os gases não condensáveis do condensador, impedindo que sua pressão parcial prejudique o vácuo. No primeiro estágio o ejetor primário succiona do topo do condensador da turbina uma mistura de vapor e gases não condensáveis, descarregando-os no condensador do ejetor primário. Neste condensador parte do vapor se condensa e parte é succionada junto com os gases não condensáveis pelo ejetor secundário, sendo que no condensador secundário quase todo o vapor d'água contido na mistura é condensado e apenas uma pequena parte é jogada para a atmosfera juntamente com os gases e o condensado é purgado para o condensador principal com a unidade em operação.

Vedação

A vedação é um dos pontos principais dos ejetores quanto a eficiência, já que uma falha de vedação do equipamento ocasiona um ou mais pontos de entrada de ar junto as selagens da câmara de vapor com câmara de sucção e a descarga, devido a primeira estar sob vácuo proveniente do condensador principal. Ocorreria também o surgimento de um ou mais pontos de concentração de tensões o que com o uso continuo poderia enfraquecer o local e causar a quebra do equipamento. Apesar disso a vedação dos ejetores é bastante simples, sendo resumida a um conjunto de parafusos e juntas ligados a câmara de vapor com a câmara de sucção e a descarga e devido ao vácuo há uma tendência de união das câmaras. Nos ejetores de serviço caso o difusor não esteja bem vedado ao condensador, pode ocorrer neste componente trincas e quebras catastróficas, devido a grande pressão na saída e o vapor ser superaquecido.

Pressão de Trabalho

O ejetor deve trabalhar dentro de parâmetros de pressão recomendado pelo fabricante, um ejetor operando com excesso de pressão forçaria não só o equipamento como as tubulações, podendo acarretar falhas. Ao aumentarmos a pressão, aumentamos também a velocidade do vapor, o que não é desejado pois podemos modificar as condições de projeto do ejetor, sendo que o mesmo, dependendo do tipo, poderia passar de uma condição subsônica para uma condição supersônica, o que entre outros problemas causaria choque no difusor levando a fadiga do material e consequentemente sua quebra.

Tolerâncias Internas

Gases corrosivos ou vapores úmidos ao passarem pelo ejetor podem desgastar a parede do bico e a região de menor seção do difusor, o que acarreta um aumento anormal do fluxo de vapor e conseqüente perda de eficiência do ejetor.

Diferencial de Temperatura de Entrada e Saída de Água do Condensador do Ejetor de Serviço

O tipo de condensador normalmente utilizado nos ejetores de serviço é conhecido como condensador de superfície, sendo um condensador de feixe tubular no qual a mistura de gases e vapor enviado pelos ejetores é admitido pelo lado do casco e troca calor com a água de resfriamento, que passa pelos tubos sendo então o vapor condensado, ocorrendo a separação da água dos gases não condensáveis, que tendem a se concentrar na

parte superior da caixa do condensador sendo enviado para a atmosfera e a água na parte inferior é drenada para o condensador principal através do purgador, estando a unidade em operação normal. Um aumento na temperatura da água de resfriamento ou a obstrução em alguns tubos do condensador prejudica a condensação do vapor aumentando a pressão em seu interior diminuindo a eficiência do ejetor.

Purgador

Normalmente o condensador secundário do ejetor de serviço, utiliza um ou dois purgadores convencionais tipo boia, que enviam a água proveniente da condensação do vapor utilizado no ejetor. Se a boia prender na posição aberta ou o purgador der passagem, pode ocorrer retorno dos gases não condensaveis, o que causa redução do vácuo do condensador principal.

3.8.2. Parâmetros de Monitoramento

Um aumento de pressão do ejetor para se manter o vácuo no condensador principal, pode ser um indicativo de falha na selagem com conseqüente entrada de ar, o incremento da pressão é necessário para se aumentar a vazão de forma a compensar o ar que esta entrando.

Podemos verificar pontos de entrada de ar junto as câmaras do ejetor utilizando-se espuma nos locais de selagem com o equipamento em serviço ou com um teste hidrostático estando o mesmo parado. No ejetor de serviço temos condições de realizar um teste com muito mais precisão utilizando um equipamento de detecção de hélio com o ejetor em funcionamento para verificar a estanqueidade das selagens; sendo injetado gás hélio nos locais de vedação e colocado o detetor na saída de gases do condendor do ejetor. Maiores detalhes do teste podem ser verificados no anexo II.

É nessário o monitoramento em operação do manômetro da linha de suprimento de vapor para o equipamento e deve ser feito seu ajuste quando estiver fora do seu valor de projeto. Caso não se consiga manter a eficiência do ejetor com a pressão recomendada, deverão ser analisadas as causas da perda de rendimento.

Um aumento do fluxo de vapor com conseqüente queda de pressão da linha de suprimento, pode indicar desgaste do bico estando o vapor nas condições especificadas no projeto.

O diferencial de temperatura de entrada e saída de água do condensador é o principal indicativo de boa eficiência de troca térmica do condensador do ejetor de serviço, sendo que esses valores variam com a carga da unidade. Como exemplo na tabela a seguir, temos os valores diferenciais de temperatura em função da carga de um ejetor de serviço de vazão de 272,2 Kg/h.

TABELA 1

Fluídos:

- Condensado: 2 passes pelos tubos.
- Vapor: 1 passe pelo casco

Dados de Projeto:

- Capacidade de cada ejetor a 1" Hg absoluto: 272,2 Kg/h
- Pressão do vapor em operação: 42,4 Kg/cm^2
- Temperatura do vapor em operação: 501,10 °C
- Fluxo nominal de condensado: 197,60 m^3/h
- Fluxo mínimo de condensado: 68,14 m^3/h

DADOS DE PROJETO

CARGA	MW	37,520	56,236	65,336	75,056	81,627
FLUXOS:						
Vapor para os ejetores	Kg/h	272	272	272	272	272
TEMPERATURAS:						
Condensado entrando	ºC	38,4	38,4	38,4	38,4	38,4
Condensado saindo	ºC	40,0	39,5	39,3	39,2	39,1
ENPALPIAS:						
Queda na entalpia do vapor	kcal/kg°C	555,500	555,500	555,500	555,500	555,500
Condensado entrando	kcal/kg°C	38,385	38,385	38,385	38,385	38,385
Condensado saindo	kcal/kg°C	39,996	39,496	39,329	39,163	39,107

3.8.3. Teste de Avaliação

A avaliação de eficiência do ejetor pode ser feita pela medição de vazão calculado pela seguinte fórmula:

$$Q = \sqrt{\frac{P}{V}}$$

onde:

Q = vazão de vapor no ejetor
P = pressão de vapor absoluta
V = volume específico do vapor na entrada do bico

3.8.4. Ações para Melhoria da Eficiência

Ações Preventivas

Vedações

Caso seja percebido uma falha de vedação no ejetor o reparo deverá ser realizado o mais rápido possível, devido ao surgimento de pontos de concentração de tensões e também ao provável dano em serviço da superfície metálica.

Pressões de Trabalho

Como ação preventiva devemos destacar o fato de utilizarmos vapor nas condições de pressão e temperatura especificados no projeto e que o manômetro da linha de suprimento seja calibrado periodicamente.

Tolerâncias Internas

Deve ser utilizado no ejetor um vapor que seja livre de impurezas caso contrário pode ocorrer erosão no bico e difusor, neste caso também é importante que o vapor esteja nas condições de projeto e antes de colocar o ejetor em funcionamento, a linha de vapor deve ser drenada para se evitar a entrada de vapor com umidade no ejetor.

Diferencial de Temperatura de Entrada e Saída de Água do Condensador do Ejetor de Serviço

A utilização de água de resfriamento tratada e de boa qualidade impede a formação de incrustações nos interiores dos tubos aumentando a eficiência da troca térmica.

Ações Corretivas

Vedação

No caso de entrada de ar pela vedação da câmara de sucção com a câmara de vapor ou descarga, a junta deverá ser substituída, devendo antes ser verificado o estado da superfície metálica quanto a trincas e rugosidades. Caso apresente algum problema, a superfície deverá ser recuperada antes da colocação da junta.

Pressão de Trabalho

A válvula de ajuste de pressão do ejetor com o tempo sofre desgaste em sua sede, devendo ser realizada a sua recuperação ou substituição no caso de se ter dificuldade em ajustar a pressão.

Tolerâncias Internas

Caso o bico ou difusor apresente desgaste excessivo em relação aos valores estabelecidos pelo fabricante, os mesmos deverão ser substituídos.

Diferencial de Temperatura de Entrada e Saída de Água do Condensador de Serviço

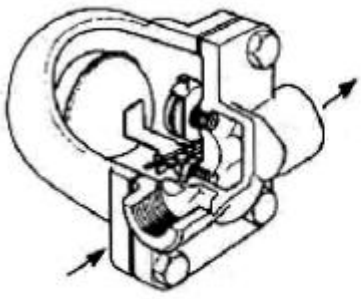
Diferenciais menores do que o especificado no projeto podem ser um indicativo de sujeira ou incrustações nos tubos, devendo o condensador ser aberto pelos lados dos espelhos e os tubos varetados.

3.9. Purgadores

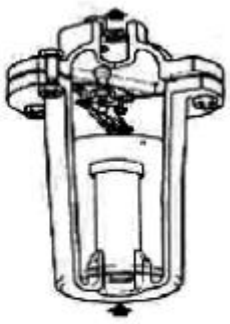
3.9.1. Identificação dos Pontos Críticos

Quando o vapor cede seu "calor latente de condensação" ele condensa e passa para a fase líquida. O condensado contém somente "calor sensível", e deve ser removido. Ar e outros gases incondensáveis arrastados junto com o vapor formam uma barreira na transferência de calor e também devem ser descarregados. Purgadores são válvulas automáticas que abrem para descarregar esses gases e o condensado, e se fecham na presença de vapor.
Os purgadores podem ser classificados em três categorias gerais:

1. Purgadores mecânicos - de bóia, de panela invertida e panela aberta, que agem por diferença de densidade.

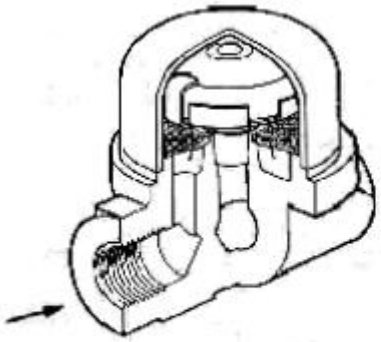


Purgador de Bóia

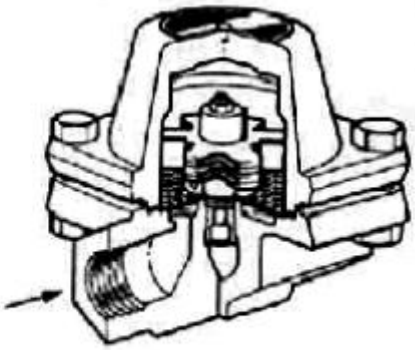


Purgador de
Panela Invertida

2. Purgadores termostáticos - de expansão metálica, de expansão líquida e de expansão balanceada, que agem por diferença de temperatura

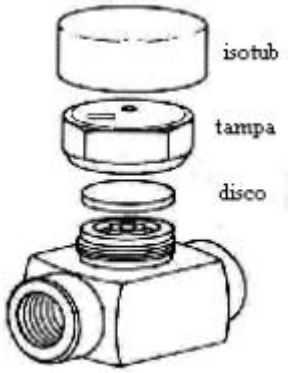


Purgador Termostático de Pressão Balanceada



Purgador Bi-metálico

3. Purgadores termodinâmicos - que agem pela diferença de pressões dinâmicas do condensado à baixas velocidades e do vapor à velocidades mais altas.



Purgador Termodinâmico

Suas funções são basicamente duas. Primeiro a eliminação do condensado formado ao longo das tubulações de vapor e dos gases incondensáveis (O_2 e CO_2, por exemplo) que por ventura acompanhem o vapor e, segundo, a retenção do vapor nos equipamentos consumidores até a sua completa condensação (serpentinas de aquecedores, por exemplo).

No primeiro caso, o condensado eliminado é proveniente das perdas de calor inevitáveis em todo sistema de vapor e que tenderia a provocar golpes de aríete, perda de eficiência térmica e corrosão, devido a reações químicas da água com o CO_2, formando ácido carbônico. No segundo caso, se o vapor não se condensa por completo num aquecedor de óleo, por exemplo, a energia fornecida por quilo de vapor será menor, e assim, para realizar o mesmo trabalho de aquecimento será necessário fornecer maior quantidade de vapor, acarretando queda na eficiência térmica.

O mal funcionamento de um purgador pode ter duas conseqüências: vazamento de vapor e alagamento do próprio purgador. O primeiro caso, diminui a eficiência térmica da instalação, uma vez que demanda a produção de uma maior quantidade de vapor para realizar o mesmo trabalho nas turbinas e, em conseqüência, maior consumo de combustível.

O segundo efeito é igualmente prejudicial, pois se o purgador não der vazão à massa de condensado nele retida, permanecendo alagado, ocorrerá a obstrução, por esse condensado, de linhas e serpentinas, impedindo a admissão de vapor e, por conseqüência, resfriando o próprio trecho do equipamento.

As causas mais prováveis de falhas em purgadores são:

No Caso de Vazamentos

Purgadores de expansão balanceada - sujeira ou incrustações no assento da válvula, desgaste superficial ou corrosão na sede ou assentamento da mesma, elemento de válvula defeituoso (perfuração ou fadiga do material), corrugações amassadas por golpes de aríete.

Purgadores de expansão líquida - defeito na válvula, incrustações na sede, perda de eficiência do elemento (não havendo a necessária dilatação) ou superaquecimento.

Purgadores de panela invertida - superdimensionamento, perda do selo d'água, defeitos na válvula ou mecanismo de acionamento (em geral causados por golpes de aríete).

Purgadores de bóia - danos na válvula de alívio de vapor, defeito na válvula principal ou na bóia.

No Caso de Alagamento

Purgadores de expansão balanceada - elemento bloqueado por defeito na sanfona, sanfona oxidada.

Purgadores de panela invertida - válvula retida devido ao excesso de pressão, obstrução do furo na parte superior da panela.

Purgadores de bóia - bóia perfurada e cheia d'água, defeito na válvula principal ou no mecanismo da bóia.

3.9.2 Parâmetros de monitoramento

Independente do tipo de purgador empregado, as seguintes causas provocam sua falha ou baixa eficiência:

Purgador errado para aplicação - é importante que o purgador aplicado tenha características que forneçam uma ótima performance ao sistema. Manuais de projeto e catálogos de fornecedores devem ser consultados.

Purgadores mal instalados - tenha a certeza de que o purgador está corretamente instalado, de acordo com as marcações no corpo ou instruções de montagem.

Sujeira, golpes de aríete e intempéries - podem dificultar ou impedir a operação do purgador.

Presença de gases incondensáveis nos sistemas de vapor - o purgador pode possuir excelente capacidade de eliminação de gases , porém pode somente descarregar o gás que chegar até ele.

Contrapressão elevada - a pressão na entrada do purgador tem que ser maior que a contrapressão para que o condensado possa fluir. Causas de contrapressão são vapor reevaporado gerado em linhas longas em ambientes aquecidos, vazamentos e subdimensionamento.

Vapor preso - ocorre onde a tubulação entre o ponto de coleta do condensado e a entrada do purgador está envolvido por vapor a alta temperatura ou quando o purgador estiver distante do ponto de drenagem. O vapor nesta tubulação demora a se condensar, impedindo que o condensado chegue ao purgador.

Drenagem coletiva - é o termo utilizado para descrever o uso de um único purgador para drenar dois ou mais pontos de drenagem.

3.9.3 Testes de Avaliação

Apresenta-se a seguir os principais métodos de avaliação de purgadores e os comentários pertinentes:

Observação da Descarga para a Atmosfera

Os purgadores com descarga intermitente de condensado, a exemplo dos termodinâmicos e de balde invertido, podem ser facilmente avaliados por este método, principalmente na sua condição de estanqueidade entre descargas.

Quando estes purgadores estão fechados somente percebe-se uma pequena vaporização, causada por algumas gotas de condensado quente, estacionadas na conexão de saída. Quando o purgador está descarregando, normalmente pode se observar uma quantidade de vapor flash saindo juntamente com o condensado, e este não deve ser confundido com vapor vivo (figura 13B).

Com purgadores de descarga contínua torna-se difícil distinguir entre o vapor flash e algum eventual vazamento, sendo necessária experiência na observação de purgadores para uma correta avaliação, mas se no final da tubulação de descarga de um purgador houver uma zona transparente, talvez de 6,5 a 10 mm de comprimento, com uma aparência azulada, esta é uma forte indicação de que o purgador está perdendo vapor (figura 13A).

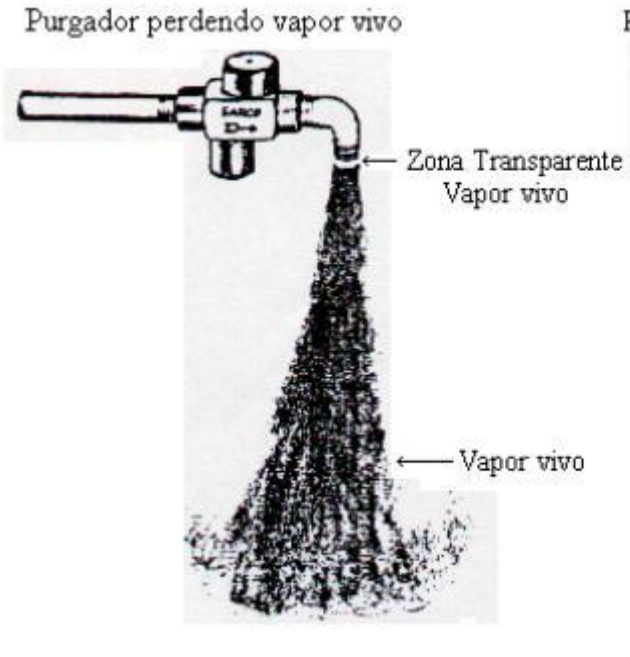


Fig. 13A

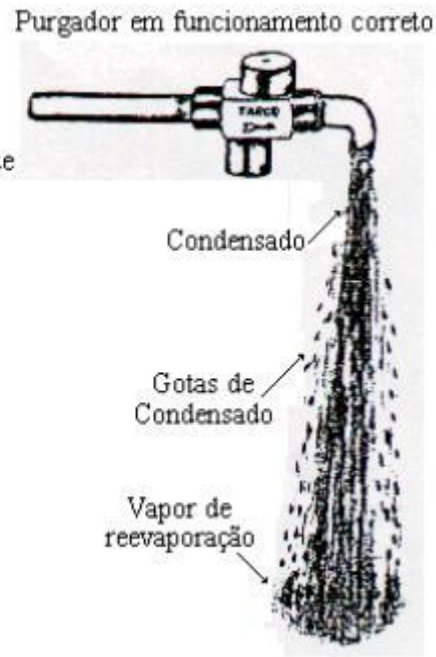


Fig. 13B

Devido à observação da descarga do purgador ser um método de avaliação muito prático, muitas vezes utiliza-se uma válvula de três vias instalada após o purgador, permitindo o fechamento da linha de retorno e a descarga do purgador para a atmosfera (figura 14).

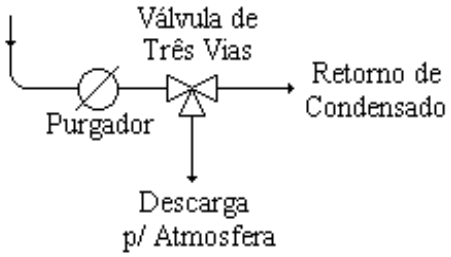


Fig. 14

Uma atenção especial deve ser dada a esta aplicação, pois o purgador pode estar funcionando corretamente com a válvula aberta para a atmosfera, e não quando descarregando para a linha de retorno de condensado. Isto poderia acontecer com purgadores termodinâmicos, quando a pressão na linha de retorno for suficientemente alta para reduzir a pressão diferencial através do purgador, abaixo dos limites normais de trabalho. Normalmente a alta pressão no sistema de retorno de condensado se deve a perdas de vapor através de purgadores.

Visores de Fluxo

A maioria dos purgadores estão normalmente descarregando para linhas de retorno, exceto purgadores instalados em linhas muito longas e em pontos isolados. Avaliar estes purgadores é uma tarefa muito mais difícil do que em purgadores em descarga para a atmosfera.

A utilização de visores de fluxo (figura 15) é a única maneira de se observar a descarga do purgador, e poupar tempo na localização de um purgador defeituoso.

O método de avaliação através de visores de fluxo baseia-se no método da observação, portanto, para purgadores de descarga intermitente podem ser facilmente avaliados, e para purgadores de descarga contínua, é necessária experiência do operador.
Apesar das dificuldades decorrentes das incrustações e constante embaçamento dos visores, conjugado com o efeito da erosão, a utilização dos visores tem possibilitado o acompanhamento das descargas de purgadores. A formação de depósitos no vidro dos visores permite avaliar as condições da rede e a qualidade do tratamento de água da caldeira.

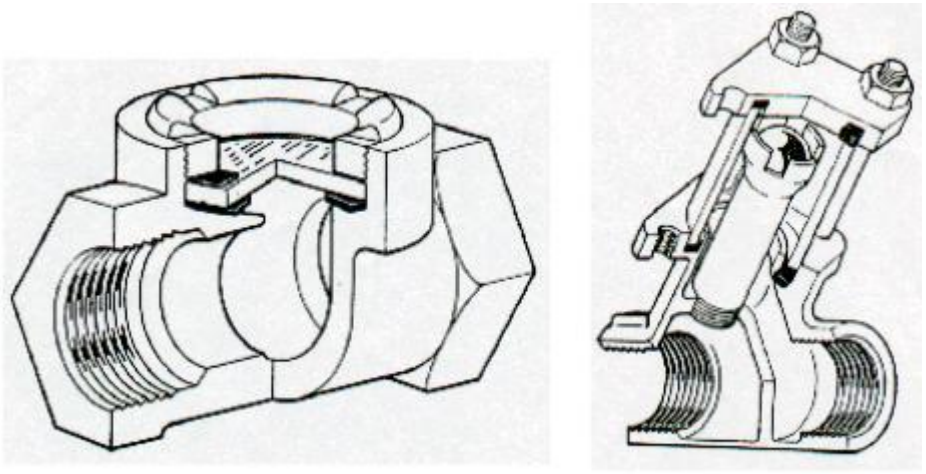


Fig. 15

Medição da Temperatura a Jusante

Teoricamente, a medição da temperatura a jusante do purgador poderia revelar se o purgador está ou não perdendo vapor. Valores da temperatura superiores aos esperados para a pressão correspondente da linha de retorno, poderiam revelar um vazamento de vapor vivo. O que acontece, entretanto, independente da precisão do método de leitura de temperatura utilizado, poucos vazamentos de vapor são tão significativos a ponto de pressurizar a linha de retorno de condensado, e consequentemente elevar sua temperatura.

Por outro lado, se a temperatura for bastante inferior à esperada, pode-se ter uma indicação, mesmo para purgadores termostáticos (que normalmente represam condensado), de que está havendo alagamento do sistema e o purgador está defeituoso. Para a correta avaliação dos purgadores termostáticos, é necessário conhecer o grau de resfriamento da temperatura do condensado ajustado ao purgador. De qualquer maneira, deve-se tomar bastante cuidado na utilização deste método, já que as medidas de temperaturas superficiais estão sujeitas a muitos erros acidentais, geralmente fornecendo valores menores que os reais no interior do tubo.

É necessária muita prática e habilidade na aplicação deste método de avaliação de purgadores, para ter-se a certeza de que a avaliação está correta.

Estetoscópios Industriais

Os estetoscópios utilizados na avaliação de purgadores são similares e de mesmo princípio de funcionamento que os de uso médico. Para esta finalidade os aparelhos são equipados com uma haste metálica, com uma das extremidades ligadas ao diafragma. A outra extremidade é encostada ao purgador a ser examinado, como mostra a figura 16.

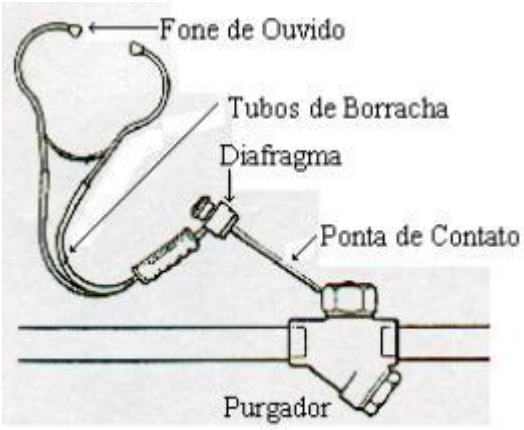


Fig. 16

As vibrações e ruídos dentro da faixa de freqüência audível (de 30 a 1800 Hz) são transmitidas através de tubos de borracha, podendo ser ouvidos através dos fones.

O ruído de fechamento e abertura do purgador, particularmente do termodinâmico, pode ser ouvido nitidamente como um "click". Para se reconhecer o funcionamento correto ou incorreto dos diversos tipos de purgadores é necessário que se tenha prática, que se pode ser obtida em diversos testes em uma bancada.

A principal limitação dessa forma de avaliação são os ruídos estranhos ao funcionamento do purgador, normalmente encontrados nas tubulações. Estes ruídos podem mascarar aquele que se deseja ouvir, podendo fornecer ao avaliador ruído indicativo de purgador defeituoso, quando realmente pode estar funcionando corretamente.

Estes problemas são mais notáveis quando se tem diversos purgadores próximos, estações redutoras de pressão, equipamentos motorizados ou outras fontes de ruído.

Detetores Ultra-sônicos de Vazamentos

Este método de avaliação de purgadores se utiliza da leitura dos ruídos ou vibrações, a freqüências além da faixa Audível, aproximadamente 20.000 Hz, denominadas ultra-som.

Vibrações nesta freqüência são geradas pelo fluxo de um fluido e atrito mecânico, tendo a propriedade de ser rapidamente absorvida pela tubulação que a está transmitindo. Isto significa que as vibrações são um meio de detectar o fluxo de vapor ou condensado através de um purgador, sem interferência de outros ruídos audíveis na redondeza. Com alguns importantes acessórios, descritos a seguir, modernos instrumentos projetados para detectar vibrações ultra-sônicas, são instrumentos valiosos para o engenheiro responsável pela manutenção de uma grande instalação, com algumas centenas de purgadores.

A figura 17 mostra em forma de esquema um instrumento típico, todos os instrumentos ultra-sônicos operam segundo um mesmo princípio, sendo como um conjunto contendo diversos acessórios. Todos têm um detetor que deve ser encostado ao purgador examinado. Este detetor é um tradutor eletromecânico, similar ao microfone comum, o qual converte a vibração mecânica em sinal elétrico de pequena intensidade. O sinal é então amplificado e filtrado eletronicamente, de maneira que somente vibrações na freqüência ultra-sônica de 35 a 45 KHz permaneçam. O sinal ultra-sônico é convertido, então, em uma freqüência mais baixa, em torno de 5 a 15 KHz. Como o sinal agora está na faixa audível, pode ser montado em um par de fones, além de ter sus intensidade indicada em um medidor.
As principais vantagens dos detetores de vazamento ultra-sônicos são sus grande sensibilidade, a qual pode ser ajustada; poder avaliar os purgadores nos locais de instalação e não sofrerem influência das fontes de ruído, na faixa audível.
Este tipo de detetor, entretanto, ainda não é a solução final em termos de detecção de vazamentos. Na verdade, a possível ambigüidade dos resultados, sob certas condições, não leva a conclusões seguras sobre possíveis vazamentos.

Para um dado purgador sob condições fixas de pressão diferencial, temperatura de operação, taxa de condensação, etc., podem-se distinguir ruídos do fluxo de condensado e vapor através do purgador. Com a prática e pela comparação de descarga do purgador com o ruído que se ouve nos fones, podem-se identificar situações típicas. A dificuldade surge, como freqüentemente acontece na prática, quando as condições não são fixas e não podem, absolutamente, serem conhecidas com precisão, a exemplo de drenagens de equipamentos com aquecimento indireto e drenagens de linhas externas. Nestes casos é muito difícil julgar se o fluxo através do purgador é de condensado, vapor vivo ou flash, especialmente quando a descarga é feita em sistema de retorno de condensado.

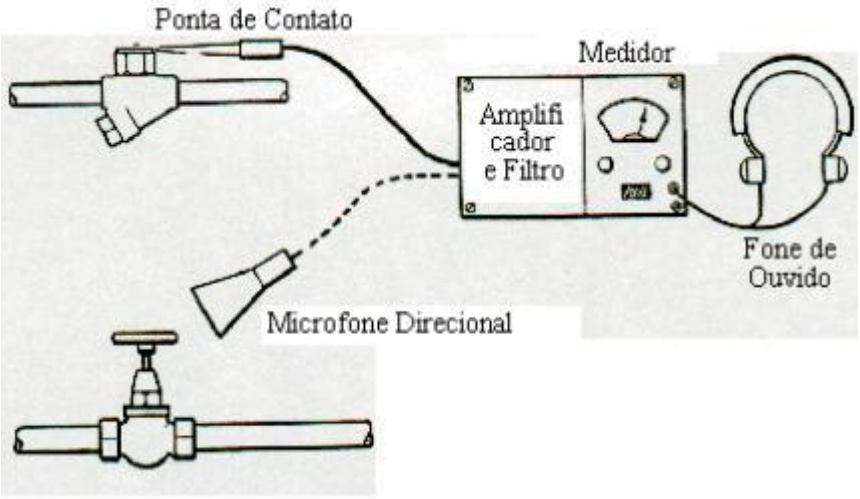


Fig. 17

Testes mostram que o detetor ultra-sônico de vazamento pode fornecer as mesmas indicações para um purgador com cargas moderadas de condensado, sob certas condições, que um purgador que esteja realmente perdendo vapor.

Por exemplo, em uma instalação onde dois purgadores de bóia estão instalados próximos, drenando idênticos pontos da instalação, e sendo alimentados por vapor a 7 bar, usando um detetor ultras6onico de vazamento, ambos purgadores registraram a existência de defeito. Após cuidadosamente testados, foi estabelecido que um dos purgadores estava drenando 150 kg/h de condensado e estava operando perfeitamente. Quando verificado em baixas cargas e sem carga de condensado, o purgador fechou-se sem nenhuma perda de vapor. O outro purgador constatou-se que estava drenando 20 kg/h de condensado, e comprovado que estava perdendo 6 kg/h. Resumindo, o método de avaliação de purgadores, através de detetores ultra-sônicos de vazamentos, de boa qualidade, pode ser ferramenta útil quando:

- Utilizado por um operador experimentado, que tenha adquirido prática com o instrumento em uma bancada de testes;

- O operador estiver familiarizado com o tipo e modelo de purgador testado;

- O operador estiver completamente consciente da instalação e aplicação do purgador testado;

- A vazão de condensado for conhecidamente menor do que 50 kg/h.

Spira-Tec

O método de avaliação de purgadores pelo sistema spira-tec foi desenvolvido para determinar se o purgador está ou não perdendo vapor, proporcionando conhecer sua perda mínima.

O sistema spira-tec consiste de uma câmara especial conectada à montante do purgador, dentro da qual existe um eletrodo sensor de nível. Este conjunto câmara-eletrodo é capaz de distinguir entre condensado e uma mistura de vapor e condensado, transmitindo esta informação por um cabo até o indicador. O indicador sinalizará pelo acendimento de uma lâmpada verde à presença de condensado, ou vermelha, se uma quantidade apreciável de vapor fluir através da câmara. O ponto no qual o sinal vermelho se acende depende de diversos

fatores, principalmente da pressão diferencial entre montante e jusante do purgador, mas será no mínimo 5 kg/h de vapor vivo a 7 bar de pressão diferencial.

Um ponto adicional a ser notado é que todos os purgadores, quando operados corretamente, evitam a descarga de vapor vivo. Contudo, todos os purgadores perdem calor para a atmosfera por radiações através de seus corpos. Esta perda de calor é mantida por um pequeno consumo de vapor, por sua vez, depende da área total e da temperatura da superfície do purgador, da velocidade do ar, etc...

A câmara sensora do spira-tec é projetada para permitir a passagem desse pequeno consumo de vapor (por volta de 0,5 a 1,0 kg/h) através do furo na chicana central da câmara, mas pode detectar quando uma quantidade maior de vapor passa pela câmara. Isto é conseguido pelo uso da pressão diferencial através da câmara, que aumenta quando esta maior quantidade de vapor passa por ele.

A operação pode ser vista na figura 18, que mostra a câmara montada imediatamente à montante do purgador. A presença de água na câmara pode ser checada pelo acoplamento do indicador ao sensor, via cabo de acoplamento. Quando o purgador estiver fechado, uma pequena quantidade de condensado fica retido em cada lado da câmara, em forma de U. Este condensado submerge o eletrodo sensor e fecha o circuito elétrico, acendendo a lâmpada verde. A pequena quantidade de vapor para suprir as perdas por radiação passa através do furo, sem distúrbio no nível de condensado da câmara.

Quando o condensado fluir para o purgador, causando sua abertura, passará por sob a chicana da câmara, mantendo o circuito no sensor. Qualquer que seja a vazão de condensado, o sensor estará imerso, indicando um funcionamento correto.

Contudo, se o purgador estiver defeituoso, com uma sede erodida, ou com o eliminador de ar defeituoso por exemplo, então ele não se fechará completamente e perderá vapor, ou ainda pode haver fluxo de vapor vivo e condensado pelo purgador quando ele estiver aberto. Quando ocorre este fluxo de vapor vivo, a perda de carga através do orifício na chicana aumenta, fazendo com que o nível de condensado da parte posterior do “U” se eleve. Isto permite que o vapor passe através da câmara, descobrindo o eletrodo, o que desfaz o circuito, acendendo a lâmpada vermelha, enquanto a verde se apaga.

Quando o vapor e condensado estiverem fluindo juntos, passarão ambos por sob a chicana, uma vez que pelo furo somente um pequeno fluxo é possível, dependendo da pressão do vapor. A dimensão do furo foi projetada de maneira a poder-se ter certeza de que apenas pequenas perdas de vapor acima e abaixo daquelas normais por radiação não serão detectadas. Dessa forma, quando a luz vermelha acender-se, certamente estará havendo perdas de vapor, devendo-se reparar ou substituir o purgador.

O sistema spira-tec pode ser usado com qualquer purgador fabricado pela Spirax Sarco, ou qualquer outro modelo de outro fabricante, desde que este purgador tenha o mesmo diâmetro nominal da câmara sensora. Foram realizados testes com todos os modelos de purgadores Sarco, mostrando que o sistema funciona satisfatoriamente em cada caso. Purgadores com descargas intermitentes, como o termodinâmico, entretanto, requerem atenção especial devido ao efeito de seu funcionamento sobre o selo de água na câmara sensora. Quando um purgador com descarga intermitente estiver descarregando sua carga de condensado, o selo d’água permanecerá, mas assim que o vapor vivo atingir a câmara antes do fechamento, expulsará o selo d’água para fora da câmara, produzindo um sinal de vazamento pelo acendimento de um sinal vermelho indicador de defeito. Este se converterá rapidamente em verde tão logo que suficiente condensado se forme a montante do purgador preenchendo o selo da câmara. O volume de condensado requerido para atingir-se este selo é de apenas 32cc, mas se o purgador estiver com uma carga de condensado extremamente baixa, então pode levar alguns segundos até que a câmara seja novamente preenchida e haja a mudança do sinal vermelho para verde.
São necessários alguns comentários, entretanto. Condições de superaquecimento perto da tomada para o purgador são raras, mas, caso ocorram, provocariam a reevaporação do selo de água na câmara sensora, indicando defeito no purgador. Portanto, recomenda-se que o sistema spira-tec não seja utilizado quando existirem condições de superaquecimento.

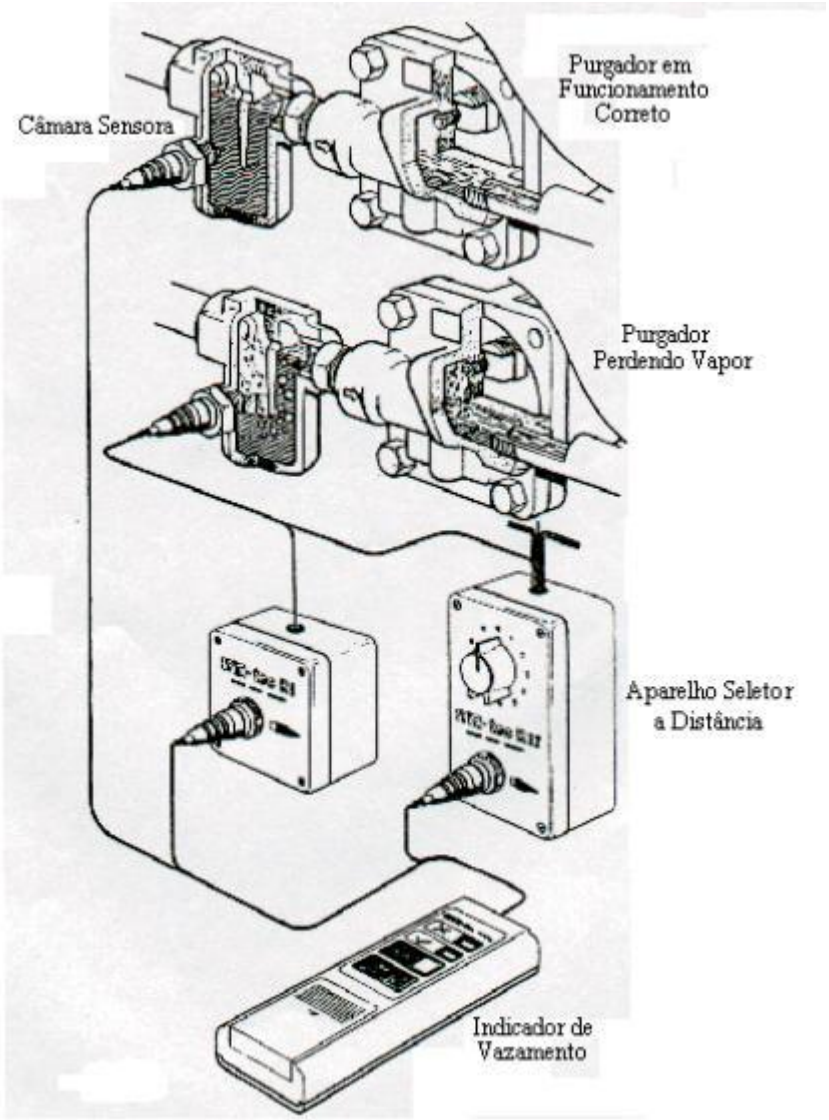


Fig. 18

Um outro ponto sobre a instalação da câmara sensora é que ela deveria ser instalada imediatamente a montante do purgador e, é claro, em uma linha horizontal.
O sistema spira-tec é, portanto, um dispositivo que pode ser usado em qualquer tipo de purgador, indicando corretamente independente da vazão e variações na pressão, se um purgador está perdendo vapor. De fácil execução, o método spira-tec não requer qualificação do operador.

Balanço de energia

O método de avaliação de purgadores pelo balanço de energia, mostrado na figura 7, somente poderá ser conduzido com precisão em condições de laboratório. Portanto, a avaliação do purgador não poderá ser feita no local e nas condições de operação.

O sistema mostrado na figura 19 deve ser alimentado com uma carga de condensado e pressão de vapor constantes. Variações na pressão ou na temperatura do condensado são motivos para ocorrência de erros nos cálculos do balanço de energia.

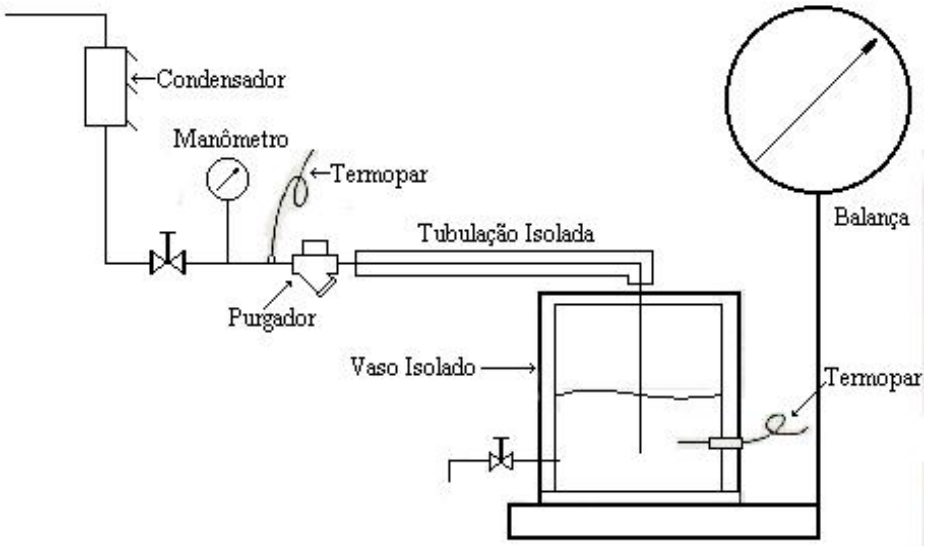


Fig. 19

O condensado é descarregado no interior do tanque abaixo do nível d'água. Nota-se que a tubulação após o purgador e o tanque de condensado, tanto o fundo quanto a tampa, são totalmente isolados. A temperatura no interior do tanque é verificada através de termopar e o tanque está sobre uma balança de capacidade aproximada de 200 kg.

A capacidade do tanque de condensado é de grande importância. A quantidade de água fria no tanque, no início do teste, deve ser tal que o condensado coletado durante o período de teste, que deve ser no mínimo ½ hora, não provoque elevação da temperatura acima de 50°C. Também a quantidade de água não deve ser muito grande, a ponto de provocar um pequeno incremento de temperatura, que levará a um resultado impreciso, e não poderá ser muito pequena, a ponto do condensado misturar-se com a água fria e ter parte reevaporado, provocando erro no teste. O diâmetro do tanque de condensado depende do purgador a ser testado, mas pode-se dizer que para teste de purgadores termodinâmicos de ½",3/4", e 1"deve-se usar tanque de 140 litros, e para início do teste tanque de 45 litros, até que o purgador entre em regime.

Finalmente, recomenda-se que no início e final do teste seja provocada agitação da água do tanque, para uniformização de sua temperatura.

Basicamente, o método do balanço de energia consiste em calcular o calor contido no tanque após o período de teste e resolver a equação do balanço de energia, com o conhecimento do calor contido na descarga do condensado e vapor (se houver algum). Devido à quantidade de calor medida ser relativamente pequena, grande cuidado deve se ter na quantificação das perdas.

A teoria do método de cálculo da perda de vapor durante o período de teste é descrita abaixo:
- massa do tanque vazio = M_t
- massa do tanque + água no início do teste = M_s
- temperatura da água no início do teste = T_I
- massa do tanque + água no final do teste = M_f
- temperatura da água no final do teste = T_F
- massa da água no início do teste (M_s - M_t) = M_I
- energia no início do teste (M_I . C_p . T_I) = E_I (onde C_p é o calor específico da água)
- massa de água no final do teste (M_f - M_t)= M_F
- energia da água no final do teste (M_f . C_p . T_F) = E_F
- entalpia do condensado saturado = h_f
- entalpia total do vapor vivo = $h_f + h_{fg}$ massa de condensado descarregado pelo purgador = M_c
- massa do vapor vivo perdido pelo purgador = M_v

$$M_f - M_s = M_c + M_v = M$$

A energia total do condensado adicionado ao tanque = energia do condensado saturado + a energia do vapor vivo perdido pelo purgador, portanto:

$$E_F - E_I = M_c \cdot h_f + M_v (h_f + h_{fg})$$

onde:

$$E_F - E_I = (M - M_v) h_f + M_v (h_f + h_{fg})$$

chega-se a:

$$M_v = \frac{(E_F - E_I) - M \cdot h_f}{h_{fg}}$$

A validade do resultado obtido na avaliação de um purgador pelo método depende muito dos cuidados para execução do teste corretamente, e a precisão nas medidas de temperaturas, massas e entalpias. É recomendável que seja repetido o teste de um mesmo purgador certo número de vezes, de acordo com suas condições de realização.

O método do balanço de energia aplica-se corretamente à avaliação, de diversos tipos de purgadores onde a perda de vapor é suspeita. Este método pode ser apropriado, por exemplo, para purgadores de balde invertido, termodinâmicos, bóia (que descarregam o condensado na temperatura do vapor saturado). Para purgadores que descarregam o condensado a uma temperatura inferior à de saturação, este método não é recomendado, devido às variações da temperatura do condensado na descarga do purgador.

Calorimétrico

Este método de avaliação de purgadores utiliza-se de um calorímetro, aparelho portátil desenvolvido pela Spirax Sarco, capaz de identificar purgadores com funcionamento inadequado, quantificando suas perdas de vapor vivo. Sendo portátil e devido às suas características técnicas, possibilita a avaliação do purgador no local de instalação, e nas condições reais de funcionamento.

Pode ser utilizado na avaliação de qualquer tipo de purgador, em vapor saturado ou superaquecido, nas condições de operação do aparelho.

Seu funcionamento baseia-se em balanços de massa e energia a montante e a jusante do purgador. Para isto, são feitas leituras das temperaturas nesses pontos e das massas de condensado descarregado pelo purgador.
O condensado descarregado pelo purgador durante o período de teste (que deve ser no mínimo 15 minutos, para maior precisão) é coletado em dois recipientes, separando-se o condensado do vapor de reevaporação mais o vapor vivo (se houver).

O método calorimétrico permite avaliar quanto da massa coletada da vapor de reevaporação é, na verdade, vapor vivo perdido pelo purgador.

A figura 20 mostra esquematicamente o aparelho calorímetro, com seus componentes básicos.
A correta avaliação do purgador depende da qualificação do operador para as medidas das temperaturas, das massas de condensado e dos cálculos da perda de vapor.

A tabela a seguir identifica os 8 métodos de avaliação de purgadores, com suas características técnicas/funcionais, possibilitando ao avaliador a escolha do método mais adequado às suas necessidades.

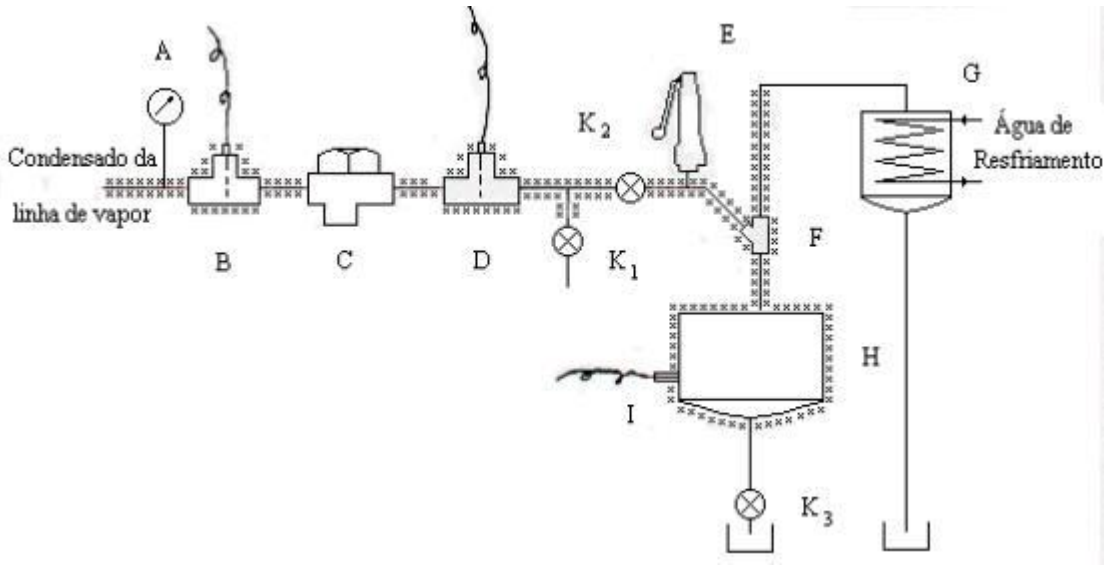


Fig. 20

xxx - isolamento
A - manômetro
B - termoresistência de montante
C - purgador em teste
D - termoresistência de jusante
H - tanque para coleta de condensado
I - termoresistência do tanque
G - sistema de condensação
E - válvula de segurança
K_1, K_2, K_3 - válvulas de bloqueio

3.9.4. Critérios e Normas

Não é de hoje a preocupação existente a respeito das perdas através de purgadores. Os principais centros tecnológicos mundiais têm desenvolvido pesquisas dos tipos mais adequados de purgadores a serem instalados nos sistemas de vapor, mas os resultados dessas pesquisas são sempre controvertidos. Vários critérios para avaliação de purgadores foram desenvolvidos, diferindo-se na qualidade, precisão e confiabilidade da resposta obtida.
Até o presente momento sabe-se que mais importante que as perdas, segundo o tipo de purgador utilizado, é ter uma instalação capaz de detectar em tempo hábil qualquer deficiência de funcionamento. A descoberta a tempo destas perdas é muito mais significativa que a simples substituição do purgador por um de outro tipo.

3.9.5. Ações para Melhoria da Eficiência

Normalmente, nas instalações reconhece-se a importância dos purgadores, porém não é dada a prioridade necessária para a sua manutenção. Usualmente o programa de manutenção consiste de ação corretiva só depois de ocorrida a falha e, ainda assim, muito depois de ter sido descoberta. Inspeções são incluídas na rotina de operadores, porém consistem apenas na conferência para verificar se o purgador está quente ou frio.

Para possibilitar maior controle das perdas através de purgadores e consequentemente economia de combustível, recomenda-se o treinamento de pessoal de manutenção das instalações nos métodos de avaliação de purgadores. Os métodos de ultra-som e medição de temperatura têm sido aplicados em algumas instalações com resultados bastante satisfatórios (por exemplo, na usina nuclear de San Onofre, em San Clemente na Califórnia, o programa de manutenção utilizando esses métodos permitiu que mais de 96% dos purgadores estejam funcionando adequadamente). A conjugação desses dois métodos, então, pode dar uma indicação precisa da condição do purgador.

Existem hoje no mercado programas de inspeção em operação e equipamentos de monitoramento de vazamentos (inclusive com monitoramento automático, instalado remotamente, supervisionando até 16

purgadores, indicando problemas em qualquer dos purgadores monitorado), que permitem que o componente com defeito seja mais facilmente identificado e sua manutenção seja planejada para a primeira oportunidade possível. Tais recursos, na medida do possível, devem ser usados pelas equipes de manutenção.

Métodos de Avaliação de purgadores	Caract. Técnicas e funcionais	Recomendável p/ todos os tipos de purgadores	Qualificação do operador	Quantifica as perdas de vapor	Pode ser avaliado no local de operação	Recomendável em vapor superaquecido	Recomendável em carga de condensado variável	Aparelho utilizado	Confiabilidade de resposta
Observação da descarga p/ atmosfera		Sim	Sim, para purgadores c/ descarga contínua	Não	Sim	Sim	Sim, porém dificulta a avaliação	Nenhum	Boa
Visores		Sim	Sim, para purgadores c/ descarga contínua	Não	Sim	Sim	Sim, porém dificulta a avaliação	Nenhum	Regular
Medição da temperatura a jusante		Sim	Sim, principal para purgadores termostáticos	Não	Sim	Sim	Sim	Termômetro de contato de boa precisão	Regular
Estetoscópios industriais		Sim, exceto purgadores c/ descarga contínua	Sim, fator de maior importância	Não	Sim	Sim	Não	Estetoscópio industrial	Regular
detetores ultra-sônicos de vazamentos		Sim	Sim, fator de maior importância	Não	Sim	Sim	Não	Detetor ultra-sônico	Boa
Spira-Tec		Sim	Não	Indica a perda mínima	Sim	Não	Sim	Sistema spira-tec	Ótima
Balanço de energia		Sim, exceto purgadores termostáticos	Sim, fator de maior importância	Sim	Não, com exceções	Não	Não	Sistema instalado em laboratório	Regular
Calorímetro		Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Calorímetro	Ótima

3.10. Filtros

3.10.1. Identificação dos Pontos Críticos

Os filtros são aparelhos separadores destinados a reter poeiras, sólidos em suspensão e corpos estranhos, em correntes de líquidos ou gases. São de uso comum em tubulações industriais das usinas termelétricas e podem ser divididos em duas classes: provisórios e permanentes.

Os filtros provisórios são equipamentos que se intercalam na tubulação, próximos aos bocais de entrada de equipamentos como bombas, compressores, mancais e as turbinas para evitar que sujeiras e corpos estranhos deixados nas tubulações durante montagem ou manutenções, penetrem nesses equipamentos quando o sistema for posto em operação. Depois que as tubulações estiverem em funcionamento por tempo determinado por normas ou pelo fabricante e, portanto, tiverem sido completamente lavadas pelo próprio fluido circulante, os filtros provisórios tem que ser removidos.

Os filtros permanentes são equipamentos instalados na tubulação de um modo definitivo. São utilizados para retirada de sujeiras e corpos estranhos de fluidos circulantes ou admitidos no processo, evitando que bombas de óleo de lubrificação ou combustível, medidores de fluxo, certos tipos de purgadores e queimadores sejam danificados.

Consistem geralmente, em uma caixa de aço, de ferro fundido ou ligas não ferrosas, com os bocais para as tubulações de entrada e de saída, no interior da qual existem os elementos de filtragem e chicanas para conduzirem o fluido. Os elementos filtrantes e os materiais de construção dos mesmos variam de acordo com o fluido circulante, o grau de filtragem desejado, o volume, etc.

3.10.2. Parâmetros de Monitoramento

Os filtros, a medidas que vão retendo a sujeira, provocam um aumento na perda de carga. Normalmente os fabricantes fornecem os valores de perda de carga para diversas vazões e condições de limpeza do elemento filtrante. Esta perda de carga, no caso de óleo combustível, sobe segundo uma curva exponencial e, por isso a pressão diferencial aumenta rapidamente após atingidos os valores recomendados pelo fabricante para limpeza, podendo ocorrer em função desta subida o rompimento da malha do cesto, causando sérios danos aos equipamentos. Para melhor controle do estado de limpeza do filtro, deve-se instalar um manômetro diferencial (ou um manômetro antes e outro após o filtro) supervisionando a perda de carga, determinando o período de limpeza

3.10.3. Ações para Melhoria da Eficiência

Para facilitar a limpeza, todos os filtros permanentes têm dreno e são desmontáveis, podendo-se retirar, limpar ou trocar o elemento filtrante sem ser preciso desconectar o filtro da tubulação. Os filtros em linhas de funcionamento contínuo são múltiplos, com duas ou mais câmaras em paralelo, isoláveis por válvulas, de maneira que os elementos filtrantes possam ser limpos sem a parada do sistema.

Os filtros de cada sistema devem ser cadastrados e contemplados com inspeção e limpeza periódica no programa de manutenção preventiva da instalação, com periodicidade e procedimentos determinados pelo fabricante, pelo fornecedor ou pelo banco de dados da equipe de manutenção.

3.11.Traços de vapor

É um sistema usado nas usinas termelétricas para manter aquecidas as tubulações, válvulas e bombas de óleo combustível com a finalidade a de atingir a viscosidade necessária ao bombeamento e fluxo desse óleo.

Observe-se que o traço de vapor não se destina a elevar a temperatura do óleo e sim apenas a compensar as perdas de calor que se dão ao longo da tubulação, para que a temperatura inicial, conseguida pelos aquecedores, seja mantida.

O meio de aquecimento mais usado é o vapor de baixa pressão (0,7 a 10 Kgf/cm^2), saturado ou superaquecido. Qualquer que seja o sistema de aquecimento empregado nunca se pode dispensar o isolamento térmico da tubulação, sem o qual a eficiência do aquecimento seria baixíssima.

Existem basicamente dois sistemas para traços de vapor em tubulações válvulas e bombas de óleo combustível, os traços de vapor externos paralelos e os traços de vapor enrolados externamente.

Quando o tubo a aquecer for horizontal, os traços de vapor devem ficar, de preferência, na parte inferior do tubo, para melhor proteção mecânica. Se houver apenas um traço de vapor, este deve correr sempre na parte inferior do tubo a aquecer. Quando o tubo a aquecer for vertical, os traços de vapor devem ficar simetricamente dispostos.

Cada traço de vapor deve ter uma válvula de bloqueio independente no seu ponto de alimentação e também um purgador para a eliminação do condensado. Para melhorar a eficiência do aquecimento pode-se envolver completamente os traços de vapor com massa especiais que possuem um alto coeficiente de transmissão de calor, fazendo ao mesmo tempo que a massa fique em contato com uma larga faixa da parede do tubo a aquecer e, como já foi dito, o isolamento térmico bem dimensionado é imprescindível.

As equipes de manutenção devem fazer constar em seu programa preventivo, inspeções visuais periódicas dessas linhas e as inspeções para as válvulas de admissão e purgadores.

3.12. Equipamentos de Ar Comprimido

3.12.1 Identificação dos Pontos Críticos

Admissão do compressor

A regra principal é cuidar para que a temperatura do ar, na admissão do compressor, seja a mais baixa possível. Um aumento de 5°C na temperatura do ar aspirado, significa um aumento no consumo da ordem de 1%.

Filtro de Admissão de Ar
Filtros obstruídos comprometem seriamente a sucção do ar e por conseguinte o rendimento do compressor.

Pressão de Saída

A pressão de saída do sistema de ar comprimido deve ser ajustada até o mínimo necessário ao funcionamento dos equipamentos.

3.12.2. Parâmetros de Monitoramento

Temperatura do ar, na admissão -Um aumento de 5°C na temperatura do ar aspirado implica em um aumento no consumo de energia da ordem 1%.

Pressão de admissão - Quando ocorre acúmul;o de sujeiras nos filtros de admissão de ar, observa-se que quando a pressão de admissão se eleva de 250 mm de coluna d'água, o rendimento do compressor cai em 2%.

Antes de se implantar um programa de conservação de energia em ar comprimido, é importante proceder-se à avaliação aproximada das perdas existentes com vazamentos. Para tanto, pode-se utilizar um método simplificado que considere a vazão conhecida de ar livre do compressor, com o auxílio de um relógio comum ou cronômetro.

Redução das Perdas de Carga

A variação entre a pressão medida no reservatório e na extremidade das derivações não deveria ser superior a uma perda de 0,5 bar. Uma perda de carga de 0,5 bar numa rede de 7 bar resulta num consumo adicional de energia da ordem de 3%. Quedas de pressão de 0,7 a 2,1 bar na entrada de uma ferramenta reduzem sua potência de 14% a 55%.

Redução da Pressão - Ao analisarmos uma central de ar comprimido devemos sempre verificar qual a real necessidade de pressão nos equipamentos utilizadores e se esta pressão deve ser mantida por todo o tempo.

3.12.3. Teste de Avaliação

Antes de proceder-se à implantação de um programa de redução de perdas/conservação de energia em ar comprimido, é importante proceder-se à avaliação aproximada das perdas existentes com vazamentos. Para tanto, pode-se utilizar um método simplificado que considere a vazão conhecida de ar livre do compressor, com o auxílio de um relógio comum ou cronômetro.

O método para avaliação dos vazamentos consiste basicamente de:

Método para Avaliação dos Vazamentos

- Fechar as entradas de ar dos aparelhos utilizados;

- Colocar o compressor em marcha até atingir a pressão de trabalho nas tubulações;

- No exato momento em que o compressor atingir a pressão de trabalho, determina-se o primeiro horário;

- Se houver vazamentos, a pressão da rede irá diminuir fazendo com que o compressor recomece a operar com carga (neste momento deve-se marcar o tempo novamente, determinando-se o segundo horário);

- Ao atingir novamente a pressão de trabalho o compressor entrará em alívio, pois já foram respostas as perdas por vazamentos. Esse horário deverá ser anotado, representando o terceiro horário a ser considerado.

Para determinar as perdas com vazamento deve-se utilizar a seguinte fórmula:

$$F = \frac{Q \times T}{T + t}$$

Onde:

F = Perdas por vazamento na instalação (m^3/min)
Q = Vazão de ar do compressor (m^3/min)
T = Tempo de carga em minutos, determinado pela diferença dos horários anotados nos itens 4 e 5.
t = Tempo de alívio (em vazio) em minutos, determinando pela diferença de horários anotados nos ítens 3 e 4.

Obs.: Para afinar os resultados, deve-se repetir o método 3 e 4 vezes e calcular as médias dos valores encontrados.

lembre-se: Numa rede bem cuidada, os vazamentos não devem ultrapassar 5% da vazão. Na prática, encontram-se vazamentos de até 45% em instalações de grande porte.

3.12.4. Ações para Melhoria de Eficiência

Preventivas

Existem diversas ações que, se implementadas, propiciam economia de energia em ar comprimido.

Para exemplificar, bastam, apenas algumas regulagens simples e algumas ações de manutenção, conforme exemplificado a seguir:

Ajuste de Pressão

Baixar a pressão até o mínimo necessário ao funcionamento dos equipamentos utilizadores e pelo tempo estritamente necessário contribui para a melhoria de eficiência da instalação.

O quadro a seguir mostra a economia de energia com a redução de pressão para alguns tipos de compressores.

COMPRESSOR	ECONOMIA DE ENERGIA COM REDUÇÃO DE PRESSÃO	
	REDUÇÃO DE PRESSÃO DE 7 BAR PARA:	
	6,4 BAR	5,6 BAR
1 Estágio	4%	11%
2 estágios arrefecimento a água	4%	11%
2 estágios arrefecimento a ar	3%	7%

As despesas com dispositivos para otimizar uma rede que opera com baixa vazão e alta pressão de ar trazem rapidamente dividendos. A instalação de um redutor de pressão montado para alimentar equipamentos a pressão normal pode resultar em economia de energia de até 24%.

Operação dos Sistemas de Secagem de Ar

A água provoca fenômenos de oxidação, perda de carga e de rendimento, bem como a deterioração da rede, que causa perdas por vazamentos. Torna-se portanto de exterma importância, secar o ar comprimido antes que ele circule na tubulação.

Eliminação de Vazamentos e outras fontes de desperdício

Os vazamentos de ar comprimido custam muito caro. O quadro a seguir mostra o consumo de energia necessário para suprir os vazamentos em uma rede operando a uma pressão de 7 bar, durante 6.00 horas por ano.

CONSUMO DE ENERGIA PARA SUPRIR VAZAMENTOS				
Vazamentos		Perda (l/min)	Potência necessária para comprimir o ar perdido (kW)	Consumo Anual (kWh)
Diâmetro (mm)	Superfície (mm^2)			
0,8	0,5	12	0,1	600
1,5	1,8	186	1	6.000
3	7	660	3,5	21.000
6	28	2.570	15	90.000

Redução de Perdas de Carga

A variação entre a pressão medida no reservatório e na extremidade das derivações, não deveria ser superior a uma perda de 0,5 bar. Uma perda de carga de 0,5 bar numa rede de 7 bar resulta num consumo adicional de energia da ordem de 3%. Quedas de pressão de 0,7 a 2,1 bar na entrada de uma ferramenta reduzem sua potência de 14 % a 55%.

De modo geral, limita-se a velocidade do ar a um máximo de 36 m/min nas tubulações principais. Sempre que possível utilizam-se curvas com grande raio e uniões em curva para tubulações.

Aumento das Seções das Tubulações

A implementar-se reformas ou ampliações, deve-se, se possível aumentar 10% o diâmetro das tubulações, o que acarretará normalmente um aumento de 10% a 20% nos custos, mas a perda de carga se reduzirá em 32% e, consequentemente, ter-se-á uma redução no consumo de energia da ordem de 30%.

Para que o equipamento apresente as melhores condições de operação e garanta um menor consumo de energia, deve-se seguir periodicamente alguns procedimentos básicos de manutenção. O quadro a seguir apresenta um plano com as principais atividades a serem efetuadas.

PLANO DE MANUTENÇÃO	
PROCEDIMENTOS	PERIODICIDADE
Lubrificação Verificar as condições do óleo ..... Trocar o óleo	 500 horas 3.000 a 6.000 h
Válvulas de Retenção Vistoria periódica	 Trimestral
Filtros de Admissão de Ar Limpar (quando a pressão de admissão se eleva de 250 mm de coluna d'água o rendimento cai em 2%).	 Semanal
Correias Verificar a tensão das correias de acionamento	 Mensal
Circuito de água Desincrustação (conforme o aumento da temperatura da água e do ar)	 Verificar pelo menos 1vez ao ano
Circuito de Ar Purgar ou verificar o funcionamento dos purgadores	 diariamente
Revisão Geral	6.000 horas

3.13. Geradores Elétricos

3.13.1. Identificação dos Pontos Críticos

As seguintes partes do gerador exigem inspeções e ajustes durante a operação:

Escovas do Coletor e da excitatriz

A regularidade da manutenção das escovas do coletor e da excitatriz é extremamente importante para assegurar a operação confiável do turbogerador.

Filtros de Ar

Filtros de ar sujo reduzem a quantidade de ar circulando no alojamento sobre o coletor e excitatriz e pode resultar em elevação excessiva de temperatura nessas partes.

Resfriadores

Certas condições da água podem conduzir à acumulação de limo ou outros materiais nos tubos de água do resfriador e tubos de ventilação do ar, o que reduz a eficiência do resfriador.

3.13.2. Parâmetros de Monitoramento

Limpeza dos suportes das escovas

Não deve ser permitida a acumulação de pó de carvão sobre os suportes das escovas.

Grau de desgaste das escovas

Não deve ser permitido que as escovas desgastem além do seu limite.

Diferencial de temperatura entre fluído refrigerante e estator.

Pequenas diferenças entre as temperaturas do estator e do fluido refrigerante saindo do resfriador, para uma dada condição de carga, como indicada pelos detetores de temperatura por resistência ou outros dispositivos, pode indicar perda de eficiência do resfriador.

Se os registros diários indicam continuamente o descréscimo da eficiência, proceda à limpeza, utilizando procedimetos específicos.

Nos geradores resfriados a hidrogênio, os setores do resfriador são projetados para permitir a limpeza dos tubos do resfriador sem a remoção do hidrogênio do gerador. Se for removida uma seção do resfriador do estator / carcaça do gerador, recoloque todos os selos do lado do hidrogênio e juntas durante a remontagem.

3.13.3. Testes de Avaliação

Os testes em geradores elétricos estão focados nos sistemas de isolamento. Entretanto, há outros testes usados para verificar a degradação em outros componentes.

Os registros históricos de resultados de testes devem ser mantidos e comparados à medida que forem efetuados novos testes. Mudanças nos resultados dos testes obtidos entre as manutenções, poderão indicar a necessidade de reparos e recuperação.

Finalmente, os resultados dos testes podem ser enganosos e inúteis se os instrumentos de teste utilizados não forem adequados, ou não tiverem manutenções regulares e calibração apropriada.
Aí surge a necessidade e importância da inspeção visual no gerador.

A inspeção visual realizada por um técnico experiente, poderá descobrir problemas não detectados por equipamentos de monitoração, ou através de testes. Mesmo os sistemas de isolamento do estator e rotor precisam estar muito degradados, para serem detectados por testes elétricos. Não existe um teste definitivo para detectar contaminação, corrosão ou vazamentos de óleo e água; todavia a presença de qualquer um deles, pode afetar seriamente a confiabilidade e operação do equipamento.

Apesar de importante, a inspeção visual é limitada a áreas que podem ser observadas diretamente, ou através de espelhos, boroscópios, câmaras, etc e portanto, deve ser realizada conjuntamente com testes, para se ter um quadro completo da condição do gerador.

As tabelas a seguir apresentam respectivamente, a lista de testes que são essenciais para se garantir continuidade de desempenho satisfatório dos geradores, bem como uma lista de itens que devem ser verificado numa inspeção visual.

TESTES PADRÕES RECOMENDADOS		
TESTE	**LOCAIS DE APLICAÇÃO**	**OBJETIVOS DA INSPEÇÃO**
(A CADA PARADA CURTA)		
Resistência ôhmica dos elementos RTD	Gas refrig. estator e enrolamento estator	Verificar as condições dos RTD's e conexões frouxas
Isolamento para terra - RTD	Enrolamentos do estator	Condições isolamento do RTD
Resistência dos enrolamentos	Estator e rotor	Verificar conexões frouxas e rupturas
Megômetro	Estator e rotor Mancais e isolamento dos selos de H2/N2/Ar	Condições de isolamento Integridade contra tensão no eixo
Sobrepotencial / Hipot. (AC)	Enrolamento estator	Integridade de isolamento para terra da carcaça
Corrente dispersão DC	Enrolamento estator	Contaminação e/ou deteriorização
Impedância AC	Isolamento entre espiras do rotor	Curto entre espiras
(A CADA PARADA LONGA COM O ROTOR REMOVIDO)		
Potencial escalar magnético (EL CID)	Isolamento do núcleo do estator	Esmalte do núcleo frágil ou danificado
Verificação do aperto das cunhas	Cunhas do estator	Detectar afrouxamento do aperto das cunhas
(OPCIONAL / TESTES DE DIAGNÓSTICO)		
Análise de descargas parciais	Isolamento enrolamento estator	Deteriorização localizada
Sobretensão / Hipot	Isolação do rotor a terra	Integridade da parede de isolação
Teste de frequência dinâmica	Extermidade enrolamentos do estator	Ressonância potencialmente perigosa
Teste do fluxo no entre-ferro	Isolação entre espiras do campo	Curto entre espiras na velocidade de operação

ÁREAS DE INSPEÇÃO VISUAL						
ESTATOR	**Todos os componentes**	**Barras**	**Sistema Suporte do Núcleo**	**Sistema Suporte das Ranhuras**	**Conexões dos Anéis e Condutores Inferiores**	**Buchas de Alta Tensão**
Material estranho / contaminação	x					
Limpeza	x					
Partes perdidas ou fora de lugar	x					
Folgas	x					
Danos mecânicos	x					
Deteriorização Geral	x					
Corrosão	-					
Condições da superfície e desgaste	-	-	-	-	-	-
Rachaduras		x	x		x	x
Partes Desgastadas		x	x	x	x	
Queimados		x			x	x
Ventilação Bloqueada			x	x		
Centelhamento		x		x		
Deslocamento de fita		x				
Uniões Quebradas					x	
Núcleo em Curto com perfurações	-	-	-	-	-	-
Aperto das Lâminas do núcleo	-	-	-	-	-	-

ÁREAS DE INSPEÇÃO VISUAL					
NÚCLEO	**Todos os Componentes**	**Extremidade do Núcleo**	**Dutos de Ventilação**	**Laminados**	**Barras Principais**
Material estranho / contaminação	x				
Limpeza	x				
Partes perdidas ou fora de lugar	x				
Folgas	x				
Danos mecânicos	x				
Deteriorização Geral	x				
Corrosão	x				
Condicões da superfície e desgaste	-	-	-	-	-
Rachaduras		x			
Partes Desgastadas	-	-	-	-	-
Queimados		x		x	
Ventilação Bloqueada		x	x		
Centelhamento	-	-	-	-	-
Deslocamento de fita	-	-	-	-	-
Uniões Quebradas	-	-	-	-	-
Núcleo em Curto com perfurações	x			x	
Aperto das Lâminas do núcleo	x			x	

ÁREAS DE INSPEÇÃO VISUAL							
ROTOR	**Todos os Compo-nentes**	**Carcaça e Cunhas**	**Anéis de Retenção**	**Ventila-dores**	**Eixos**	**Enrola-mento**	**Anéis Coletores**
Material estranho / contaminação	x						
Limpeza	x						
Partes perdidas ou fora de lugar	x						
Folgas	x						
Danos mecânicos	x						
Deteriorização Geral	x						
Corrosão	x						
Condições da superfície e desgaste	x						
Rachaduras		x	x	x	x		
Partes Desgastadas					x		x
Queimados		x	x				x
Ventilação Bloqueada		x				x	
Centelhamento	-	-	-	-	-	-	-
Deslocamento de fita	-	-	-	-	-	-	-
Uniões Quebradas	-	-	-	-	-	-	-
Núcleo em Curto com perfurações	-	-	-	-	-	-	-
Aperto das Lâminas do núcleo	-	-	-	-	-	-	-

3.13.4. Ações para a Melhoria da Eficiência

Um programa de manutenção completo, bem planejado e criteriosamente executado, é a maneira mais efetiva de manter o gerador com boa eficiência, confiável e evitar grandes despesas resultantes de falhas. Entretanto, o programa deve demonstrar que a melhoria na disponibilidade e confiabilidade, é realmente capaz de reduzir custos e compensar o investimento realizado na implementação do programa. As paradas longas para manutenção deverão ser programadas com bastante antecedência, assim como os preparativos para a mesma. Nesta preparação é importante rever os relatórios das inspeções anteriores, consultar publicações dos fabricantes e comunicações de alterações tecnológicas. Os materiais necessários deverão ser adquiridos em tempo hábil e, estarem disponíveis na data prevista da parada. Este procedimento evita gastos adicionais com espera de material. O programa de manutenção deve atender as necessidades da instalação, considerando a importância das unidades geradoras no sistema, que é variável de acordo com cada equipamento e instalação. Adicionalmente, novas tecnologias estão sendo constantemente desenvolvidas, com a finalidade de melhorar o funcionamento e confiabilidade de geradores, assim como os equipamentos de inspeção e monitoração. Estes desenvolvimento tecnológicos, na medida do possível, deverão ser incorporados à manutenção, sob pena dos custos se tornarem cada vez maiores com o tempo. Os três elementos mais importantes do programa são:

- periodicidade;
- testes elétricos;
- inspeção visual.

Espera-se que a conjugação desses três elementos, possa delinear importantes ações voltadas para a melhoria da eficiência dos geradores elétricos.

Sabe-se que vários componentes do gerador necessitam de inspeções ou manutenções de rotina, entre os intervalos programados de parada da máquina, conforme indicado nos manuais de manutenção. As equipes envolvidas, poderão adicionar tarefas nestas intervenções, de acordo com a experiência adquirida. O resultado destas manutenções deverá ser arquivado, de modo a propiciar rápidas consultas de referência. O registro dos dados destas manutenções, bem como aqueles resultantes da monitoração pela operação, constituem em um bom indicador de serviços pendentes ou de problemas operacionais existentes, os quais deverão ser verificados, quando da parada da unidade.

Recomenda-se que a primeira inspeção de caráter abrangente, seja feita no máximo 1 (um) ano após a entrada em operação do gerador, devido a que nos primeiros meses de operação, o sistema suporte dos enrolamentos do estator, além de outros componentes, experimentam um acentuado desgaste, em função de testes e adaptação ao funcionamento.

As paradas programadas subsequentes, devem ser realizadas em intervalos de tempo padronizados. A experiência tem demonstrado que paradas programadas para manutenção, executadas de forma regular, é um fator extremamente importante para manter a eficiência, confiabilidade e reduzir o número de falhas e reparos, implicando desta forma, em significativa redução de despesas. Assim sendo é recomendada uma parada a cada 30 (trinta) meses, para manutenções de menor parte. Durante estas paradas, as blindagens ou tampas deverão ser removidas, para permitir inspeção do local onde se encontram as extremidades dos enrolamentos, sem retirada do campo do gerador. As paradas longas para manutenção, são recomendadas a cada 60 (sessenta) meses, que inclui a remoção do rotor do gerador, permitindo uma inspeção global da seção do núcleo do estator e campo. Deverão também serem efetuados uma completa série de testes elétricos e minuciosa inspeção visual.

Geradores antigos, com os enrolamentos do estator isolados por revestimentos à base de asfalto e comprimentos do núcleo acima de 3,81 metros, estão sujeitos a trincas no isolamento por dilatação nas barrras do estator. Estes geradores, portanto, devem ser inspecionados com maior frequência, à base de 18 (dezoito) meses para as paradas curtas e 36 (trinta e seis) meses para as paradas longas.
Os intervalos de paradas para manutenção aqui mencionados, foram baseados em informações de fabricantes, após vários anos de experiência. Entretanto, devido aos custos das paradas, bem como o aumento gradual da confiabilidade dos geradores, é cada vez maior interesse de usuários e fabricantes, em aumentar o intervalo de tempo entre as paradas longas.

3.13.5. Critérios e Normas

- *IEEE std 115/65 - Test procedure for Synchronous Machines*

- *NBR 5052 /84 - Máquinas Síncronas - Ensaios*

- *IEEE std 118/78 - Test code for resistance measurement*

- *ISA C.42-20/1957 - Instruments, meters and meter testing*

3.14. Motores Elétricos

3.14.1. Identificação dos Pontos Críticos

Na instalação, operação e manutenção de motores elétricos assíncronos, devem ser observados os seguintes tópicos que influenciam diretamente no rendimento, confiabilidade e longevidade dos mesmos:

Carregamento - Num motor bem dimensionado, o conjugado resistente deve ser menor que o conjugado nominal. Se for igual ou ligeiramente superior, o aquecimento resultante será considerável. Por outro lado, um motor "sub-carregado", apresenta sensível redução no rendimento.

Ventilação - Nos motores auto-ventilados, o fluxo de ar arrasta consigo poeira e materiais leves que obstruem aos poucos as aberturas ou canais e impedem a passagem do ar e a dispersão normal do calor, o que aumenta fortemente o aquecimento do motor. Espaços exíguos no local de instalação, limitam a circulação do ar, provocando aquecimentos excessivos. Nos motores que utilizam ventilação forçada externa, a parada do grupo moto-ventilador também pode causar problemas similares de aquecimento.

Temperatura ambiente - De forma geral,a temperatura limite suportada pelos isolantes do motor é calculada para o funcionamento num ambiente com temperatura de 40°C. Portanto é importante verificar e controlar a temperatura ambiente para não ultrapassar os valores para a qual o motor foi projetado.

Variações de tensão - Com a queda de tensão, aumenta a intensidade da corrente absorvida para se manter o conjugado motor e consequentemente o motor se aquecerá, aumentando as perdas.

Perda de fase (motores trifásicos) - Em caso de perda de uma das fases, o motor continua a girar, porém seu escorregamento aumenta consideravelmente assim como seu aquecimento.

Degradação do isolamento elétrico - Em consequência de sobreaquecimentos representativos no motor, a vida útil do isolamento elétrico do mesmo, pode ser drasticamente reduzida.

Vibrações - Vibrações anormais causam uma redução no rendimento do motor. Elas podem ser consequência de uma falha no alinhamento, de uma fixação insuficiente ou defeituosa de motor em sua base, de folgas excessivas dos mancais, ou ainda de um balanceamento inadequado nas partes giratórias.

Lubrificação dos mancais - A correta lubrificação dos rolamentos, além de permitir uma melhoria de rendimento, evita a elevação da temperatura que prejudica a vida útil desses equipamentos.

3.14.2. Parâmetros de Monitoramento

É recomendável a inspeção e verificação periódica dos seguintes itens:

- vibrações anormais;

- temperatura dos motores;

- lubrificação dos mancais;

- estado (inspeção visual cuidadosa) do isolamento elétrico.

3.14.3. Testes de Avaliação

Anualmente é recomendável efetuar-se testes de resistência de isolamento elétrico dos motores. Se necessário, poderá também ser efetuado, teste de resistência ôhmica.

3.14.4. Ações para Melhoria da Eficiência

Preventivas

Periodicamente são necessárias as seguintes ações de natureza preventiva:

Ventilação dos motores

- limpar cuidadosamente os orifícios de ventilação;

- limpar as aletas retirando poeira e materiais fibrosos;

- cuidar para que o local onde o motor está instalado, sempre permita a livre circulação de ar;

- verificar, se existir, o funcionamento do sistema de ventilação auxiliar e a livre circulação de ar nos dutos de ventilação.

Isolamento Elétrico

- verificar o funcionamento dos aparelhos dos quadros de alimentação dos motores;

- limpar as bobinas dos enrolamentos;

- observar ruídos e vibrações intempestivas;

- observar sinais de superaquecimento e anotar periodicamente as temperatuas durante a operação.

Vibrações

- observar o estado dos mancais, tendo sempre em conta a vida útil média dos mesmos, fornecida pelos fabricantes;

- controlar e analisar as vibrações;

- trocar periodicamente a posição de repouso dos rotores dos motores elétricos, assim como das partes moveis das máquinas, nas paradas de longa duração.

Lubrificação

- respeitar os intervalos de lubrificação;

- não engraxar excessivamente os rolamentos e limpá-los com gasolina antes de colocar a graxa nova (salvo se houver evacuador automático de graxa);

- utilizar as graxas recomendadas pelo fabricante em função do serviço e da temperatura;

- para os mancais lubrificados a óleo, verificar os anéis de retenção e utilizar o óleo recomendado;

- observar a temperatura dos mancais em operação;

- cuidar para que a temperatura ambiente permaneça dentro dos limites normais;

- durante a limpeza, evitar os depósitos de poeira nas caixas de rolamentos.

Corretivas

Normalmente ações de manutenção de natureza corretiva, podem ocorrer basicamente em função dos seguintes tipos de problemas:

Mancais

- aquecimento do mancal;
- ruído no mancal;
- vibração do rotor e mancal;
- trepidação do rotor e mancal;
- engripamento do mancal.

Partes Mecânicas do Motor

- bases e fixação;
- polias e acoplamentos;
- ventilação.

Comando, Controle, Alimentação e Circuito do Motor

- fios terminais do motor rompidos;
- condutor rompido em duas das fases;
- enrolamento de uma, duas ou três fases à massa;
- ligações erradas nos terminais do enrolamento;
- condutor rompido em uma ou mais fases;
- curto entre espiras de uma fase;
- curto entre fases;
- gaiola rotórica com vergalhões interrompidos;
- pacote de chapas do núcleo do campo, solto;
- queima ou mau funcionamento de dispositivos e aparelhagens no comando e controle dos motores.

Todos os defeitos retromencionados são sintomáticos, são provocados por uma ampla gama de causas e se manifestam durante a partida ou no funcionamento do motor. Exigindo, na maioria das vêzes, intervenções das equipes de manutenção para correção do defeito.

3.14.5. Critérios e Normas

- PEB 120 / 70 - ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas.

- EB 120 / 71 - ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas.

- ANSI C 502 / 65 - The American National Standard Code for Pressure Pipping.

- BS 2613 / 69 - Bristish Standard Institute.

- JEC 37 / 61 - (Comitê de Normas Elétricas)

- NEMA MGI / 69 - Nacional Electrical Manufactures Association.

- IEC 34-1/ 69 - International Electroctechincal Comission.

3.15. Parâmetros operacionais

O rendimento de um ciclo térmico e, consequentemente, de uma unidade, é fortemente influenciado pelos seguintes parâmetros operacionais:

- temperatura e pressão do vapor superaquecido na entrada da turbina;
- temperatura do vapor reaquecido na entrada da turbina (em unidades com reaquecimento);
- vácuo (pressão absoluta) no condensador.

Como acontece num ciclo de Rankine ideal, o rendimento térmico será maior (devido ao aumento da relação entre energia útil e energia rejeitada) quanto:

- maior for a temperatura do vapor superaquecido na entrada da turbina;
- maior for a pressão do vapor superaquecido na entrada da turbina;
- maior for a temperatura do vapor reaquecido na entrada da turbina;
- menor for a pressão absoluta (maior for o vácuo) no condensador.

Nota: A questão da pressão absoluta (vácuo) no condensador é exaustivamente discutida no tópico referente ao condensador, não sendo portanto, objeto deste tópico.

A determinação das condições nominais destes parâmetros numa unidade leva em conta aspectos econômicos e limitações técnicas associadas a resistências de materiais, etc. Deste modo, os valores nominais da temperatura e pressão do vapor superaquecido e da temperatura do vapor reaquecido representam valores limites (máximos) que devem ser respeitados, sob pena de reduzir a vida útil da instalação e mesmo, colocar em risco a sua integridade. Por outro lado, a operação com valores abaixo dos nominais apresenta reflexos negativos sobre o rendimento térmico da unidade. Deste modo, para otimizar o balanço entre o rendimento térmico e vida útil e integridade da instalação, a mesma deve ser operada nos valores nominais de temperatura e pressão do vapor superaquecido e temperatura do vapor reaquecido.

Além destes parâmetros o rendimento térmico de unidades com reaquecimento também é influenciado pela perda de carga no reaquecedor e pela vazão de atemperação do vapor reaquecido.

A pressão na exaustão da turbina de alta pressão (em unidades de reaquecimento) é função da carga da unidade. Entretanto, o rendimento térmico da unidade será afetado negativamente, quanto maior for a perda de carga entre este ponto e a entrada da turbina de média pressão, ou seja, a perda de carga no reaquecedor. Valores típicos para esta perda de carga são da ordem de 10% da pressão do vapor na exaustão da turbina de alta pressão.

Normalmente as unidades com reaquecimento contam com um sistema normal de controle da temperatura do vapor reaquecido (que pode ser “burner tilting”, “biflux”, modulação/by-pass de gases, recirculação de gases, etc) e com uma injeção de água de atemperação de emergência.

A utilização desta injeção de água de atemperação de forma sistemática e contínua resulta em redução do rendimento térmico da instalação, uma vez que a vazão desta injeção opera num ciclo de baixa pressão e baixo rendimento.

Normalmente os fabricantes fornecem curvas ou tabelas onde podem ser determinados os reflexos sobre o rendimento térmico (ou consumo específico de combustível) de desvios nos parâmetros operacionais anteriormente citados. A tabela abaixo apresenta valores típicos para estas relações:

Variação do valor recomendado	Variação no Consumo
Temperatura vapor SH ± 10 º C	0,3%
Pressão vapor SH 10%	0,75%
Temperatura vapor RH +/- 10 º C	0,2%
Perda de carga no RH - 1 bar	0,5%
Vazão atemperação RH 5% (vazão vapor SH)	1,0%

4. Estudo de Viabilidade Técnico-Econômico

As ações corretivas ou de melhorias propostas e técnicamente realizáveis oriundas do diagnóstico ou monitoramento, devem submeter-se a uma análise econômica de rentabilidade, que auxilie na tomada de decisões. Para o estudo de rentabilidade pode-se utilizar os métodos clássicos de valoração dos investimentos.

Valor atual presente dos investimentos

Consiste em calcular a soma dos fluxos de capital investidos e gerados ao longo da vista do equipamento ou da instalação. Os fluxo de caixa devem ser atualizados no ano em que se realiza o investimento, podendo ser utilizada a formula a seguir:

$$\sum_{i=0}^{i=t} Ci\,(1+a)^{-i}$$

onde: c = fluxo de caixa do ano

i,a = taxa de atualização

t = vida do projeto

Pode utilizar-se como taxa de atualização o custo do dinheiro, embora seja mais realista empregar o custo de oportunidade do capital investido, sobretudo naqueles casos em que o capital investido pode ser utilizado em outros projetos diferentes ou incluso em negócios não energéticos.

Taxa interna de retorno (TIR) - análise incremental

A TIR é a taxa de atualização que faz nulo o valor atual presente. Aqueles projetos cuja TIR é superior ao custo do dinheiro ou ao custo de oportunidade da empresa, são inicialmente atrativos e é aconselhável a sua realização. O método incremental permite analisar a rentabilidade de diferentes projetos não excludentes entre si baseado nas respectivas TIR, como pode ser ob servado na figura a seguir:

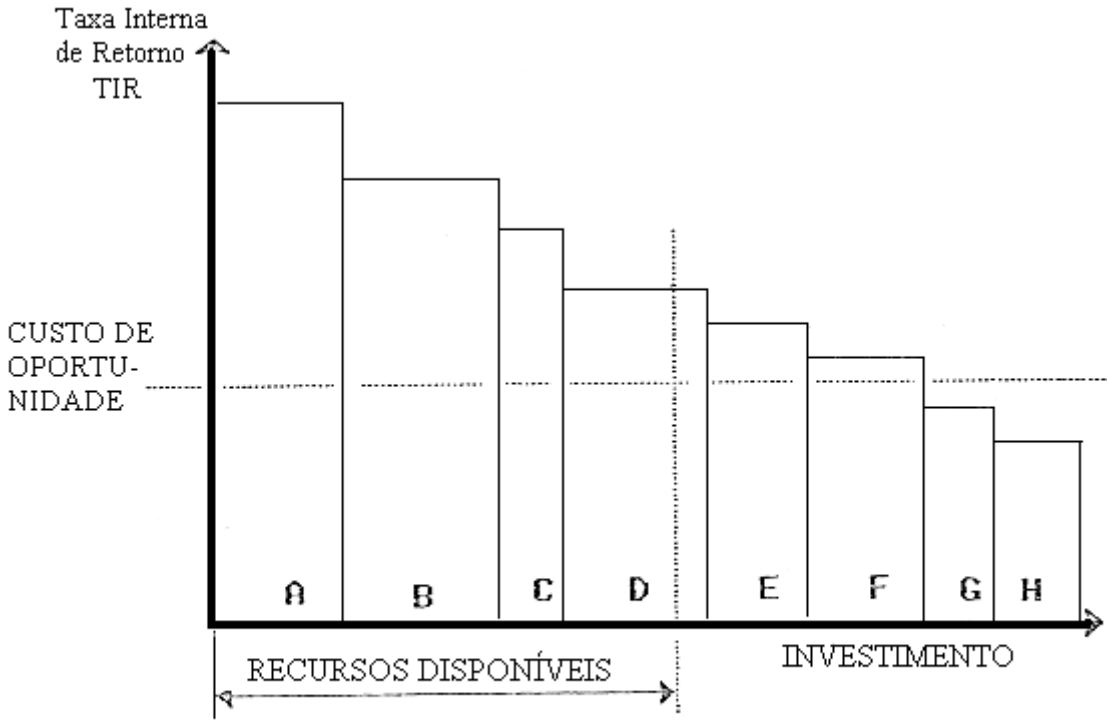


Gráfico de retorno do investimento para diferentes projetos de melhoria de rendimento.

Os projetos (A,B,C e etc.), se ordenam por rentabilidades descrescentes, representando nas ordenadas a TIR e nas abcissas os respectivos investimentos. Os recursos financeiros disponíveis limitarão o número de projetos que podem ser viabilizados até chegar a aqueles cuja TIR seja igual ou inferior ao custo de oportunidade ou ao custo do capital no mercado financeiro.

Pay-Back

O pay-Back é o periodo de retorno ou de recuperação do investimento total utilizado nas ações corretivas ou de melhorias. Seu cálculo inicial é feito da seguinte maneira:

$$Pb = \frac{Ii}{Ll} \times 12 \ (meses)$$

onde:

Pb = Pay-Back

Ii = investimento inicial

Ll = lucro líquido

5. QUANTIFICAÇÃO DOS RESULTADOS

Para o acompanhamento adequado dos resultados das ações voltadas para melhoria da eficiência, se faz necessária a quantificação dos parâmetros antes e após a realização das intervenções.

Na maioria dos casos em Usinas Termelétricas, os resultados podem ser medidos e transformados em termos de econômia de combustível, sendo então convertidos em valor de capital.

As ações efetuadas a nível isolado e em conjunto deverão ser sistematicamente quantificadas e registradas visando a econômia almejada e buscando servir de subsídio e referência para outras intervenções.

Durante a quantificação dos resultados deve-se dar especial atenção :

- análise das perdas existentes em todos os pontos da instalação;

- avaliação da importância dessas perdas, justificando através de estudos de viabilidade técnico-econômica,as obras que se fiserem necessárias para sua redução;

- adoção de medidas adequadas a cada um dos sistemas existentes na instalação (turbinas, caldeiras, bombas, traços de vapor, compressores de ar, geradores, etc), tomando como base as sugestões de procedimentos contidos em cada capítulo desta Recomendação Técnica ;

- consulta aos fornecedores dos equipamentos utilizados na empresa, adotando suas recomendações para a manutenção adequada dos mesmos ;

- organização de uma biblioteca e de uma memória técnica de toda a instalação, permanentemente atualizadas;

- implantação do uso de planilhas de inspeção e gerenciamento para facilitar o acompanhamento do programa e avaliar seus resultados.

Cabe mais uma vez salientar, que os diversos resultados obtidos com as ações de manutenção ou operação devem ser submetidas a análises periódicas e sistemáticas, que sejam consideradas mais adequadas para cada caso, como por exemplo:

- comparações com dados de projeto;

- comparações com parâmetros de referência (consumo específico de combustível), obtidos do histórico de manutenção e operação dos equipamentos;

- gráfico “pareto”, indicando os equipamentos ou pontos de perda ou baixa eficiência.

Após a manutenção deve-se repetir os testes de rendimento e avaliar os resultados finais de trabalho.

A análise de Viabilidade Técnico-Econômico, abordada anteriormente antecipa preliminarmente alguns destes resultados que em tese devem ser homologadas após os trabalhos de manutenção.

6. CONCLUSÃO

A presente Recomendação Técnica apresenta procedimentos de manutenção e operação que permitem:

- identificar os pontos críticos de perda de eficiência;

- quantificar os resultados através de testes de avaliação;

- fixar parâmetros de monitoramento;

- selecionar e adotar ações preventivas e corretivas de manutenção.

Foi elaborada utilizando literatura técnica especializada, conhecimentos e experiências dos especialistas do Setor Elétrico que trabalham na área.

Sem descuidar da operação, contempla, predominantemente aspéctos relacionados à manutenção.

Ela inicia um processo de avaliação de eficiência em Usinas Termelétricas a Vapor e deverá, ao longo do tempo, sofrer modificações, através da incorporação de novos conhecimentos orindos de novas experiências e técnicas.

Concluímos que a utilização dos procedimentos aqui sugeridos, em muito auxiliará os profissionais das áreas de manutenção e operação a aumentar a confiabilidade e disponibilidade dos equipamentos, bem como , aumentar o rendimento térmico e eficiência global das Usinas Termelétricas a Vapor.

7. RECOMENDAÇÃO

No planejamento e intervenções de manutenção, sempre que possível, devem ser consideradas as perspectivas da melhoria e ganho de eficiência dos equipamentos em particular da Usina Termelétrica no global. Os procedimentos enunciados nesta Recomendação Técnica, foram elaborados voltados para esta finalidade e recomendamos a utilização dos mesmos.

Recomendamos que seja mantido um rigoroso e atualizado histórico das intervenções e modificações realizadas nos equipamentos, para tanto, deve-se considerar o fato de cada empresa possuir características próprias. Em função principamente dos recursos de medição, mão de obra disponível, rotinas de manutenção já existentes e possilbilidades de investimentos, será estabelecida a forma ideal de executar esse histórico de manutenção.

Recomendamos ainda que em cada Usina, sejam implementados, caso não existam, meios para monitorar os parâmetros operacionais da mesma.

Finalizando, recomendamos também que cada empresa elabore e implemente um programa periódico para o cálculo da eficiência dos equipamentos e efiviência global da planta. As informações oriundas desses trabalhos, semelhantes das informações de manutenção, devem ser adequadamente registradas, para servir de futuras ferramentas quando da tomada de decisões, relacionadas à melhoria da eficiência das Usinas Termelétricas a Vapor.

8. BIBLIOGRAFIA

AGENCIA PARA APLICAÇÃO DE ENERGIA (CESP / CPFL / ELETROPAULO / CONGÁS) - Procedimentos de Manutenção para Econômia de Energia.

ASME- THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS - Normas Técnicas.

BABCOCK & WILCOX, STEAM - Its Generation And Use, 39ª edition, 1978 , N. Y - USA.

BLACK, PERRY O. - Bombas , Editora Poligono.

CIER - COMISION DE INTEGRACION ELETRICA REGIONAL - Subcomite de Operação Y Mantenimento de Sistemas Elétricos.

CNP - CONSELHO NACIONAL DE PETRÓLE - Publicação n. 3 de série - Econômia de óleo combustível - Ministério de Minas e Energia.

ELETROPAULO ELETRICIDADE DE SÃO PAULO S.A - Manual de Operação de Usina Termelétrica - Caldeiras - Usina Termelétrica Piratininga, São Paulo - SP.

ELETROSUL - Usina Termelétrica J. Lacerda B. Teste de Rendimento das Unidades 5 e 6 , DEMT/DEM/DP, junho / 95 , Florianópolis - SC.

FUNDAÇÃO CENTRO DE TECNOLOGIA DE MINAS GERAIS - Apostila - Manual de Conservação de Energia em Sistemas de Vapor, Minas Gerais - MG.

FUNDAÇÃO CHISTIANO OTTONI - Apostila do Curso de Aperfeiçoamento em Engenharia Térmica para Engenheiros da CEMIG, 1990 - UFMG , disciplina - Equipamentos Térmicos, Minas Gerais - MG.

FURNAS - Usina Termelétrica de Santa Cruz - Apostila - Equipamentos Auxiliares de Turbinas a Vapor, Rio de Janeiro - RJ.

FURNAS - Usina Termelétrica de Santa Cruz - Apostila - Sistema de Condensado e Água de Alimentação, Rio de Janeiro - RJ.

HARRIS, KELLY & M.J. - Curso Administração de Manutenção Industrial - Instituto Brasileiro do Petróleo - IBP .

MACITURE, ARCHIBALD JOSEPH - Bombas e Instalações de Bombeamento, Editora Guanabara Dois LTDA.

MOTA, EDNILSON PEREIRA - Método de Avaliação de purgadores - 4° Congresso de Utilidades.

PETROBRÁS DISTRIBUIDORA S.A - Vamos Economizar Óleo Combustível.

SILVA TELLES, P.C. , Tubulação Industrial - Materiais, Projeto e Desenho - 7° edição - Livros Técnocos e Cientificos Editora LTDA, 1987, Rio de Janeiro - RJ.

THERMAL AND NUCLEAR POWER ENGINEERING SOCIETY, Handbook for Thermal and Nuclear Power Engineers, 1St Edition, march / 1994, Tokyo, Japan

TORLONI, MAURÍCIO E OUTROS - Curso de Informações sobre Bombas - Instituto Brasileiro do Petróleo - IBP.

9. ANEXOS

Anexo I - Diagrama Lógico de Consumo Específico.

Anexo II - Equipamento de Detecção de Vazamentos Utilizando Gás Hélio.

Anexo III - Plano de Manutenção Voltado para Melhoria da Eficiência

Anexo IV - Desenhos

ANEXO I

DIAGRAMA LÓGICO DE CONSUMO ESPECÍFICO

DIAGRAMA LÓGICO DE CONSUMOESPECÍFICO

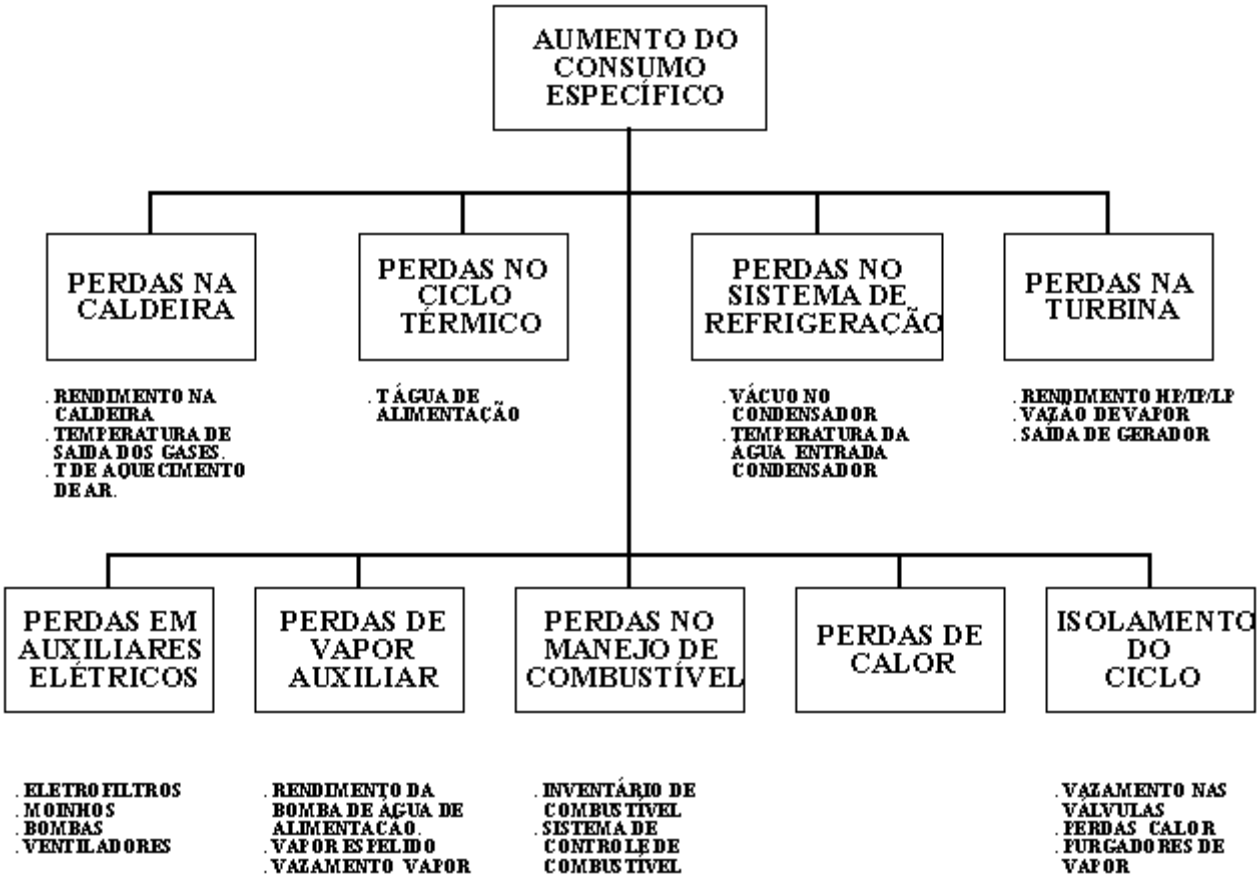


DIAGRAMA LÓGICO DE CONSUMO ESPECÍFICO

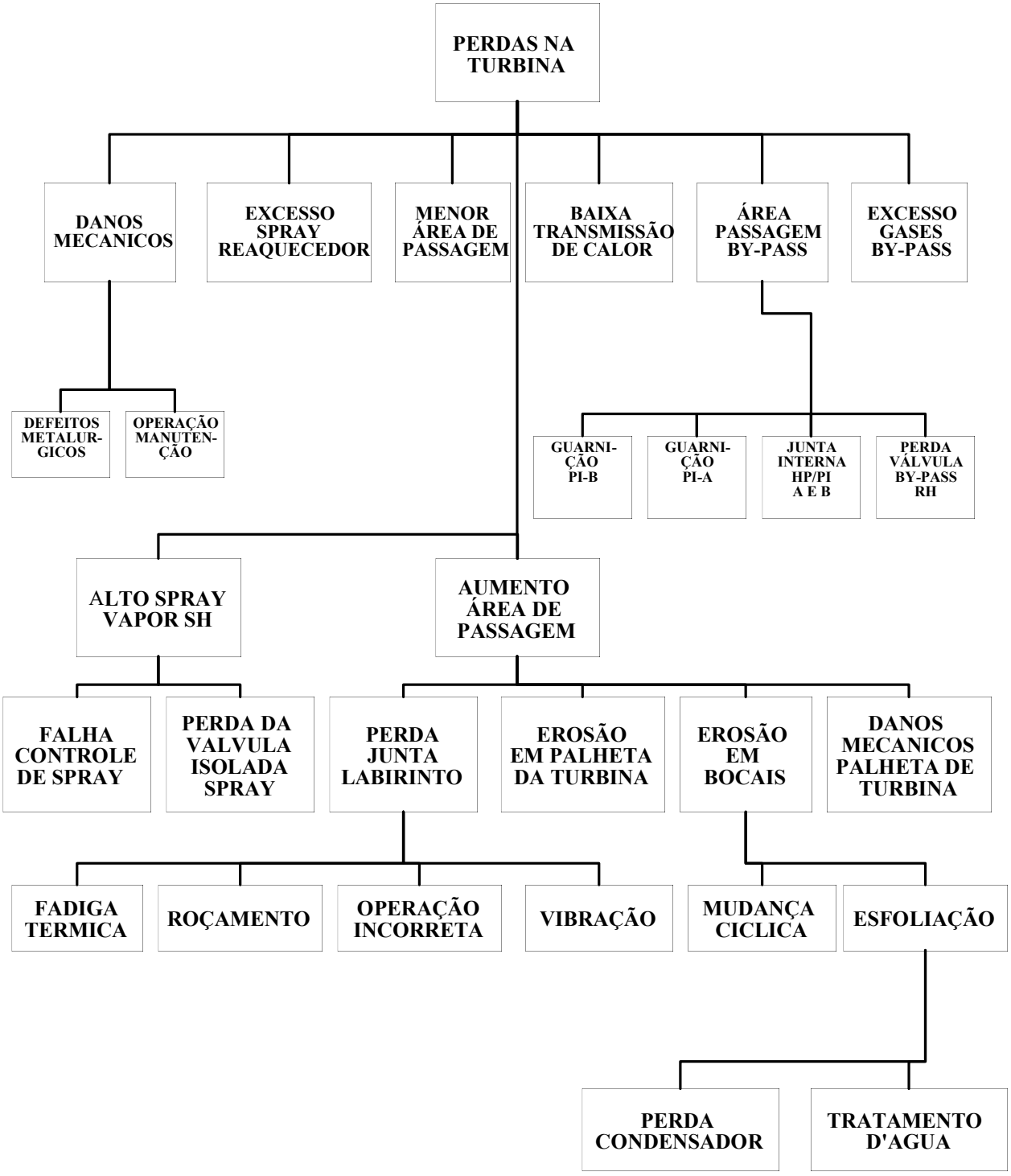


DIAGRAMA LÓGICO DE CONSUMO ESPECÍFICO

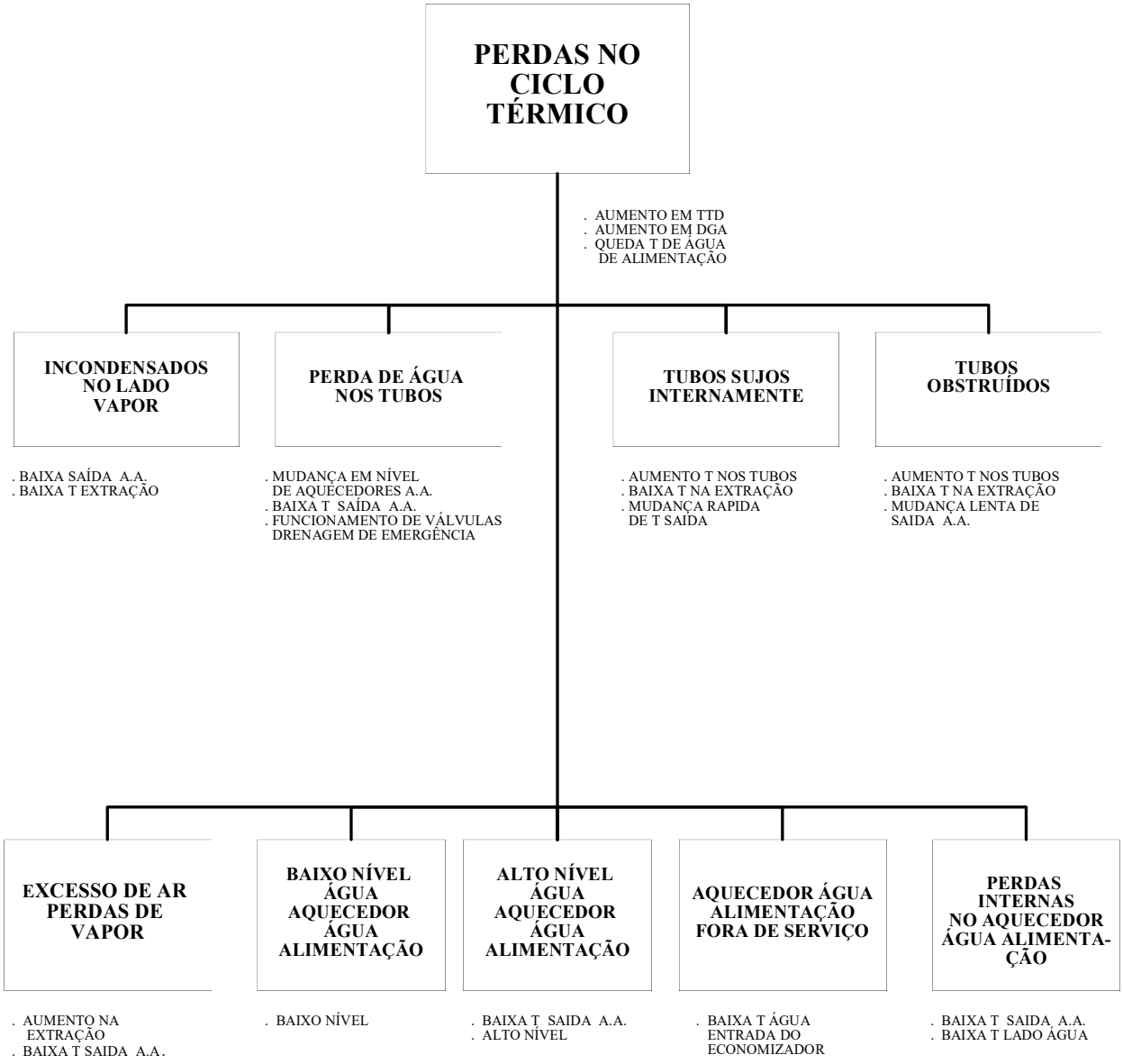


DIAGRAMA LÓGICO DE CONSUMO ESPECÍFICO

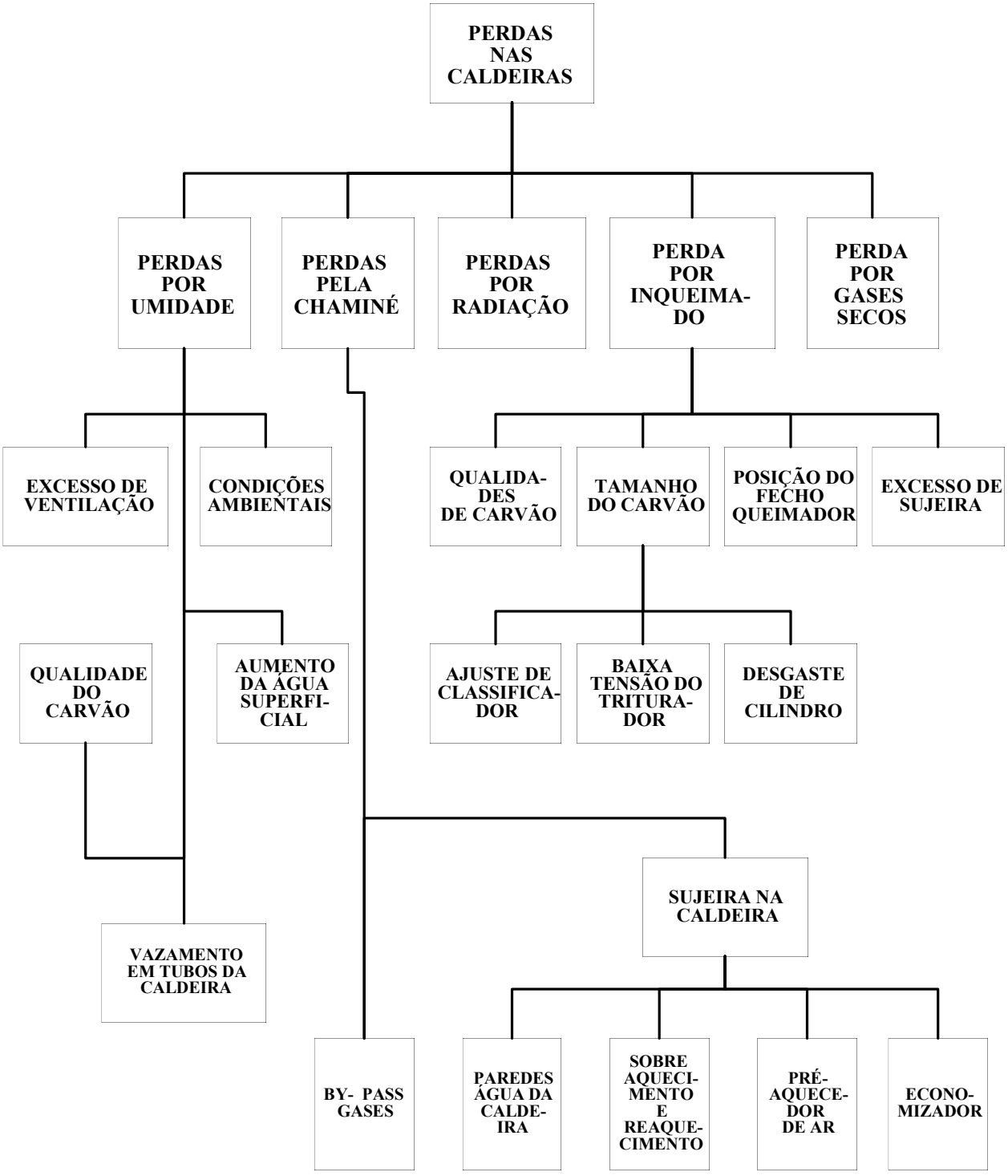


DIAGRAMA LÓGICO DE CONSUMO ESPECÍFICO

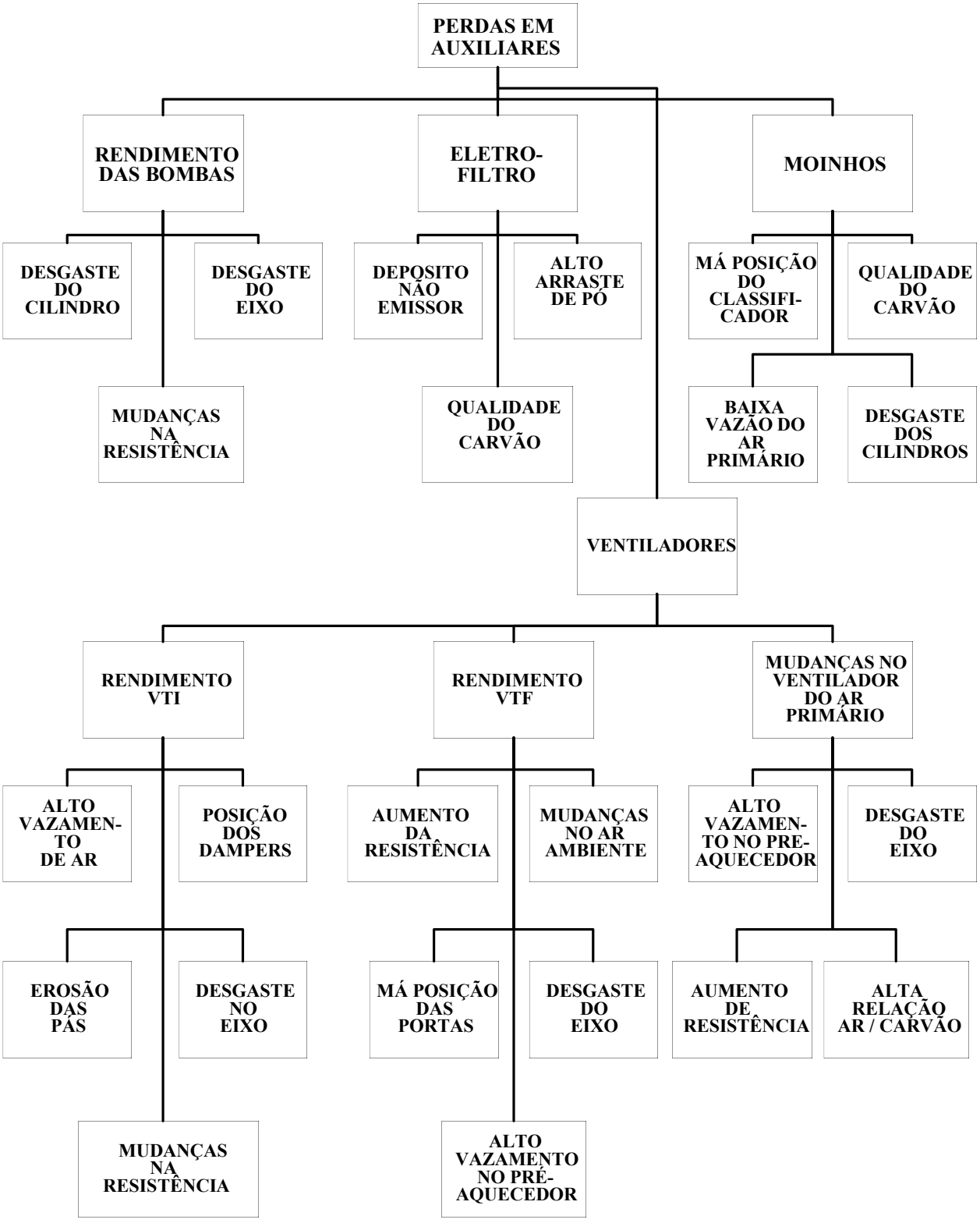
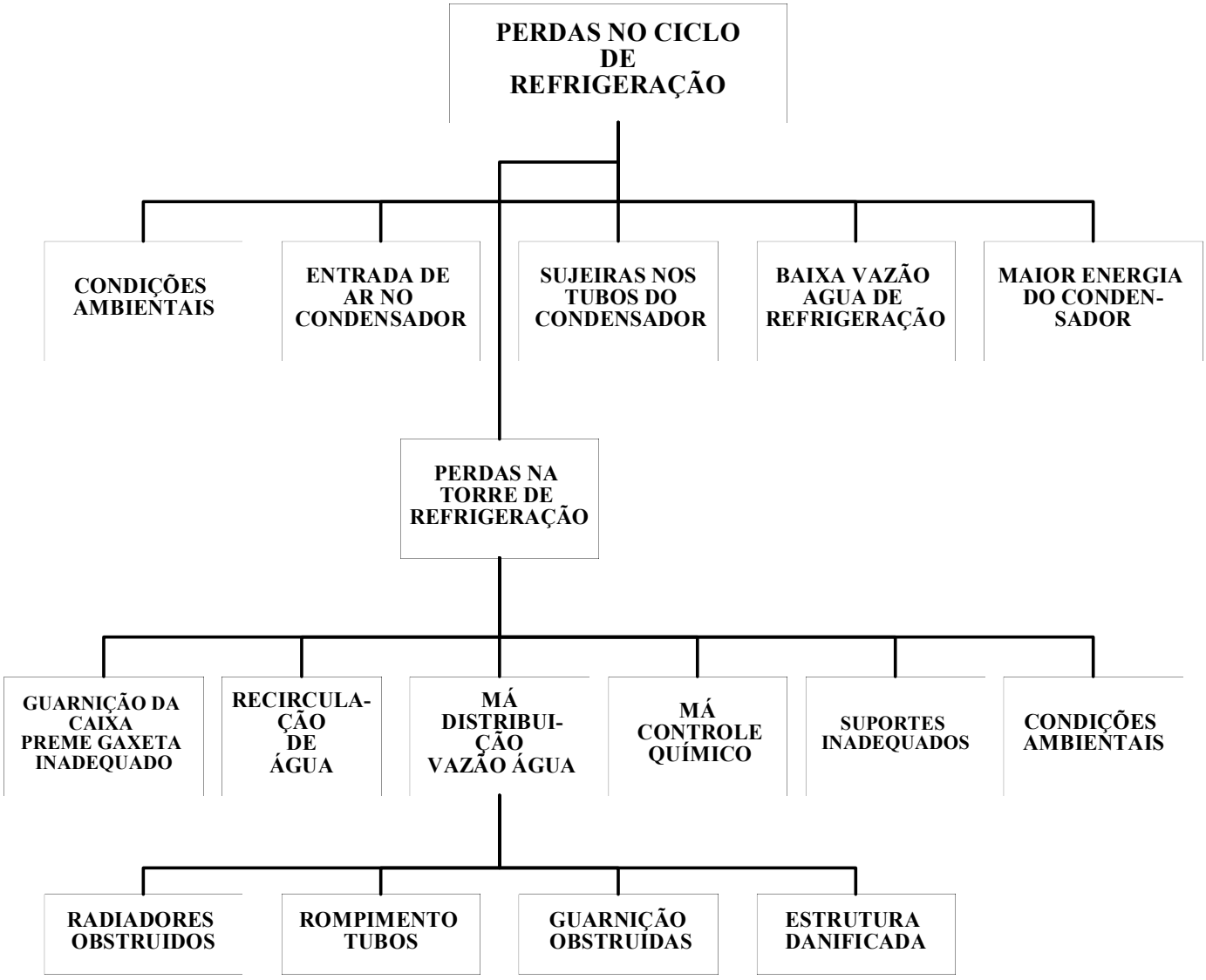


DIAGRAMA LÓGICO DE CONSUMO ESPECÍFICO



ANEXO II

EQUIPAMENTO DE DETECÇÃO DE VAZAMENTOS UTILIZANDO GÁS HÉLIO

1. DESCRIÇÃO DO CICLO DE TESTE

O Detector de He, Varian 938-41, é capaz de dectar vazamentos da ordem de $2x10^{-10}$ cm^3 /s (≡ 1 cm^3 em 30 anos).

Os maiores componentes do detector estão representados na figura 1 do anexo II, que inclui:

Espectrômetros de Massa; Bomba de Vácuo de Difusão;Manômetro de Vácuo "termopar"; Valvula de Teste; Válvula Geral; Conexão de testes e indicadores (bargraphs).

Inicialmente, ambas as bombas, de bombas, de difusão e mecânica, estão em funcionamento e a conexão de teste esta aberta(não plugueada). Com a manopla de operação na posição VENT (Figura 1) a válvula de suspiro está aberta e a geral está fechada, assim o coletor de entrada está suspirando. Ao mesmo tempo a válvula de teste está aberta de tal modo que a bomba de difusão evacua o espectube e a boma mecânica evacua a linha de descarga da bomba de difusão. Quando a bomba de difusão está aquecida, a pressão no spec-tube é bastante baixa (≡ 2 x 10^{-4} TORR) para permitir o filamento da fonte de ions, ser energizado (existem 2 filamentos,mas somente 1 é energizado de cada vez).

Com a boma de difusão aquecida e o filamento energizado, o objeto de teste pode ser "conectado"à entrada do detector e deve ser "evacuado". A "manopla de operação" é então virada para a posição START(Fig. 1-B) consequentemente a válvula de suspiro se fecha e a geral se abre. Nestas condições a bomba mecânica é responsável por evacuar o objeto sob testes, enquanto a descarga da bomba de difusão é fechada. O tempo de evacuação do objeto sob testes pode demorar de vários segundos a minutos, dependendo das dimensões do objeto.

Quando a pressão de teste é reduzida para um valor seguro (aproximadamente 100m TORR), a "manopla de operações" pode ser virada para a posição TEST (Fig. 1-C). Nesta condição a válvula de teste é aberta e a bomba mecânica retoma suas funções iniciais, enquanto mantém o vácuo no objeto de teste, existindo assim comunicação entre o objeto de teste e o spec-tube.

Agora, o objeto de teste pode ser testado, soprando Hélio nas suas vizinhanças. No evento de um vazamento no objeto de teste, o Hélio que penetra através do "furo", se espalhará por todo o sistema sob vácuo. Uma parte desse Hélio será exaurida diretamente pela bomba mecânica, para a atmosfera; o restante irá se difundir através da bomba de difusão, em contra fluxo até atingir o spec-tube. A taxa na qual o Hélio penetra no spec-tube é então monitorada.

Durante todo o tempo em que o He penetra no objeto de teste uma taxa de vazamento será mostrada no visor. Quando o suprimento de He é cortado a taxa de vazamento cai rapidamente, pela ação das bombas mecânicas e de difusão na evacuação do Hélio.

O resultado final é um aumento e diminuição na indicação da taxa de vazamento, que é diretamente proporcional à taxa de vazamento do objeto de teste.

2. FUNDAMENTOS DA DETECÇÃO DE VAZAMENTO

Mesmo com a complexa tecnologia de nossos dias é praticamente impossível a fabricação de um sistema selado, que possa ser garantidamente a prova de vazamentos, sem ter sofrido um teste inicial.

Através do uso de modernas técnicas de testes, como a implementação pelo varian 938-41 Porta-Test Leak Detector, podem ser detectadas taxas de vazamento da ordem 10^{-10} SCCS com confiabilidade aceitável. O exposto abaixo, provê um resumo das informações especificadas necessárias à detecção de vazamentos.

2.1 Terminologia

2.1.1 Fluxo

SCCS - Um cm^3 de gás por segundo, a uma pressão de uma atmosfera padrão (760 TORR 0°C);

atmcc/seg - um cm^3 de gás por segundo, a pressão e temperatura ambiente;

2.1.2. Conversões

1 SCCS = 0,76 TOO/s

1 TORR - 1/s = 1,3 SCCS

1 SCCS = 9,7 x 10^4 uCFH ~10^5 SCCS

1 SCCS = 0,1 Pascal m^3 / seg

1 atm = 760 TORR

2.1.3. Visualizando vazamentos

10^{-5} SCCS - 1 cm^3 / dia

10^{-7} SCCS - 3 cm^3 / ano

Bolhas subindo na água = 10^{-4} SCCS ou maior

Vazamentos audíveis = 10^{-1} SCCS ou maior

2.1.4. Testes de vazamento

Imersão em água - sensitivo a vazamentos da ordem de 10^{-3} SCCS, podendo ser aumentada se a pressão interna é aumentada ou criado vácuo sobre a água. Baixo custo, dificil visualização devido a bolhas;

Líquido colorido (fluoresceína) - sentivo a 10^{-4} SCCS. Baixo custo, muito demorado;

Ultra-som - sensitivo a 10^{-3} SCCS. Usado em linhas de alta pressão;

Halogênio - sensitivo a 10^{-5} SCCS. É sensível também à fumaça e outros gases industriais, podendo mascarar o teste;

Hélio - sensitivo a 10^{-11} SCCS. Muito versátil, sendo usado em laboratório ou no campo;

Radioisótopo - Mesma sensibilidade do Hélio, porém muito mais caro, de 4 a 10 vezes.

2.1.5. Detecção de vazamentos por espectrômetro de massa e gás Hélio

Gás Hélio, como meio ideal de detecção

O gás Hélio é um excelente gás de rastreamento porque é o mais leve dos gases inertes e rapidamente penetra em pequenos vazamentos, em adição, sua presença na atmosfera é de massa simples. Também o Hélio é encontrado facilmente a custo aceitável e é completamente não tóxico e não reativo.

Principio do espectrômetro de massa

Com o espectrômetro de massa para Hélio, o principal ponto de interesse é o Hélio, embora este equipamento possa ser ajustado à detecção de Hidrogênio. O tubo espectrômetro de massa é relativamente simples. O principio consiste na ionização dos gases sob vácuo, acelerar os vários íons através de uma diferença de potencial estabelecida e então separar os íons através de um campo magnético. Um orifício, devidamente localizado, permite apenas a passagem de íons de Hélio que são então coletados, provocando uma corrente qwe é amplificada e aciona um amperímetro que indica a quantidade de Hélio.

Aplicação como um detector de vazamento

Um detector de vazamento por espectrômetro de massa consiste de um tubo espectrômetrico, eletrônico para operá-lo e interpretar sua saída, e ainda um sistema de vácuo.

Em adição, são fornecidos os meios para conexão de objetos de teste, uma bomba de vácuo grosso e um sistema de válvulas que permite evacuar o objeto de teste antes de intercomunicá-lo com o spec-tubo.

Sistema de Vácuo

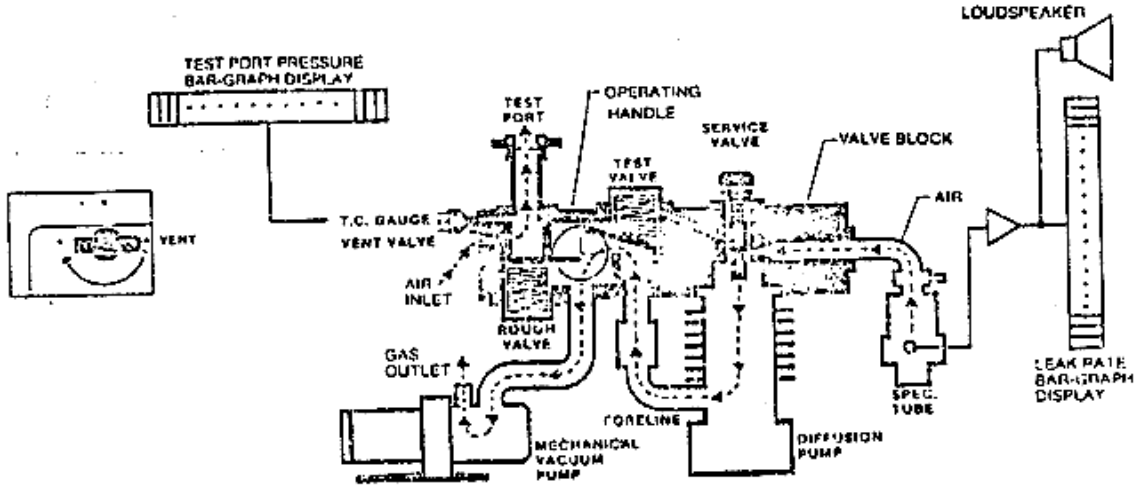
Deve ser notado que o objetivo do sistema de vácuo é para permitir a operação do tubo espectrométrico. As moléculas de Hélio entrando através de um vazamento, bem como as moléculas de outros gases, são continuamente removidas pela bomba de difusão do sistema de vácuo.

Se for aplicado gás Hélio continuamente ao vazamento, a concentração de Hélio no spec-tube irá inicialmente subir de modo acentuado até atingir um ponto de equilíbrio quando é então bombeado na mesma taxa em que penetra. Quando o Hélio é completamente removido do vazamento, a entrada cairá a zero, enquanto o Hélio residual é bombeado para fora do sistema. Assim, um vazamento é indicado por um aumento do sinal de saída do spec-tube.

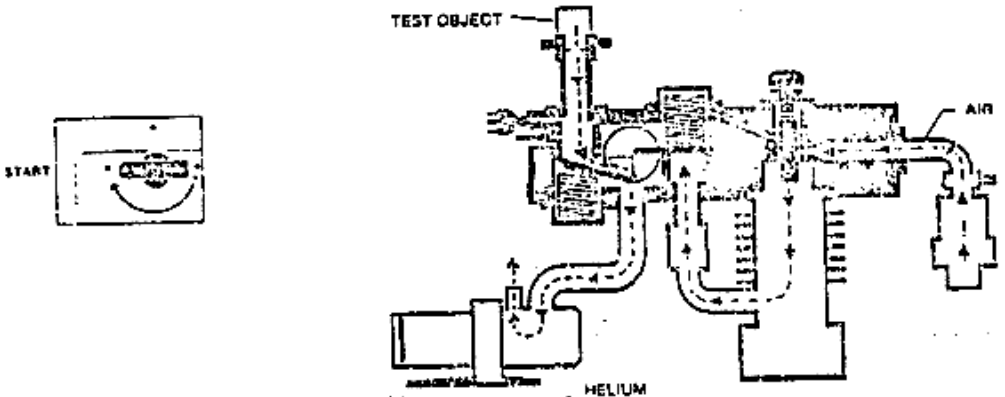
Tubo espectrométrico

No tubo espectrométrico as moléculas de gás são ionizadas(tomam-se positivamente carregadas) pelo bombardeio com elétrons provenientes de um filamento aquecido de tungstênio. Os íons formados são acelerados e um campo elétrico e penetram em um campo magnético, onde os íons de massa quatro (Hélio) são defletidos 90°. Assim, somente os íons de Hélio serão dirigidos através da fenda existente para esse fim, e atingirão a placa coletora. Estes íons coletados produzem uma corrente elétrica. Um amplificador de correntes extremamente estável realimenta uma tensão contrária ao coletor, que exatamente anula a tensão produzida pela coleção de íons de Hélio. Esta tensão de realimentação é então apresentada no medidor de taxa de vazamento. Como esta tensão é diretamente proporcional ao número de íons que atingem o coletor por unidade de tempo, o medidor do painel lê diretamente a concentração de Hélio no sistema de vácuo, a qualquer tempo. Qualquer Hélio entrando no sistema causa um aumento na concentração de Hélio dentro do

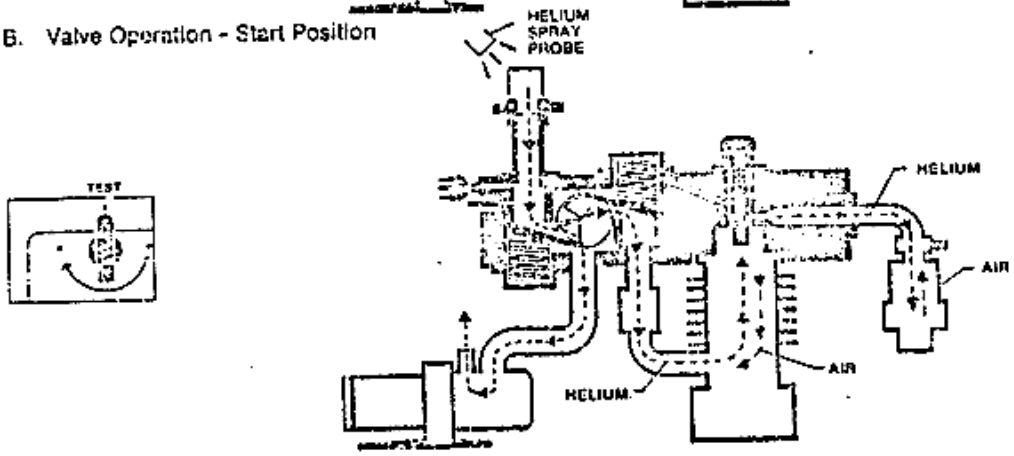
spec-tube e portanto uma deflexão no medidor da taxa de vazamento. Em adição ao amplificador de CC, a eletrônica também proporciona as tensões desejáveis de operação do tubo spec, controles e instrumentação para o sistema de vácuo.



A. Valve Operation – Vent Position

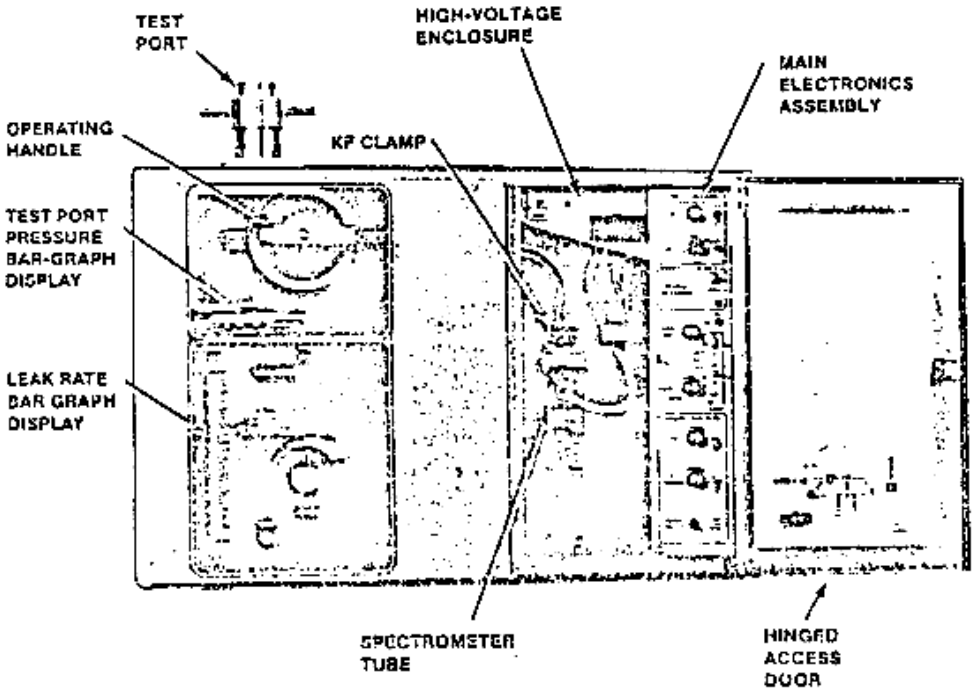


B. Valve Operation – Start Position



C. Valve Operation – Test Position

The spectrometer tube and its electrical connections are visible in the space below the high-voltage enclosure. A standard KF flange, which connects the spectrometer tube to the valve block assembly above it, enables the spectrometer tube to be vented to the atmosphere for maintenance purposes.



ANEXO III

Plano de Manutenção Voltado para Melhoria da Eficiência

6. PLANO DE MANUTENÇÃO VOLTADO PARA A MELHORIA DA EFICIÊNCIA

Na busca da melhoria da eficiência, o Plano de Manutenção a ser adotado é de importância fundamental.

- Fornecer subsídios para norte as ações visando manter os equipamentos e sistemas em suas condições de máximo rendimento;

- Elencar ações para eliminar ou reduzir ao mínimo as perdas de energia de quaisquer natureza da instalação;

- Estabelecer uma base racional.

O Plano de Manutenção deve: estabelecer uma base racional para a formulação de um programa de manutenção preventiva e, ainda, fornecer diretrizes para a manutenção corretiva. A empresa depende do Plano de Manutenção adotado, isto é, da filosofia de manutenção a ser posta em prática para nortear seus trabalhos de melhoria de eficiência nessa área, ou seja, suas políticas de manutenção preventiva e corretiva correlacionadas.

Diversas políticas de manutenção podem ser aplicada a cada unidade de uma usina termelétrica, quer isoladamente quer combinadas. O Plano de Manutenção deve ser constituído por este conjunto de políticas, aplicadas à usina, conforme a seguir:

I - Manutenção a Intervalos Pré-Fixados

. Substituição Individual ou em Grupo, etc.

II - Manutenção baseada na Condição do Parâmetro monitorado.

. Contínua ou periódica, etc.

III - Operação até Falha

. Manutenção preventiva por reparo local ou por substituição, etc.

IV - Manutenção de Oportunidade

V - Modificação de Projeto

As ações efetuadas antes da ocorrência de uma falha são consideradas preventivas e, inversamente, as efetuadas após são consideradas corretivas. As ações preventivas podem, portanto, ser programadas e executadas sob a forma de um plano de manutenção preventiva. A manutenção corretiva não pode ser programada, dada a natureza probabilística da falha e as incertezas que cercam a tomada de decisões correspondente. No entanto, para as unidades críticas da usina, é essencial a formulação de diretrizes de manutenção corretiva que orientem a tomada de decisões após a ocorrência de uma falha.

É conveniente analisar as políticas listadas anteriormente, antes de estudar um procedimento para determinar o plano de manutenção mais adequado.

Substituição a intervalos pré-fixados ou o reparo antes da falha
Esta política só é eficaz nos casos onde o mecanismo de falha da peça é típico de desgaste e o custo total da reposição (direto e indireto) é substancialmente menor que o reparo ou reposição após uma falha. Em outras palavras, é aplicável a itens de reposição simples.

Há duas razões principais que tornam esta política inadequada para peças de reposição complexa. Em primeiro lugar, quanto mais complexo o item, tanto menos provável será peças e equipamentos complexos são de reparo e substituição onerosos, tornando o processo bastante dispendioso. Nesses casos é preferível adotar uma das alternativas enumeradas, a exemplo da manutenção baseada na condição de parâmetros.

Manutenção baseada na condição de Parâmetros Monitorados

É da maior relevância a possibilidade de efetuar uma manutenção corretiva na ocasião indicada pelo acompanhamento da condição e/ou desempenho do equipamento, na medida em que se possa encontrar um parâmetro de deterioração de fácil visualização. O elemento probabilístico da previsão da falha é reduzido ou quase inteiramente eliminado, maximizando a vida útil do item (peça, equipamento ou sistema) e minimizando o efeito da falha. A manutenção baseada na condição de parâmetros monitorados pode, no entanto, ser dispendiosa, quer em termos de tempo quer de instrumentação.

A técnica de acompanhamento e sua periodicidade irão depender das características da deterioração do item em estudo e dos custos envolvidos, que poderão indicar ou não esta política.

Em um dos extermos existem itens de reposição simples, que podem ser inspecionados visualmente em intervalos curtos e a baixo custo, ou outras tradicionais rotinas de inspeção conduzidas quer isoladamente quer em conjunto com serviços periódicos de manutenção. Em outro extermo existem itens de reposicão complexa, para serem inspecionadas que exigem uma das montagem dispendiosa sem exame visual, podendo até mesmo resultar na introdução de falhas subsequentes. Um acompanhamento sofisticado pode ser adotado com enormes vantagens em itens deste gênero, a exemplo do acompanhamento de vibrações, de análise de óleo, de termografia e outros. O custo da instrumentação pode ser justificável se comparado com os elevados custos do reparo e da falta de disponibilidade do item.

Manutenção de Oportunidade

Este termo é usado para ações de manutenção executadas após uma falha, ou durante a manutenção a intervalos pré-fixados ou em reparos baseados no acompanhamento da condição de parâmetros monitorados, sendo no entanto dirigidas a outros itens além dos que

originaram o reparo. Esta política é mais adequada para itens de reposição complexa ou de operação contínua, de elevados custos de parada ou de falta de disponibilidade.

Esta política, de um forma geral, assemelha-se à operação até a falha, onde os itens críticos a serem abordados são previamente especificados.

Operação até a Falha e Manutenção Corretiva

Nesta política não se toma nenhuma ação pré-determinada para evitar a falha. A ênfase é colocada em uma manutenção corretiva eficiente.

A manutenção corretiva surge não só em decorrência de uma falha, como também quando indicada por critérios de acompanhamento de condição. A ênfase do método consiste em estabelecer a forma mais econômica de restaurar a unidade a uma condiçãoi aceitável. As alternativas adotadas quando da falha de um item de reposição complexa seriam, por exemplo, as seguintes:

reparo no local - desmontagem do item e substituição dos componentes defeituosos na própria área de operação. Esta alternativa pode incorrer na falta de disponibilidade do equipamento, sistema ou mesmo da unidade geradora;

substituição - o item é inteiramente trocado por um novo ou recondicionado. Desde que haja item reserva, esta alternativa reduz a falta de disponibilidade. O item removido pode ser reparado, recondicionado ou transformado em sucata.

A escolha entre reparar e substituir é influenciada por muitos fatores. Os mais importantes são o custo da falta de disponibilidade, a tempo de reparo comparado com o da substituição, a disponibilidade e os recursos

envoldiso. Tais fatores se alteram continuamente e isto, em conjunto com as várias causas de defeito possíveis e os diversos métodos alternativos de reparo, leva à conclusão de que um plano de manutenção corretiva é apenas uma estrutura de apoio do processo de tomada de decisões. Esta natureza dinâmica do problema é o
aspecto mais importante do processo de tomada de decisões em manutenção, que portanto só pode ser abordado mediante um sistema de informações eficiente disponível para as pessoas certas na ocasião propícia. Tais informações só podem ser usadas com proveito se quem toma a decisão tiver, a seu nível, uma completa compreensão da usina pela qual é responsável.

Modificações de Projeto em Manutenção

Em contrastes com as políticas precedentes, que tem por objetivo minimizar o efeito da falha, as modificações de projeto em manutenção visam à eliminação de sua causa. Este é evidentemente um problema mais afeto à engenharia do que à manutenção propriamente dita, porém esta responsabilidade é com frequência atribuída à área (departamento) de manutenção. Esta política é usualmente adotada em áreas de elevado custo de manutenção, quer resultante de um projeto deficiente quer porque os equipamentos são operados fora de suas condições de projeto. Um sistema de controle da condição da usina irá permitir a identificação destas áreas, possibilitando uma escolha entre o custo da modificação do projeto e o custo de uma manutenção repetitiva.

Determinação de um Plano de Manutenção

O Plano de Manutenção de uma usina termelétrica deve ser constituído selecionado-se, para cada unidade, a melhor combinação das políticas esboçadas inicialmente e a partir daí, pela coordenação destas políticas com o objetivo de uma melhor utilização possível do tempo e dos recursos disponíveis.

O ideal seria que as ações preventivas e corretivas de cada unidade / sistema da usina fossem especificadas detalhadamente pelos fabricantes. Isto ocorre normalmente para itens de reposição simples, cuja manutenção é barata e determinista, mas raramente é assim para itens de reposição complexa, cuja manutenção é custosa e probabilística.

Os itens de uma terceira classificação, não substituíveis, não deveriam por definição requerer qualquer ação pré-determinada de manutenção, uma vez que sua vida esperada deveria exceder a da usina. Alguns itens críticos desta categoria poderiam, no entanto, se beneficiar, de uma manutenção periódica baseada na condição de parâmetros.

Muitos fatores afetam a seleção de uma política adequada para cada item e isto, em conjunto com o grande número de itens normalmente envolvidos, dá origem à necessidade de algum procedimento sistemático para a determinação do melhor procedimento de manutenção, para um período de tempo em particular.

ANEXO IV

DESENHOS

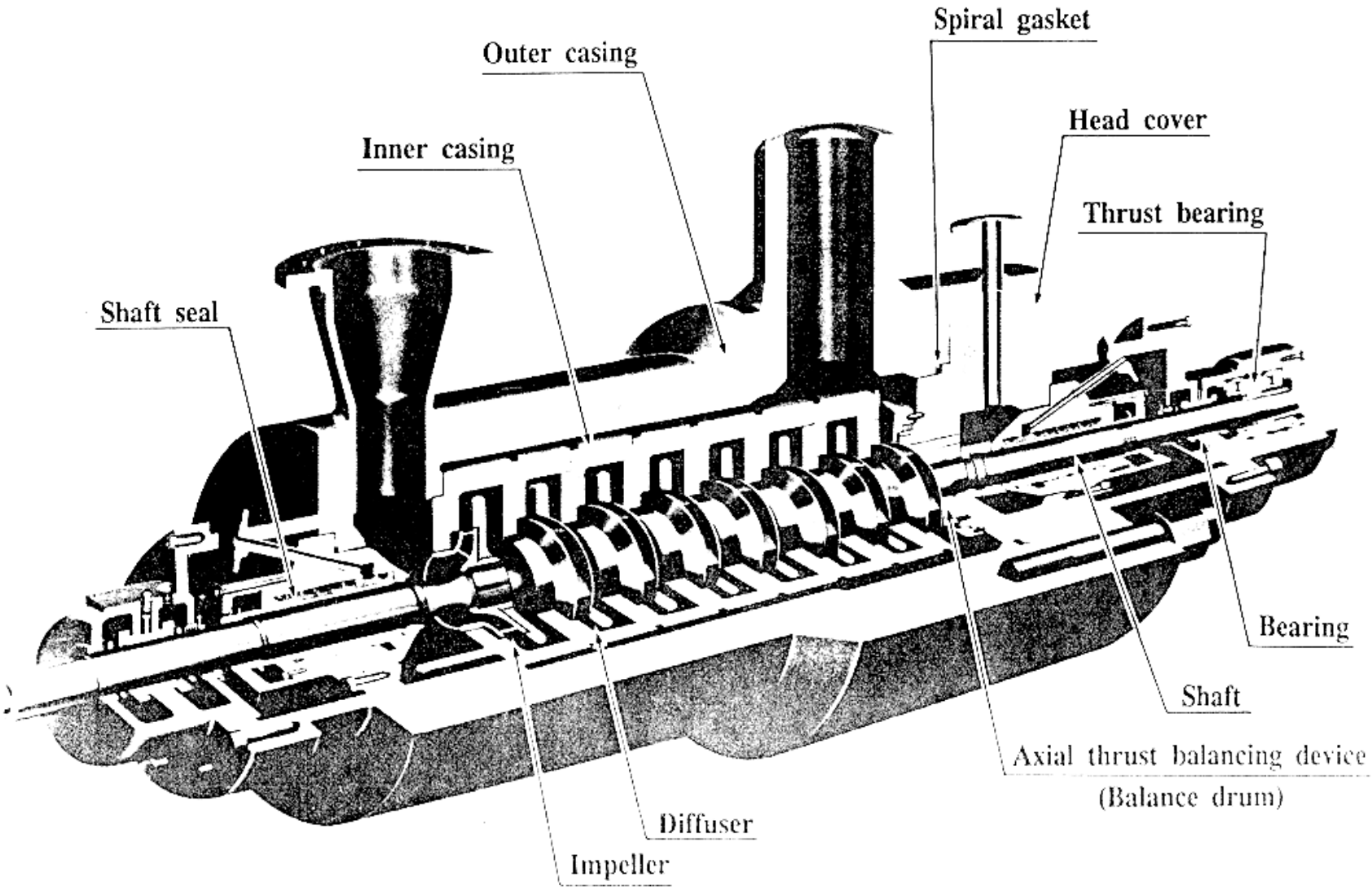

Spiral gasket
Outer casing
Head cover
Inner casing
Thrust bearing
Shaft seal
Bearing
Shaft
Axial thrust balancing device
(Balance drum)
Diffuser
Impeller

FIG. 9

A - Entrada de água de abafamento

B - Dreno da água de extravasamento

C - Admissão de água de resfriamento das gaxetas

D - Saída de água de resfriamento das gaxetas

E - Saída de água de injeção

F - Entrada de água de injeção

G - Câmara de extravasamento

H - Folga do anel de selagem

I - Câmara de água de injeção

J - Folga na bucha da garganta

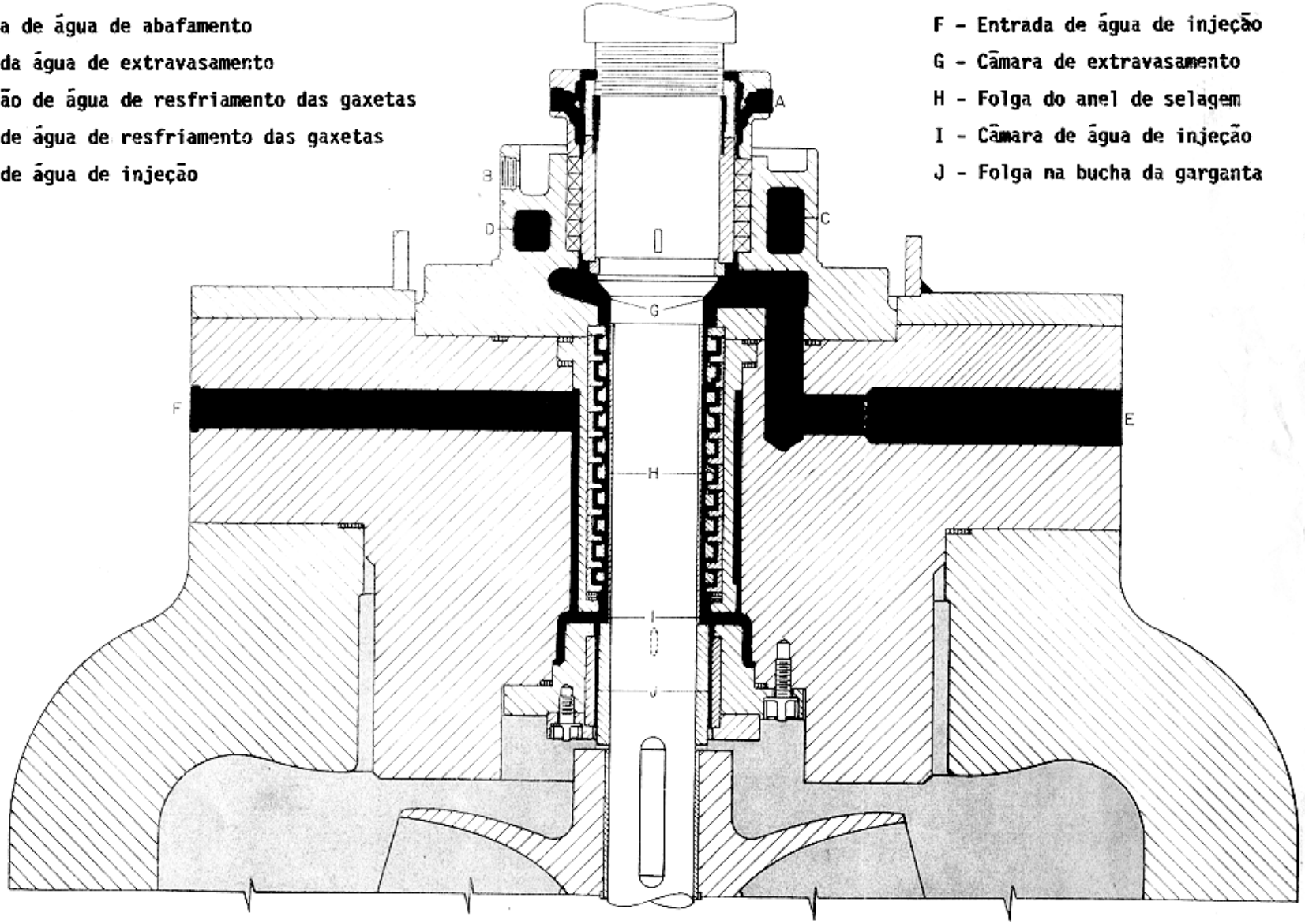
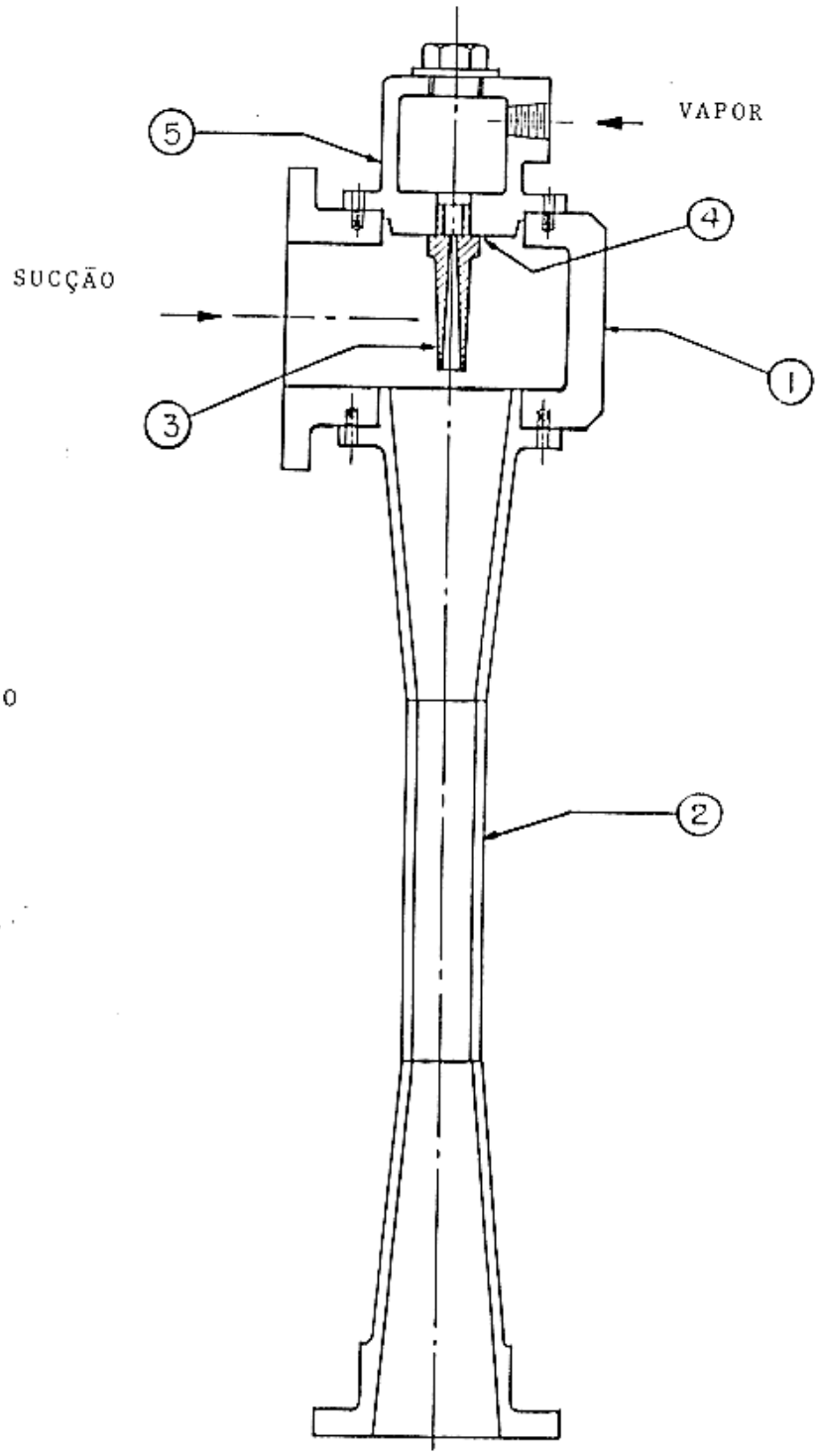
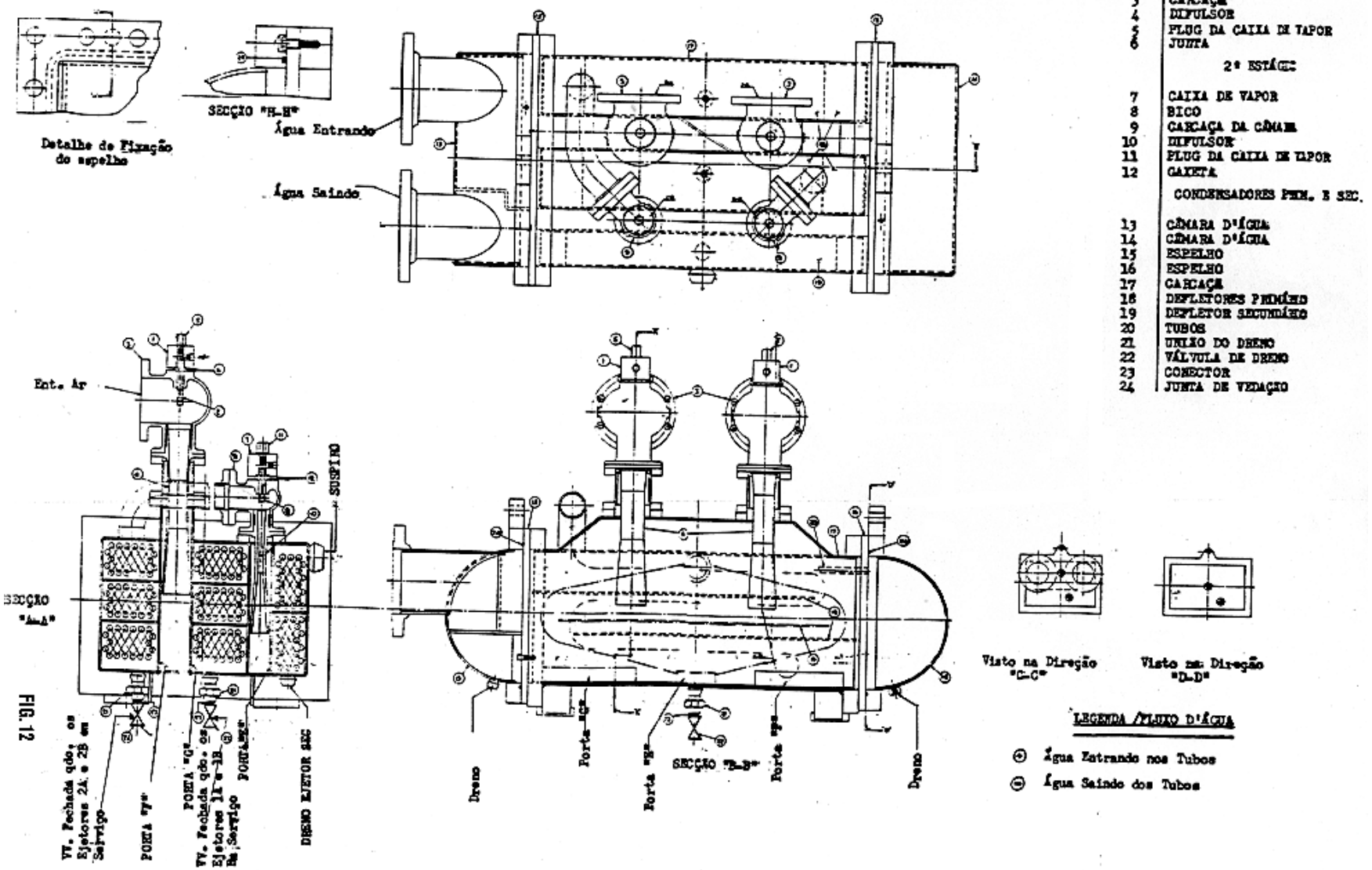


FIG. 10



1-CÂMARA DE SUCÇÃO
2-DIFUSOR
3-BICO EJETOR
4-ARRUELA
5-CÂMARA DE VAPOR

FIG. 11



ITEM	NOME
	1º ESTÁGIO
1	CAIXA DE VAPOR
2	BICO
3	CARCAÇA
4	DIFUSOR
5	PLUG DA CAIXA DE VAPOR
6	JUNTA
	2º ESTÁGIO
7	CAIXA DE VAPOR
8	BICO
9	CARCAÇA DA CÂMARA
10	DIFUSOR
11	PLUG DA CAIXA DE VAPOR
12	GAXETA
	CONDENSADORES PRIM. E SEC.
13	CÂMARA D'ÁGUA
14	CÂMARA D'ÁGUA
15	ESPELHO
16	ESPELHO
17	CARCAÇA
18	DEFLETORES PRIMÁRIO
19	DEFLETOR SECUNDÁRIO
20	TUBOS
21	UNIÃO DO DRENO
22	VÁLVULA DE DRENO
23	CONECTOR
24	JUNTA DE VEDAÇÃO

FIG. 12