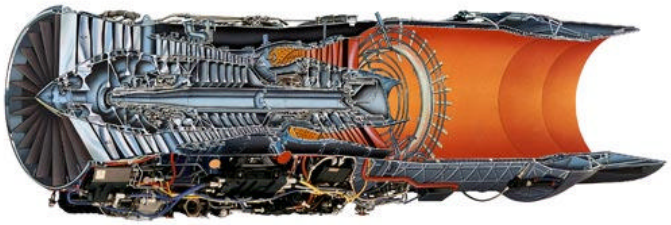
Máquinas Térmicas II



Compilação: Prof. Luiz Carlos Martinelli Jr. - DeTEC.

Panambi/2002

Sumário

TURBINAS A GÁS **5**

CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO **6**

DEFINIÇÕES BÁSICAS 7
PROCESSOS TERMODINÂMICOS PARA UM GÁS PERFEITO 9
ANÁLISE ENERGÉTICA DE MÁQUINAS 13
APLICAÇÕES 14
Como Máquinas Térmicas *14*
Como Turbomáquinas "Frias" *17*

CAPÍTULO 2. TURBOMÁQUINAS **17**

TURBINAS A GÁS 18
Histórico do Desenvolvimento da Turbina a Gás *18*
Componentes Principais *24*
Classificação da Turbinas a Gás *29*
COMPONENTES PRINCIPAIS 39
Compressores *39*
Turbinas *48*
FUNCIONAMENTO DAS MÁQUINAS TÉRMICAS 51
Construção e Princípio de Operação *52*
ANÁLISE DO CICLO 54
Análise Comparativa do Ciclo *55*
Fluido de Trabalho *56*
Características de Torque *57*

CAPÍTULO 3. MATERIAIS, COMBUSTÍVEIS E COMBUSTÃO **58**

MATERIAIS 58
Comportamento dos Materiais *58*
Materiais Comumente Utilizados *65*
COMBUSTÍVEIS E COMBUSTÃO 69
Tipos de Combustíveis *70*
Considerações Sobre Combustão *71*

CAPÍTULO 4. SISTEMA DE CONTROLE E OPERAÇÃO **76**

SISTEMA DE ADMISSÃO DE AR E ESCAPAMENTO. 76
Sistema de Admissão *76*
Sistema de Escape *76*
SISTEMA DE PARTIDA E IGNIÇÃO. 76
Sistema de Partida. *76*
Sistema de Ignição *79*
INSTRUMENTAÇÃO 79
NOÇÕES BÁSICAS DE MANUTENÇÃO 81
Condições que Afetam a Manutenção das Turbinas a Gás *82*

TURBINAS A VAPOR **86**

CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO **87**

CAPÍTULO 2. FUNDAMENTOS **87**

EXPANSORES CONVERGENTES E CONVERGENTES-DIVERGENTES 88
PRINCIPIO DA AÇÃO E PRINCÍPIO DA REAÇÃO 89
TURBINA DE AÇÃO E TURBINA DE REAÇÃO 90
ESTÁGIOS MÚLTIPLOS 91
ESTÁGIOS DE AÇÃO E ESTÁGIOS DE REAÇÃO 92
Estágios de Ação 92
Estágios de Reação 93

CAPÍTULO 3. COMPONENTES BÁSICOS 95

ESTATOR (RODA FIXA) 95
ROTOR (RODA MÓVEL) 95
EXPANSOR 95
PALHETAS 96
DIAFRAGMAS 97
DISCO DO ROTOR 98
TAMBOR ROTATIVO 98
COROA DE PALHETAS 98
ARO DE CONSOLIDAÇÃO 98
LABIRINTOS 99
CARCAÇA 100
MANCAIS DE APOIO (RADIAIS) 100
MANCAIS DE ESCORA 100
VÁLVULAS DE CONTROLE DE ADMISSÃO 101
I - Construção "Multi-Valve" 102
II - Construção "Single-Valve" 102
VÁLVULAS DE CONTROLE DE EXTRAÇÃO 103
VÁLVULAS DE BLOQUEIO AUTOMÁTICO 104

CAPÍTULO 4. TURBINAS DE USO GERAL E ESPECIAL 107

TURBINAS DE USO GERAL 107
TURBINAS DE USO ESPECIAL 108
TIPOS CONSTRUTIVOS USUAIS 109
TURBINA DE FLUXO RADIAL 109
TURBINAS USADAS EM INDÚSTRIAS 109

CAPÍTULO 5. TIPOS E APLICAÇÕES 111

INTRODUÇÃO 111
TIPOS BÁSICOS 111
APLICAÇÕES DE TURBINAS DE MÚLTIPLOS ESTÁGIOS 113
Contrapressão Direta 113
Contrapressão com Simples Extração ou Sangria 114
Contrapressão com Dupla Extração ou Sangria 114
Contrapressão com Indução 115
Contrapressão com Indução ou Sangria 115
Condensação Direta 116
Condensação com Simples Extração ou Sangria 116
Condensação com Dupla Extração ou Sangria 116
Condensação com Indução 117
Condensação com Indução ou Sangria 117
Condensação com Vapor de Baixa Pressão 117
TURBINAS COMPOSTAS EM SÉRIE E EM PARALELO 118

TIPOS CONSTRUTIVOS USUAIS 119

CAPÍTULO 6. MATERIAIS EMPREGADOS 127

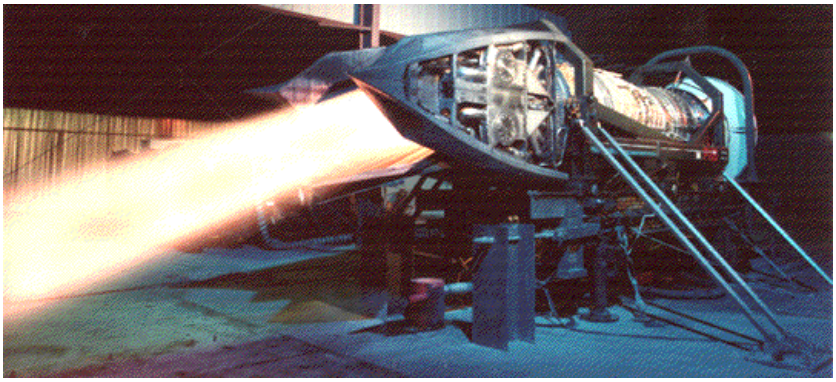
CARCAÇA 127
CONJUNTO ROTATIVO 128
PALHETAS 129
EXPANSORES 129
SELAGEM 130
MANCAIS 130
PARAFUSOS DA CARCAÇA 130
VÁLVULAS DE CONTROLE 130
ESPECIFICAÇÕES DE MATERIAL 130

BIBLIOGRAFIA TURBINAS A VAPOR 134

BIBLIOGRAFIA TURBINAS A GÁS 134

LINKS 134

TURBINAS A GÁS



Teste da turbina do F119

Capítulo 1. Introdução

As turbinas a gás (TG) são turbomáquinas que, de um modo geral pertencem ao grupo de motores de combustão e cuja faixa de operação vai desde pequenas potências (100 KW) até 180 MW (350 MW no caso de nucleares), desta forma elas concorrem tanto com os motores alternativos de combustão interna (DIESEL e OTTO) como com as instalações a vapor (TV) de pequena potência.

Suas principais vantagens são o pequeno peso e volume (espaço) que ocupam. Isto aliado à versatilidade de operação que apresentam está fazendo com que sua utilização se encontre em franca ascendência atualmente. Sendo compostas de turbomáquinas (Máquinas Rotativas) as turbinas a gás apresentam uma vantagem bastante grande quando comparadas aos motores alternativos uma vez que nelas há ausência de movimentos alternativos e de atrito entre superfícies sólidas (pistão/camisa do cilindro). Isto significa a quase inexistência de problemas de balanceamento e, ao mesmo tempo, um baixo consumo de. óleo lubrificante (uma vez que o mesmo não entra em contato direto com partes quentes e nem com os produtos de combustão. Disso decorre uma outra vantagem: a elevada confiabilidade que apresentam. Além disso, quando comparadas às instalações a vapor, as turbinas a gás praticamente não necessitam de fluido refrigerante o que facilita muito sua instalação. Outro aspecto bastante favorável das turbinas a gás é a baixa inércia térmica que lhes permite atingir sua carga plena em um espaço de tempo bastante reduzido. No caso de estar pré aquecida por exemplo, o tempo entre carga nula e carga plena varia de 2 a 10 segundos. Este aspecto faz com que as turbinas a gás sejam particularmente indicadas para sistema de geração de energia elétrica de ponta, onde o processo de partida e necessidade da plena carga no menor tempo possível é de suma importância. Esta é também uma condição imprescindível nos sistemas “Stand-by” ou “No-Break”, onde o fornecimento ininterrupto de energia é condição básica necessária (Figura 1.1).

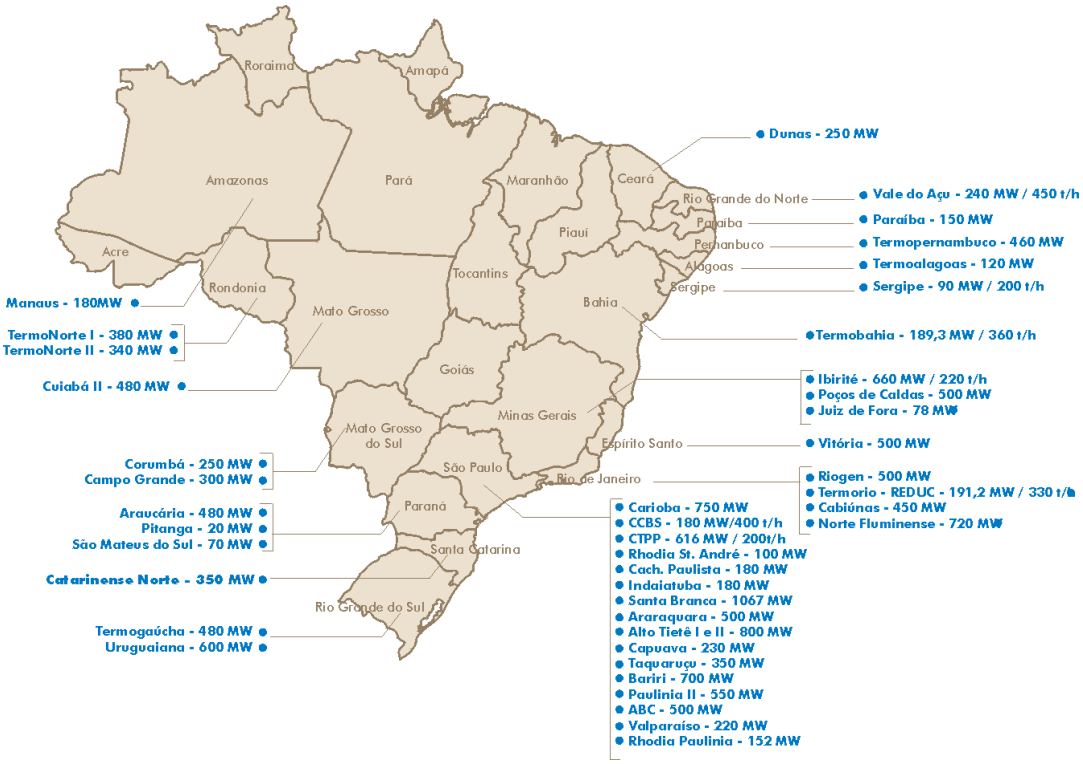


Figura 1.1– Centrais Termelétricas no Brasil

Normalmente se denomina Turbina a Gás (TG) o conjunto completo do motor ou a instalação da mesma que é composta dos seguintes componentes principais:

- compressor (responsável pela elevação de pressão);
- aquecedor do fluido de trabalho e,
- a turbina propriamente dita (elemento expansor).

Observa-se que a turbina é a única parte do sistema (conjunto) e que o fluído de trabalho sofre a expansão que é, por ela, transformada em energia ou trabalho mecânico.

A construção das turbinas a Gás (da qual trataremos posteriormente, em detalhe) pode ser feita da seguinte maneira:

✓ Instalação de potência auto-suficiente com sistema de gerador de calor próprio através da queima de combustível (câmara de combustão) – Geração interna de calor (ciclo aberto).

✓ Instalação de potência depende com introdução de calor independente (direto ou de rejeição) através de um trocador de calor – geração externa de calor (ciclo fechado)

Esta possibilidade de múltipla escolha para o método de introdução de calor, aumenta ainda mais a versatilidade de funcionamento das turbinas a gás uma vez que assim será permitido o uso de uma variedade de combustíveis inclusive sólido e, até mesmo, o uso de energia nuclear.

Seu campo de aplicação é o mais variado possível e o mais amplo dentre os diversos tipos de motores. Inicialmente elas foram desenvolvidas objetivando fornecimento de trabalho mecânico. Entretanto, o desenvolvimento efetivo só ocorreu em virtude de sua aplicação na aeronáutica como elemento propulsor (reator). Enquanto fornecedores de trabalho mecânico as turbinas a gás tem sido utilizadas, de maneira geral, como elemento propulsor para navios; aviões (hélice); no setor automotivo, ferroviário e, principalmente, como acionador de estações "booster" de bombeamento (oleodutos e gasodutos) assim como também na geração de eletricidade, principalmente, nas centrais de ponta e sistemas "Stand-by" e em locais onde peso e volume são levados em conta como o caso das Plataformas "Off-shore" de extração de petróleo. Também são usadas em locais remotos e de difícil acesso e instalação, pois a sua alta confiabilidade aliada à simplicidade de operação permitem inclusive que elas sejam operadas à distância.

Como desvantagens das turbinas a gás têm-se o baixo rendimento e a alta rotação, fatores bastante desfavoráveis no caso de aplicação industrial.

DEFINIÇÕES BÁSICAS

Calor – É a forma de energia transferida entre dois sistemas em virtude da diferença de temperatura entre eles.

Ciclo – Quando um sistema parte de um estado inicial passa por diversas transformações e retorna mesmo estado inicial, i. e, quando o estado inicial é idêntico ao estado final após as transformações sofridas.

Energia – É a capacidade de produzir trabalho. O estado de um sistema ser transformado pela adição ou extração de energia.

Calor e trabalho são diferentes formas de energia em trânsito, não são contidos em nenhum sistema.

Tanto o calor como o trabalho são funções do caminho e dependem portanto do processo (Eles não são propriedades ou sistemas).

Energia, calor e trabalho são expressos em joules (J) = Newton.m (Nm)

Energia mecânica – $Mto.w = F.b.2p.\frac{n}{60}$

Entropia – Entropia indica o grau de desorganização do universo. Faz considerações sobre o grau de liberdade das moléculas (átomos) $S = \int \frac{dQ}{T}$

Estado – o estado de um sistema é a sua condição a qual é definida por suas propriedades.

Grandeza específica – é quando a grandeza é relacionada à unidade de massa.

Processo – é uma transformação ou série de transformações no estado do sistema.

Processo Reversível – Um processo é reversível se o sistema e sua vizinhança podem ser reconduzidos aos seus estados iniciais pela reversão do processo. Um processo reversível em uma máquina com escoamento somente é possível quando há ausência de atrito no fluído e transferência de calor com diferenças de temperatura com degraus muito pequenos. Por ser um processo ideal somente serve como referência na comparação com processos reais equivalentes.

Processo irreversível – No irreversível o estado inicial não é atingido pela reversão do processo. Como sempre há atrito e as diferenças de temperatura são finitas todos os processos reais são irreversíveis.

Processo Adiabático – Quando não há transferência de calor entre o sistema e a vizinhança durante o processo.

– Sistema é isolado

– Aumenta (diminui) a temperatura da vizinhança na mesma proporção do sistema

– Executa o processo rapidamente.

Sistema – um conjunto arbitrário de matéria tendo uma fixada identidade.

– fora do sistema têm-se a ***vizinhança***

– a interface entre sistema/vizinhança chama-se ***fronteira***

Sistema fechado – quantidade fixada de matéria – não há fluxo de matéria – há troca de calor e trabalho; a fronteira pode mudar (pistão).

Sistema aberto – há um fluxo contínuo de matéria através das fronteiras – volume de controle (superfície de controle). A quantidade da matéria ocupando o volume de controle varia com o tempo!

Temperatura – É a medida do potencial térmico do sistema. Identifica, portanto, o estado do sistema.

Trabalho – É aquilo que o sistema transfere à sua vizinhança quando suas fronteiras são deslocadas pela ação de uma força.

Trabalho = forma x distância (na direção das forças).

Trabalho mecânico → F.dl = Mto . θ

PROCESSOS TERMODINÂMICOS PARA UM GÁS PERFEITO

Cinco são os processos termodinâmicos para um gás perfeito

- Processo Isovolumétrico (Isocórico)
- Processo Isobárico
- Processo Isotérmico
- Processo Adiabático Reversível (Isentrópico)
- Processo Politrópico

PROCESSO ISOVOLUMÉTRICO, ISOCÓRICO (V = CONSTANTE)

$$Q = W + U \qquad \text{Eq. 1}$$

mas: $$W = \int p dv = 0 \Rightarrow dv = 0$$

então: $$Q = U = m\int c_v dt$$

$$\begin{matrix} p_1 V = mRT_1 \\ p_2 V = mRT_2 \end{matrix} \rightarrow \frac{p_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2} \qquad \text{Eq. 2}$$

variação de entropia:

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{dQ}{T} = \int_1^2 \frac{c_v dT}{T} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} \qquad \text{Eq. 3}$$

$$T_2 = T_1 e^{\frac{\Delta S}{c_v}} \qquad \text{Eq. 4}$$

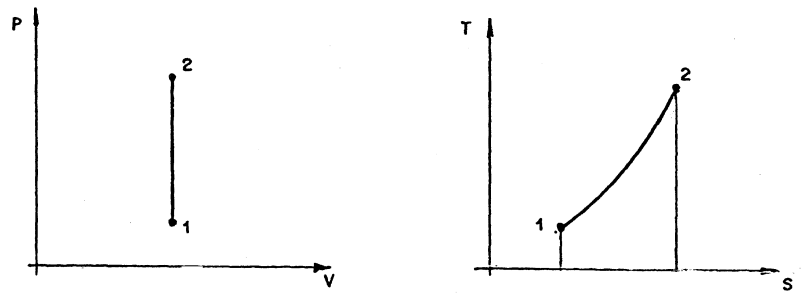


Figura 1.2 – Diagramas de um processo isovolumétrico

PROCESSO ISOBÁRICO (P = CONSTANTE)

$$p.V_1 = mRT_1 \quad \rightarrow \quad \frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} \qquad \text{Eq. 5}$$
$$p.V_2 = mRT_2$$

$$\Delta Q = \Delta w + \Delta U$$
$$W = \int p dV = p(V_2 - V_1) \qquad \text{Eq. 6}$$

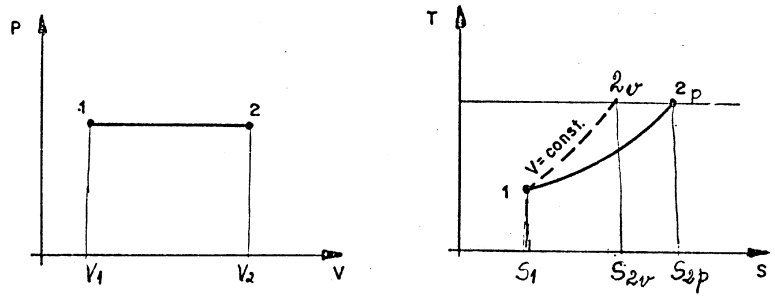


Figura 1.3 – Diagramas de um processo isobárico

$$\Delta s = \int \frac{dQ}{T} = \int_1^2 c_p \frac{dT}{T} = c_p . \ln \frac{T_2}{T_1}$$

$$R = c_p - c_v \qquad\qquad c_p > c_v$$

$$Q = m \int c_p dT$$

$$T_2 = T_1 e^{\frac{\Delta S}{c_p}} \qquad\qquad \Delta S_p > \Delta S_v$$

PROCESSO ISOTÉRMICO (T = CONSTANTE)

$$Q = w + \cancel{\Delta U} \qquad\qquad (\Delta U = 0)$$

$$p_1.V_1 = mRT \quad \rightarrow \quad p_1 V_1 = p_2 V_2 \qquad \text{Eq. 7}$$
$$p_2.V_2 = mRT$$

$$pV = constante \qquad \text{(hipérbole eqüilátera)} \qquad \text{Eq. 8}$$

$$d(pV) = p.dV + V.dp = 0 \qquad\qquad \frac{dp}{dV} = -\frac{p}{V} = -\tan\alpha$$

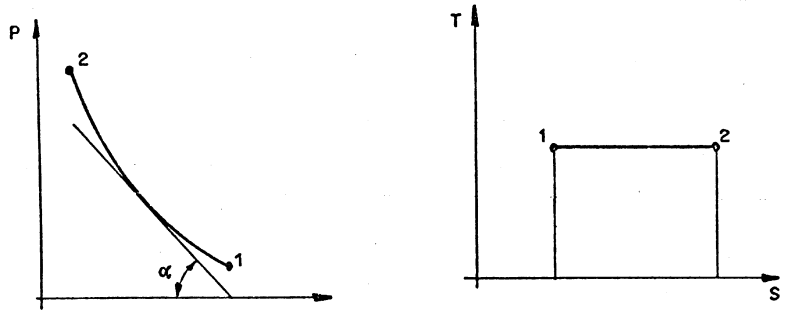


Figura 1.4 – Diagramas de um processo isotérmico

$$\Delta U = 0 \qquad \text{pois} \qquad T = \textit{constante} \text{ e } U = f(T)$$

$$Q = w = \int_1^2 pdV = \int_1^2 mRT\frac{dV}{V} = mRT\ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) = p_1V_1\ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) \qquad \text{Eq. 9}$$

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{dQ}{T} = \frac{1}{T}\int_1^2 dQ = \frac{Q}{T} = mR\ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) = \frac{p_1V_1}{T}\ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) \qquad \text{Eq. 10}$$

$$\Delta S = \frac{p_1V_1}{T}\ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) \qquad \text{Eq. 11}$$

PROCESSO ADIABÁTICO REVERSÍVEL, ISENTRÓPICO (S = CONSTANTE)

$$dQ = dW + dU = 0 \qquad \text{pois} \qquad dQ = 0$$

$$pdV + mc_v dT = 0 \quad \text{ou} \quad pV = mRT \qquad \text{Eq. 12}$$

assim:

$$pV^k = cons\tan te$$

$$dp.V^k + p.kV^{k-1}dV = 0$$

$$\frac{dp}{dV} = -kp\frac{V^{k-1}}{V^k} = -k\frac{p}{V} = -\tan a_1 \qquad \text{Eq. 13}$$

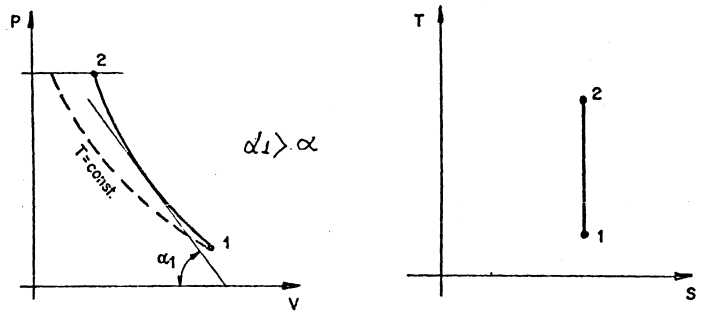


Figura 1.5 – Diagramas de um processo adiabático reversível

PROCESSO POLITRÓPICO

$$pV^{h} = cons\tan te \qquad \text{onde} \quad k < n < k$$

idem ao processo isentrópico

$$\frac{dp}{dV} = -n\frac{p}{V} = -\tan a_2 \qquad \text{Eq. 14}$$

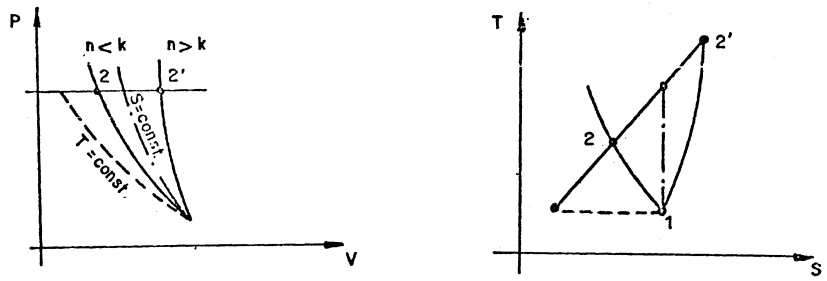


Figura 1.6 – Diagramas de um processo politrópico

$$W = \int_1^2 pdV = \frac{p_2V_2 - p_1V_1}{1-n} = \frac{mR(T_2 - T_1)}{1-n} \qquad \text{Eq. 15}$$

$$Q = mc_v\left(\frac{k-n}{1-n}\right)(T_2 - T_1) = mc_n(T_2 - T_1) \qquad \text{Eq. 16}$$

$$c_n = c_v\left(\frac{k-n}{1-n}\right) \rightarrow \quad dQ = mc_n dT \qquad \text{Eq. 17}$$

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{dQ}{T} = m\int_1^2 c_n \frac{dT}{T} = mc_n \ln\frac{T_2}{T_1} \qquad \text{Eq. 18}$$

ANÁLISE ENERGÉTICA DE MÁQUINAS

Existem dois possíveis aspectos nesta análise: um o aspecto externo onde a máquina é analisada como sendo uma "caixa preta" e o outro, o aspecto interno, onde são analisados os detalhes de seu funcionamento. Discute-se aqui apenas os Aspectos Externos.

Na análise externa interessa particularmente ao usuário da máquina. A energia disponível está em **regime permanente**, as propriedades do fluído de trabalho permanecem constantes.

Uma análise com o regime transitório só é de interesse para o fabricante! Neste caso os testes exigem sistema sofisticados de medições, conseqüentemente caros (aparelhos registradores), exigindo portanto pessoal altamente qualificado.

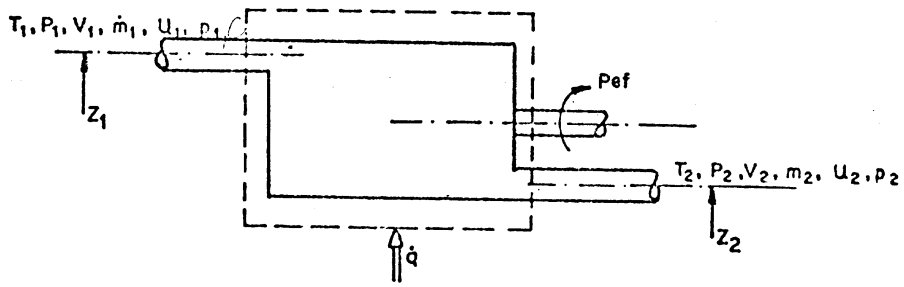


Figura 1.7 – Esquema da máquina

Aplicando a equação da energia (1ª lei da termodinâmica).

$$d_q = dw + d(pv) + d\left(u + \frac{c^2}{2} + gz\right) + \text{energ. química} + \text{energ. acústica} + \text{energ. eletromagnética} + \ldots$$

Nas aplicações em Engenharia

$$d_q = dw + d(pv) + d\left(u + \frac{c^2}{2} + gz\right) \qquad \text{Eq. 19}$$

<u>Simplificações</u>

⇒ Fluxo de massa é constante (regime permanente)

Equação da continuidade:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = r.\dot{v} = r.C.A = \text{constante} \qquad \text{Eq. 20}$$

* As propriedades em qualquer ponto do sistema permanecem constantes (sistema aberto) → regime permanente.

- Fluxo de calor e/ou trabalho através das fronteiras são em taxa uniforme

$$\Delta q = \Delta w + \Delta(pv) + \Delta\left(u + \frac{c^2}{2} + gz\right) \qquad \text{Eq. 21}$$

APLICAÇÕES

Como Máquinas Térmicas

TURBINA A VAPOR

Simplificações

* Sistema adiabático (alta velocidade do vapor)

* Variação de energia cinética e potencial são desprezíveis.

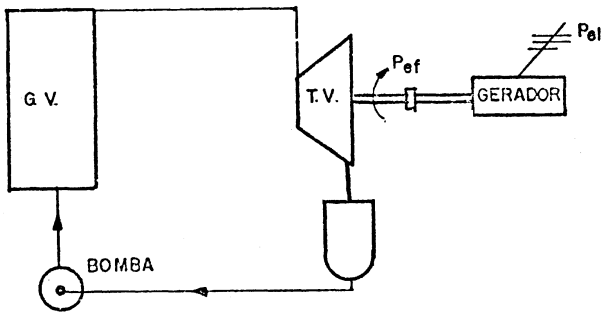


Figura 1.8 – Esquema de uma Turbina a Vapor

$$\Delta w = \Delta(pv) + \Delta u = \Delta(pv + u) \qquad \text{Eq. 22}$$

então:

$$\Delta w = \Delta h$$
$$\Delta h = c_p . \Delta t$$

logo: Potência $P = \dot{m}.\Delta w = \dot{m}.\Delta h$

Medidas → temperatura, massa de vapor

Se considerarmos apenas o bocal de uma turbina de ação, teremos:

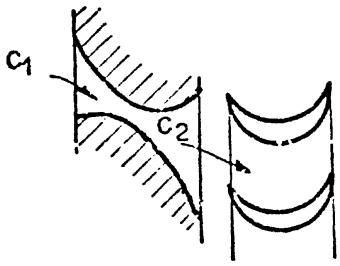


Figura 1.9 – Esquema de um bocal da turbina

$$w = \int pdv \rightarrow 0 \qquad \frac{\Delta c^2}{2} = \Delta(u + pv) = \Delta h$$

mas $\Delta h = c_p \Delta T \rightarrow$ medida da temperatura

TURBINA A GÁS

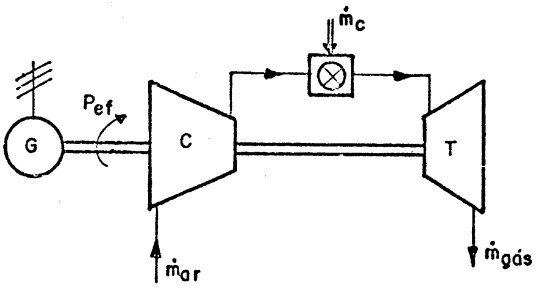


Figura 1.10 – Esquema de uma Turbina a Gás

Potência do compressor - $P_c = \dot{m}_{ar} . \Delta h$

Potência da turbina - $P_t = \dot{m}_g . \Delta h$

Potência efetiva - $P_{ef} = P_t - P_c$

O calor introduzido → Potência do combustível $P_{comb} = \dot{m}_c . H_i$

Em geral retira-se informações pela medida de temperatura, pressão e massa em escoamento.

Vide norma ASME – Gas Turbine VDI 2059 – B. 1. 3

De modo em geral, nos interessa o rendimento

$$h = \frac{E_s}{E_e} = \frac{P_s}{P_e} < 1$$

$$h_m = \frac{P_{ef}}{P_{comb}} = \frac{Mto.w}{\dot{m}_c.\dot{H}_i} = \frac{F.b.2p.\frac{n}{60}}{\dot{m}_c.\dot{H}_i}$$ Eq. 23

onde w – velocidade angular.

CONCEITO DE EXERGIA

$$e_X = (h - h_a) - T_a(s - s_a)$$ Eq. 24

exergia

energia

anergia

Perda de capacidade de trabalho do sistema

RENDIMENTO GLOBAL

Produtos dos diversos rendimentos de cada componente

$$h_g = p * h_i$$ Eq. 25

Exemplo: Motor Diesel

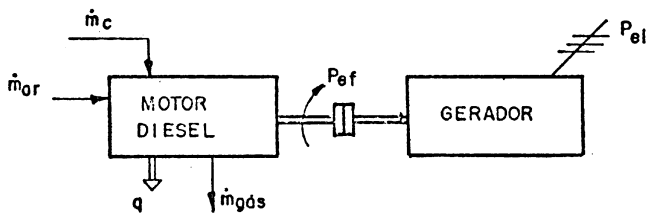


Figura 1.11 – Esquema com um Motor Diesel

$$h_m = \frac{P_{ef}}{P_c}$$

$$h_{el} = \frac{P_{el}}{P_{ef}}$$ Eq. 26

$$h_g = \frac{P_s}{P_e} = \frac{P_{el}}{P_c} = \frac{P_{el}}{P_{ef}} \cdot \frac{P_{ef}}{P_c} = h_{el}.h_m$$

Como Turbomáquinas "Frias"

(turbinas hidráulicas, ventilador, bomba, etc...)

$$\Delta_q = \Delta_w + \Delta(pv) + \Delta\left(u + \frac{c^2}{2} + gz\right)$$

$$q = 0$$

$$\Delta u \cong 0 \Rightarrow \Delta t(pequeno)$$

$$\Delta w = \Delta(pv) + \Delta\left(\frac{c^2}{2} + gz\right) \qquad \text{Eq. 27}$$

$$\Delta w = \Delta\left(\frac{p}{r} + \frac{c^2}{2} + gz\right) = Y = gH \Rightarrow Bernoulli$$

$$P_h = r.Y.Q$$

$$medições: Q, \Delta p, \Delta z, \Delta c$$

Capítulo 2. Turbomáquinas

As turbomáquinas são máquinas rotodinâmicas nas quais o fluido de trabalho se desloca continuamente em um sistema rotativo de pás (rotor), fornecendo ou absorvendo a energia, deste rotor, conforme seja turbina ou compressor respectivamente. Um das características principais é a alta velocidade que o fluido de trabalho pode atingir nestas máquinas (200 a 500 m/s ou mais).

Sendo uma máquina rotativa e permitindo altas velocidades no escoamento trabalham com alta rotação. Isto lhes imprime as seguintes características:

- são relativamente pequenas em dimensão;
- têm pouco peso e apresentam um funcionamento suave (sem oscilações);
- não existem movimentos intermitentes como nos motores de combustão interna - Figura 2.1.

Assim, podem funcionar com grandes potências (até 500MW) oferecendo, ainda possibilidade de aumento de potência.

As Turbinas a Gás possuem, além de outros equipamentos, compressores e turbinas,. Faz-se aqui apenas um comentário básico sobre os diversos tipos de turbinas a gás, o seu princípio de funcionamento e suas principais características.

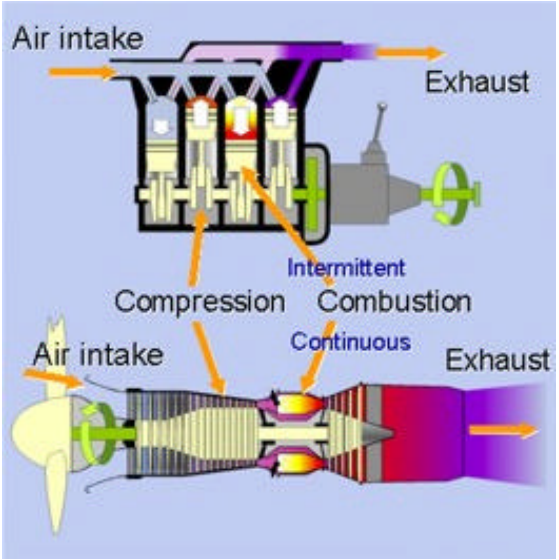


Figura 2.1 – Comparação entre um Motor e uma Turbina a Gás

TURBINAS A GÁS

Histórico do Desenvolvimento da Turbina a Gás

O uso da turbina a gás como máquina motora tem sido um sonho bastante antigo dos Engenheiros. A evidência disto é a grande quantidade de estudos no decorrer da história.

Em 150 A.C., um filósofo e matemático egípcio, *Hero*, inventou um brinquedo, o "Aeolipile", que rodava sobre uma pequena caldeira de água (Figura 2.2). Ele verificou o efeito da reação do ar quente ou o vapor movimentado por alguns bocais sobre uma roda.

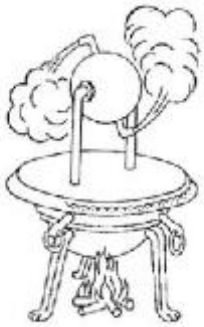


Figura 2.2 – O "Aeolipilo"de *Hero*

Em 1232 os chineses começam a utilizar foguetes como armas. A invenção da pólvora usa o princípio da reação para lançar os foguetes.

Em 1500, *Leonardo da Vinci* desenhou um esboço de um dispositivo, o "macaco de chaminé", que girava pelo efeito dos gases quentes subindo a chaminé. Ele criou um dispositivo que usava o ar quente para girar um espeto.

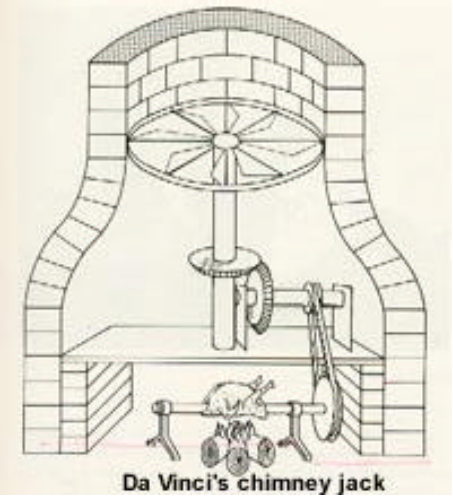


Figura 2.3 – O macaco de chaminé de *da Vinci*

Em 1629, *Giovanni Branca* desenvolveu uma oficina de estampagem que usava jatos de vapor para girar uma turbina que então, fornecia trabalho para as máquinas (Figura 2.4).

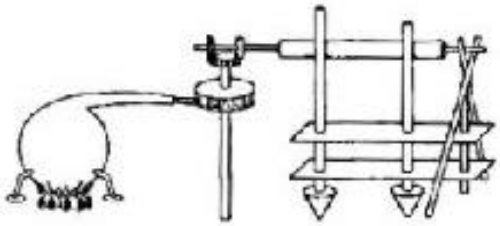


Figura 2.4 – A turbina de *Giovanni Branca*

Em 1687, *Sir Isaac Newton* anuncia as leis do movimento. Especificamente, a 3ª Lei de Newton afirmava haver um equilíbrio entre ação e reação: "Para cada ação haverá uma reação de mesma força e intensidade mas em sentido oposto". Um exemplo dessa lei pode ser observada na Figura 2.5. Quando o balão está fechado as forças se equilibram, são iguais em todas as direções. Ao soltar o ar, ocorre uma ação que desequilibra o sistema. A força a esquerda é maior, movendo o balão.

Baseado nessas leis, Newton imaginou um veículo movido por jatos de vapor - Figura 2.6. Estas leis foram a bases da teoria da moderna propulsão.

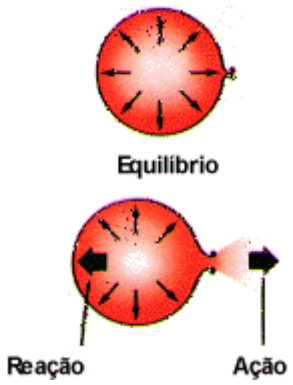


Figura 2.5 – A 3ª Lei de Newton

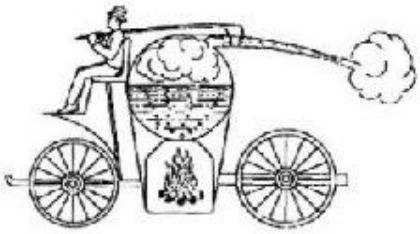
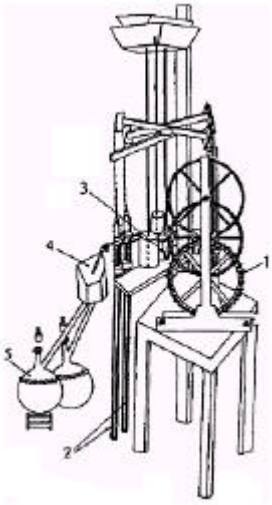


Figura 2.6 – A carruagem de *Isaac Newton*

A primeira concepção da turbina a gás e seu conseqüente patenteamento foi proposta em 1791 pelo inglês *John Barber* -Figura 2.7.



1 – Turbina

2 – Compressor de Ar ou Gás

3 – Câmara de Combustão

4- Receptor

5 – Produtor de Gás

Figura 2.7 – Desenho da primeira patente de uma turbina a gás (John Barber, 1791)

Dentre as idéias originais e subseqüente patenteamento é importante mencionar *John Dumbell*, Inglaterra, 1808 e *Bresson*, França, 1837, os quais, em suas concepções já consideraram todos os componentes das atuais turbinas com combustão a pressão constante. Entretanto a primeira turbina a gás com combustão a pressão constante, realmente construída, foi concebida por *J. F. Stolze* (1872), a partir da patente de *Fernlhougs* e cuja fabricação e testes somente ocorreram entre 1900 e 1904 conforme indicado na Figura 2.8.

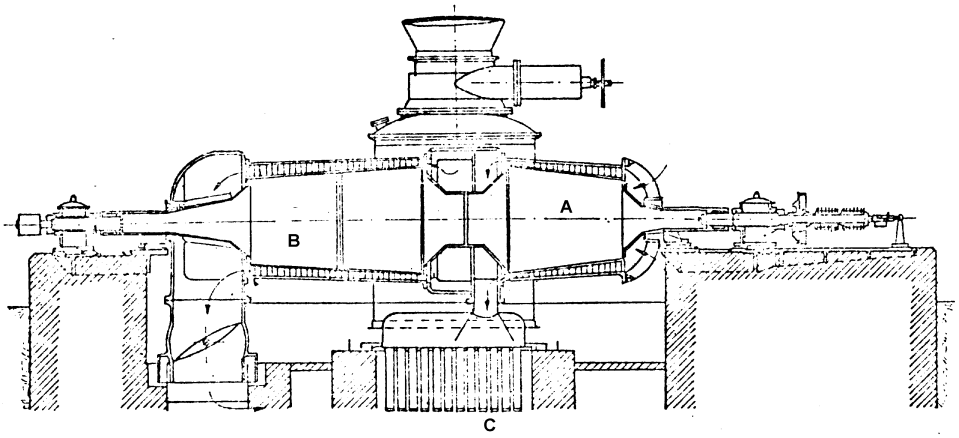


Figura 2.8 - Turbina a gás construída por *Stolze*
(a) Soprador axial múltiplo estágio (b) turbina de reação de múltiplo estágio (c) Pre aquecedor de ar

É interessante observar que as melhores concepções e arranjos foram introduzidos a partir dos meados do século XIX ocasião em que os estudos teóricos de termodinâmica (*Dalton*, *Lord Kelvin*, *Joule*, *Brayton*) tiveram um grande desenvolvimento.

Apesar dos esforços no desenvolvimento da turbina a gás, somente no início deste século é que surgiram os primeiros resultados efetivos, embora com um nível de rendimento muito baixo, pois naquela época ainda havia limitações de conhecimentos de aerodinâmica e de metalurgia. Como já mencionado *Stolze* construiu sua turbina a gás entre 1900 e 1904 e, conforme indicado Figura 2.8, ela era composta de uma turbina de reação múltiplo estágio bem como um compressor axial de múltiplo estágio. Além disso ele utilizou também um trocador de calor para o pré aquecimento do ar antes da camada de combustão (pressão constante), utilizando para tal o próprio gás de escape da turbina. Apesar desta construção genial, pouco sucesso foi atingido principalmente devido ao baixo rendimento tanto do compressor como da turbina e também da temperatura máxima em função dos materiais disponíveis na época.

Na mesma época (1903) – *Armengaud* e *Charles Lemale* também construíram e testaram, na "*Sociedade Anônima de Turbomotores*" em Paris, uma turbina a gás cuja particularidade era a injeção de água para resfriamento. Apesar dos esforços o resultado foi também insatisfatório pois não se conseguiu potência útil alguma. Neste caso foi utilizada uma turbina Curtis e a compressão se fez com um compressor centrífugo de fabricação da empresa Brown Boveri.

Neste mesmo período (1903) a General Electric Co. iniciou o desenvolvimento de uma turbina a gás sob orientação do Dr. Sandford A. Moss, da Universidade de Cornell, que realizou em seu trabalho de doutorado (1902) o primeiro estudo do assunto nos Estados Unidos. É interessante observar que nestes primeiros estudos a potência consumida pelo compressor era maior do que a fornecida pela turbina, o que implicava no uso de energia externa para o seu funcionamento (no caso acima mencionado foi utilizado uma turbina a vapor). Mesmo assim estes trabalhos foram válidos pois como se sabe a GE é, no momento, um dos grandes fornecedores de turbinas tanto para uso aeronáutico como industrial.

Percebendo que os fracassos no desenvolvimento das turbinas eram atribuídos à limitação tanto da temperatura máxima como da relação de pressão conseguida nos compressores, *Holzwarth*, em 1909, na Alemanha, mudou a concepção do projeto da turbina considerado a combustão a volume constante (turbina a explosão) em vez de ser a pressão constante. Com isto ele eliminaria a limitação do aumento de pressão conseguido nos compressores. Quanto à limitação de temperatura foi utilizado um sistema de resfriamento a água, logo uma menor massa de ar foi necessária.

O fato da combustão se processar a volume constante possibilita que o ar seja comprimido a uma pressão de apenas cerca de ¼ daquela necessária ao processo de combustão a pressão constante. A firma Brown Boveri chegou a construir uma turbina (*Holzwarth*) em 1913 projetada para uma potência de 1000cv, a qual montada e testada forneceu somente 200 cv. O seu desenvolvimento continuou e em 1938 a BBC, em Mannheim, chegou a fabricar com relativo sucesso uma turbina de 5000cv, atingindo um rendimento global de 20%.

A Westinghouse Electric and Manufacturing Comp., USA, iniciou em 1913 o seu desenvolvimento de turbina a gás, com base em uma patente de *Bischof*.

Diversas outras tentativas foram realizadas como a de *Karavodine*, na França (1908), *Stauber* (1918) na Alemanha, mas ainda com pouco sucesso. Em 1935, Profs. *Dr. Ackeret* e *Dr. Keller T.H.*, Zürich.

Em 1920, *Dr. A. A. Griffith* desenvolveu uma teoria de projetos de turbinas baseada no fluxo de gás.

É interessante observar que até 1937 todos os desenvolvimentos de turbinas a gás eram com finalidade industrial e não conseguiam concorrer com o motor alternativo a pistão, devido ao seu baixo rendimento (máximo 20%).

Um pouco antes do início da 2ª guerra mundial esforços foram realizados no desenvolvimento de turbinas para uso aeronáutico, devido principalmente a sua características de baixo peso e, pequeno volume. Ao mesmo tempo, *Whittle* (Figura 2.9), em 1930 concebeu e patenteou o uso da reação ou jato como meio propulsor e, neste caso, o uso de turbinas a gás tornou-se imprescindível. *Whittle* desenvolveu o primeiro motor com essa finalidade em 1937 - Figura 2.11.

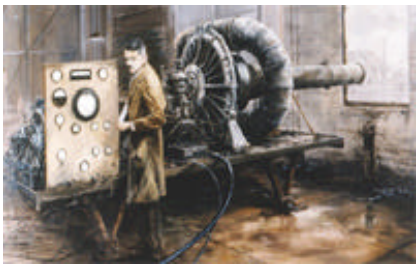


Figura 2.9 – Frank Whittle

Em 1936, no mesmo tempo que *Frank Whittle* estava trabalhando na Grã-Bretanha, *Hans von Ohian* e *Max Hahn*, estudantes na Alemanha desenvolveram e patentearam o seu próprio projeto de turbina.

Em 27 de agosto de 1939 *Heinkel* (Alemanha), fez voar o seu primeiro avião (o HE178 -Figura 2.10) utilizando o gás como reator ou seja usando jato propulsão.

Figura 2.10 – O HE178 de *Heinkel*

Motor:
Turbojato HeS 3B
Empuxo (antes): 992 lb. (450kg)
Empuxo (depois): 1102 lb. (500kg)

Dimensões:
Envergadura da Asa: 7,20m (23 ft. 3½ in.)
Área de Superfície da Asa: N/A
Comprimento: 7,48m (24 ft. 6½ in.)
Largura: 2,10m (6 ft. 10½ in.)

Pesos:
Vazio: 1620kg (3572 lb.)
Caregado: 1998kg (4405 lb.)

Desempenho:
Velocidade Máxima (ao nível do mar): 435 mph (700 kph)

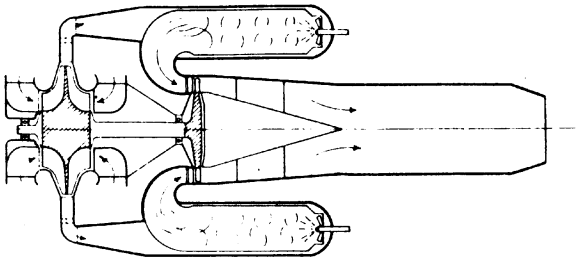


Figura 2.11 – Esquema da Turbina de *Whittle*

Nesta mesma ocasião os estudos de aerodinâmica tiveram um grande progresso pois, com o uso de jato propulsão, os aviões atingiam maior velocidade. Problemas de instabilidade aerodinâmica surgiram forçando a procura de novas soluções o que conseqüentemente trouxe melhores conhecimentos de aerodinâmica.

Embora estes estudos tenham sido intensificados, somente no final da guerra (1944 - 1945) é que realmente os primeiros aviões com propulsão conseguiram voar eficientemente.

Em 1942, o *Dr. Franz Anslem* desenvolveu uma turbina de fluxo axial, a Junkers Jumo 004, usada no Messerschmtt ME262 (Figura 2.12).

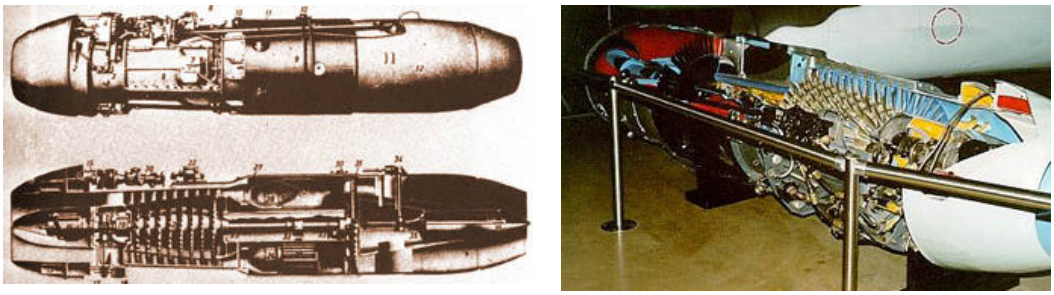


Figura 2.12 – A turbina Junkers Jumo 004

O Heinkel HeS-3b desenvolvia 1100lbs de empuxo e voou acima de 400mph, depois veio o ME262 (Figura 2.13), que lutava a 500mph, mais de 1600 deste foram construídos no final de Segunda Guerra Mundial.

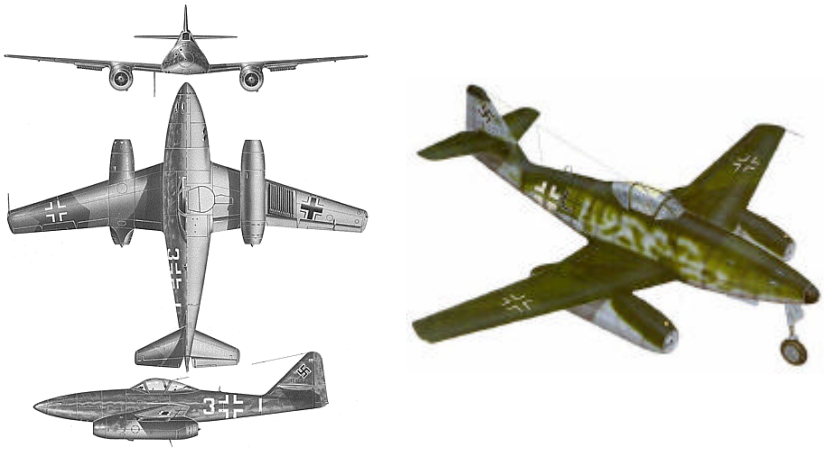


Figura 2.13 – ME262 Caça alemão

O uso da turbina a gás como agente propulsor (jato ou reator) simplificou bastante o emprego da própria turbina a gás pois, nesta aplicação, a potência, desenvolvida pela turbina é utilizada apenas para vencer as perdas e acionar o compressor. Logo após a 2º guerra, a aviação comercial passou a utilizar a propulsão a jato intensivamente. Este uso intensivo aliado aos novos conhecimentos de aerodinâmica fizeram com que o desenvolvimento da turbina a gás tivesse um tremendo avanço, uma vez que novas concepções e metodologias de cálculo possibilitaram a construção de turbomáquinas com alto rendimento.

O sucesso foi tanto que a partir dos anos 60 o uso de turbinas a gás foi aumentando e nos anos 70 cerca de 100% dos aviões de grande porte já eram impulsionados por turbinas.

Com a melhoria no projeto, mesmo na aplicação industrial, a turbina a gás com combustão a pressão constante passou a predominar, devido principalmente a sua simplicidade de construção e quando comparada a turbina com combustão a volume constante. Isto só foi possível devido a dois fatores: o desenvolvimento do compressor para alta relação de pressão e com alto rendimento; e, também, o desenvolvimento de novos materiais resistentes a alta temperatura.

Em 1943 a Escher Wyss constrói uma TG de 2000kW. Em 1949 têm-se a primeira instalação industrial 12,5MW em St. Denis, França, funcionando com um sistema com queima de óleo.

Em 1956 a Escher Wyss constróis uma TG de 2,3MW com Carvão pulverizado (Figura 2.59) para a geração de eletricidade e aquecimento, com $\pi = 4$ e $t_{max} = 660ºC$

Na década de 70 foi intensificado o uso de Turbinas. Foram construídas instalações até 50MW (1974 em Oberhausen).

Componentes Principais

As turbinas a gás são constituídas de quatro partes principais (Figura 2.14), a saber:

- Compressor - Figura 2.15;
- Câmara de Combustão - Figura 2.16 a Figura 2.18;
- Turbina - Figura 2.19 e
- Eixo.

Possuem ainda um Bocal de Admissão (*Inlet*) - Figura 2.20 e um Bocal de Escape (*Nozzle*) - Figura 2.21 e Figura 2.22). Nas turbinas de uso aeronáutico, para um incremento no empuxo das mesmas, instala-se

após a turbina um Pós-Queimador (*Afterburner*) que, ao ser utilizado gera um jato de fogo pelo bocal de escape - Figura 2.23. O mesmo é muito utilizado em turbinas aeronáuticas militares.

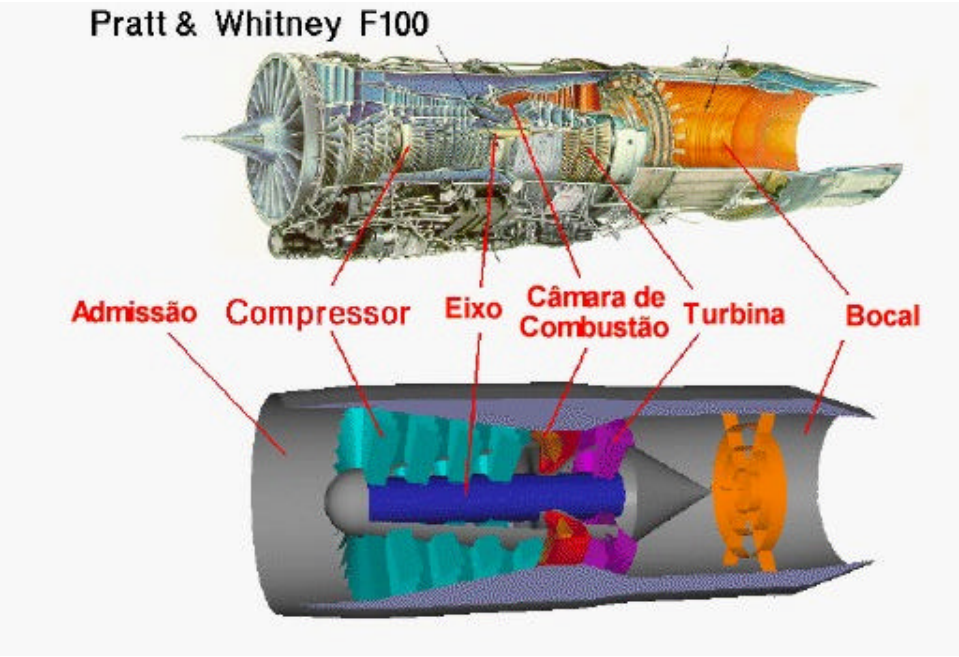


Figura 2.14 – Partes de uma Turbina a Gás

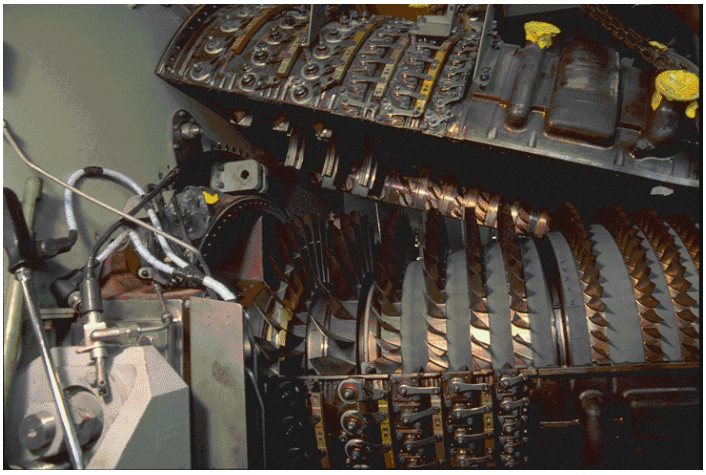


Figura 2.15 – Compressor de Alta Pressão

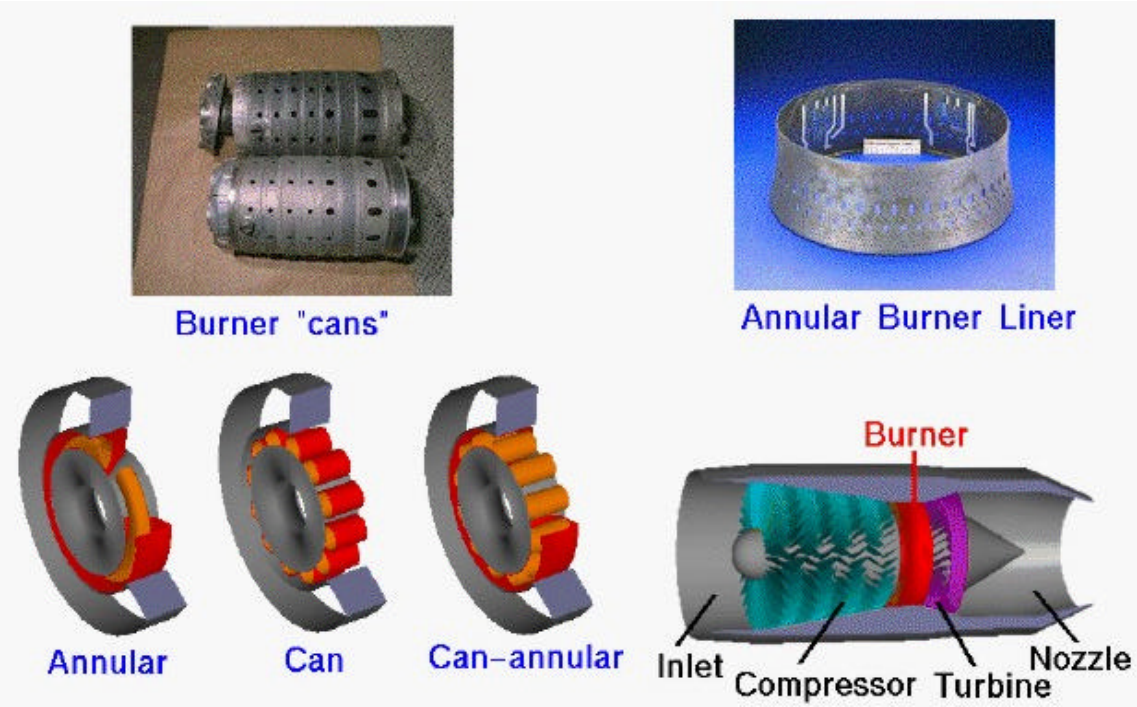


Figura 2.16 – Tipos de Queimadores (Burners)

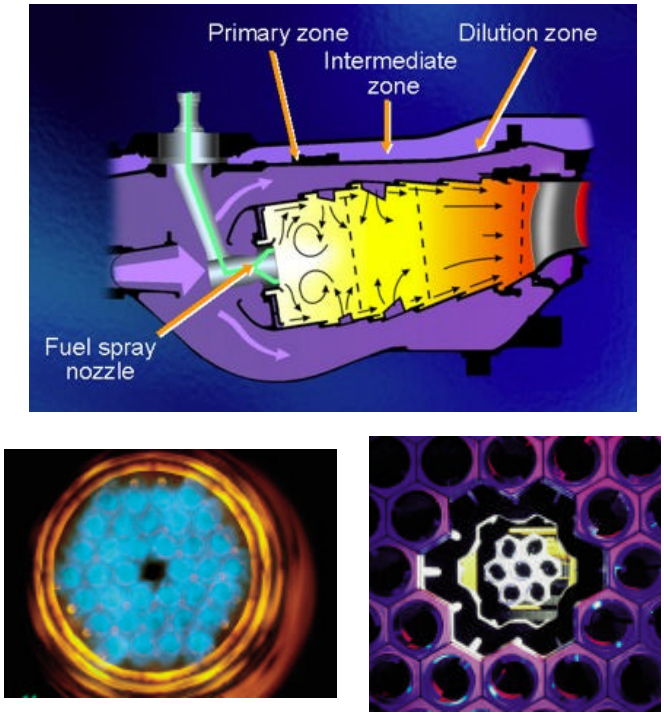


Figura 2.17 – A Câmara de Combustão

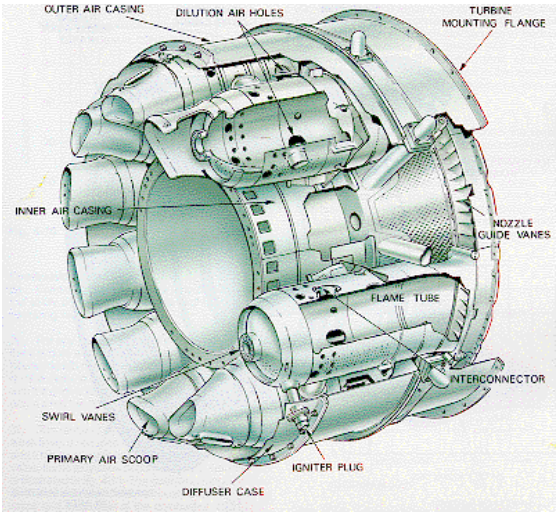


Figura 2.18 – Anel de Combustores (Cannular)

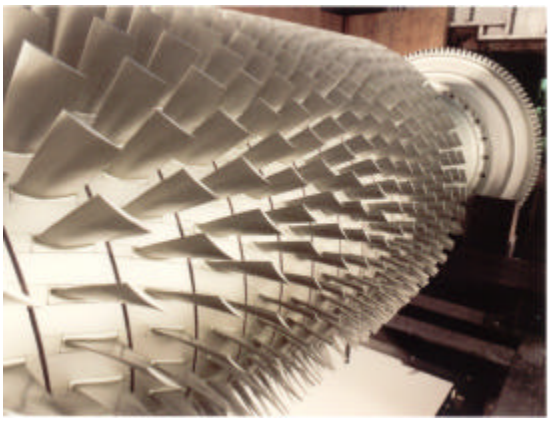


Figura 2.19 – Turbina Axial

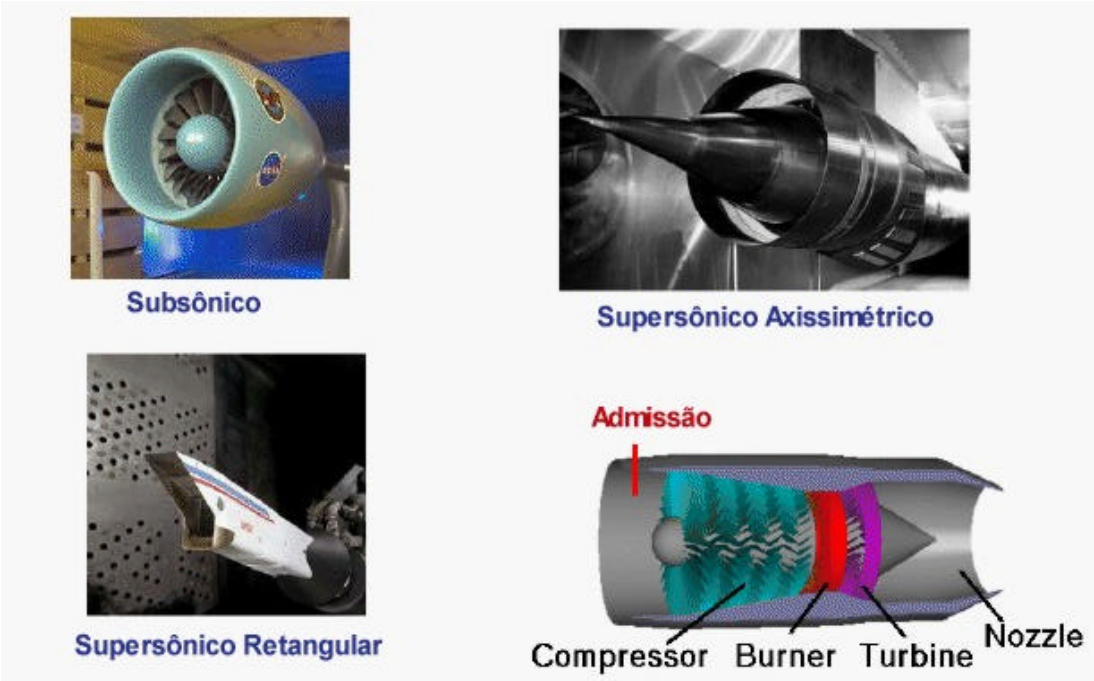


Figura 2.20 – Tipos de Bocais de Admissão

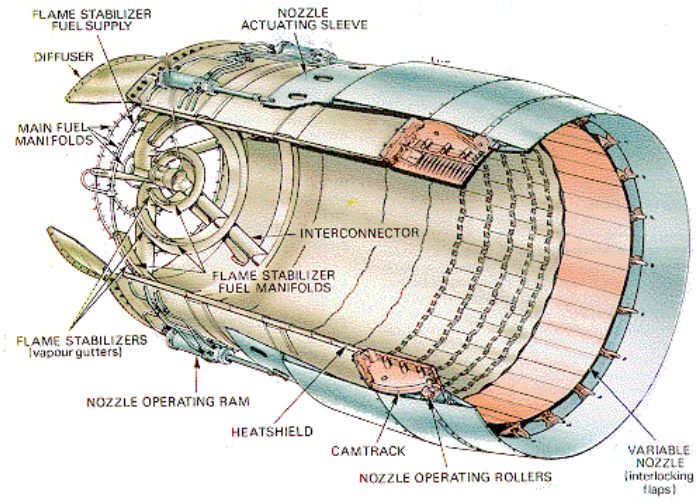


Figura 2.21 – Bocal de Exaustão de Gases

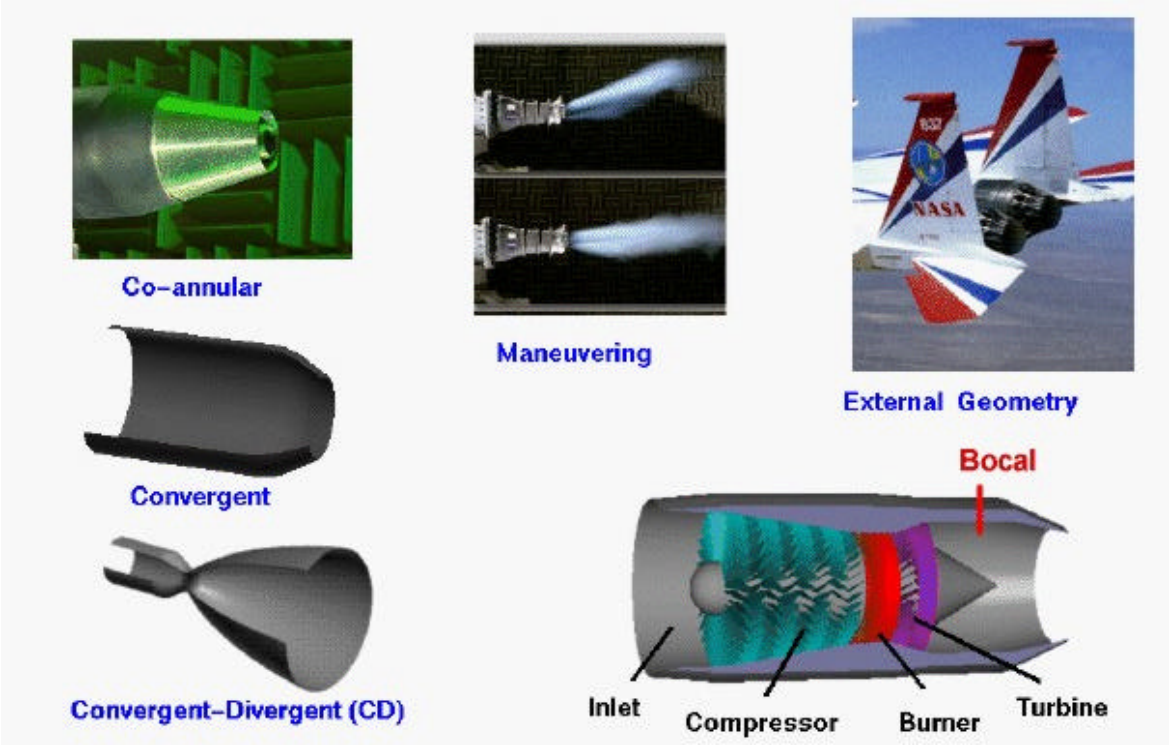


Figura 2.22 – Tipos de Bocais de Exaustão

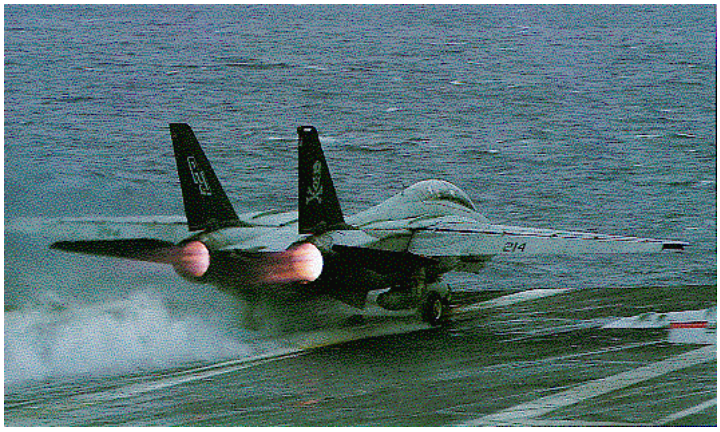


Figura 2.23 – O efeito do Afterburner

Classificação da Turbinas a Gás

Apesar das muitas aplicações e dos diversos tipos de turbinas a gás, há entre elas uma série de aspectos que possibilitam uma classificação. Entre várias classificações, pode-se citar:

→ Quanto ao Ciclo

- Aberto e
- Fechado

→ Quanto à Construção

- Leves (Jet-derived GT - derivadas de turbinas aeronáuticas - Figura 2.25) e

- Pesadas (Heavy-Duty GT -)

→ Quanto ao Método de Transmissão de Força

- Livres;
- Transmissão Direta;
- Transmissão por Engrenagens (Caixa de Redução ou Ampliação da Rotação)

→ Quanto à Rotação

- Operação em Velocidade Constante (turbo-alternadores)
- Operação em Velocidade Variável (turbo-bombas e turbo-compressores)

→ Quanto ao Número de Eixos

- De um eixo e
- De vários eixos

→ Quanto à Localização

- Onshore (Interna) – Figura 2.27;
- Offshore (Externa);
- Móvel (on-board) – especialmente aplicações marítimas

→ Quanto à Aplicação

- Industrial - Figura 2.27;
- Marítima - Figura 2.29;
- Aeronáutica

QUANTO AO CICLO

As turbinas podem operar em um Ciclo Aberto ou Ciclo Fechado.

Por *Ciclo Aberto* entende-se que o fluido de trabalho não retorna ao início do ciclo - Figura 2.24a. O ar, retirado da atmosfera, é comprimido, levado à câmara de combustão onde, juntamente com o combustível, recebe uma faísca, provocando a combustão da mistura. Os gases desta combustão então expandem-se na turbina, fornecendo potência à mesma e ao compressor, e, finalmente, saem pelo bocal de exaustão.

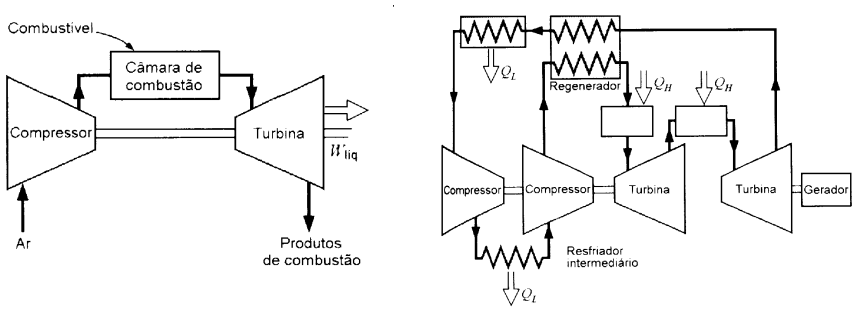
Ao contrário do ciclo aberto, no *Ciclo Fechado*, o fluido de trabalho permanece no sistema. Para isso, o combustível é queimado fora do sistema, utilizando-se um trocador de calor para fornecer a energia da combustão ao fluido de trabalho - Figura 2.24b.

O ciclo fechado possui algumas vantagens sobre o ciclo aberto, dentre elas:

- a possibilidade de se utilizar combustíveis sólidos;
- a possibilidade de altas pressões em todo o ciclo, reduzindo o tamanho da turbomáquina em relação a uma potência útil requerida;
- evita-se a erosão das palhetas da turbina;
- elimina-se o uso de filtros;

- aumento da transferência de calor devido a alta densidade do fluido de trabalho (alta pressão);
- uso de gases com propriedades térmicas desejáveis.

Mas este ciclo tem como desvantagem a necessidade de investimento em um sistema externo de aquecimento do fluido de trabalho, envolvendo um ciclo auxiliar com uma diferença de temperatura entre os gases.



(a) (b)

Figura 2.24 – Os ciclos Aberto (a) e Fechado (b)

QUANTO À CONSTRUÇÃO

As *Turbinas Leves* (Figura 2.25) têm como principais características:

- De construção leve;
- Alta velocidade e, geralmente,
- Mancais de rolamentos, que normalmente não são facilmente acessíveis.

Dependendo do tipo, elas podem ter vários eixos girando em diferentes velocidades (um eixo para o compressor de baixa pressão, um para o compressor de alta pressão e um outro eixo para a turbina de força. A turbina de força pode ser uma do tipo pesado, que recebe gases quentes de uma outra ou outras turbinas derivadas de turbinas - “jet-derived”.

As duas principais aplicações de turbinas a gás leves são a produção de energia mecânica e como principal motor para máquinas como bombas e compressores.

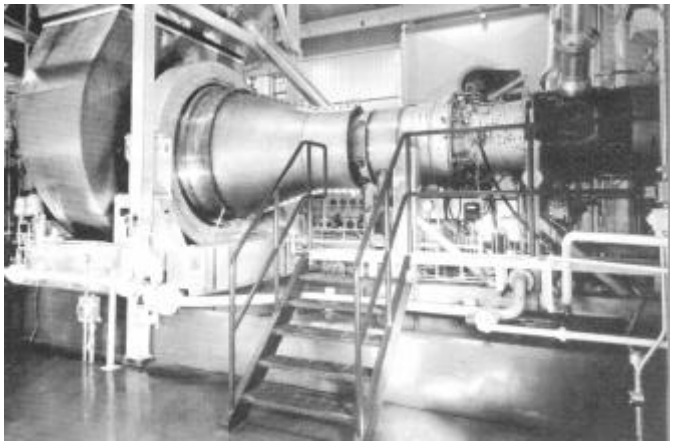


Figura 2.25 – Turbina Leve, estação de bombeamento da Avon

As *Turbinas para Serviços Pesados* (Heavy Duty Gas Turbine - Figura 2.26) são construídas para aplicações estacionárias. Compreendem em uma vasta e diversa gama de máquinas, indicadas para geração de energia (de 10MW a acima de 100MW). Enquanto máquinas de menor potência são similares as "jet-derived", as turbinas de média e alta potência possuem estruturas muito pesadas, volumosas. As câmaras de combustão não são necessariamente circulares, dispostas entorno do cilindro da turbina. Ao contrário, estas máquinas podem ter uma ou duas câmaras de combustão dispostas separadamente.

Produzem energia mecânica principalmente para turbo alternadores, grandes turbo-compressores ou turbo-bombas. Conseqüentemente é necessário incluir estes equipamentos nos estudos sobre vibrações nas turbinas, dificultando o equilíbrio nos cálculos.

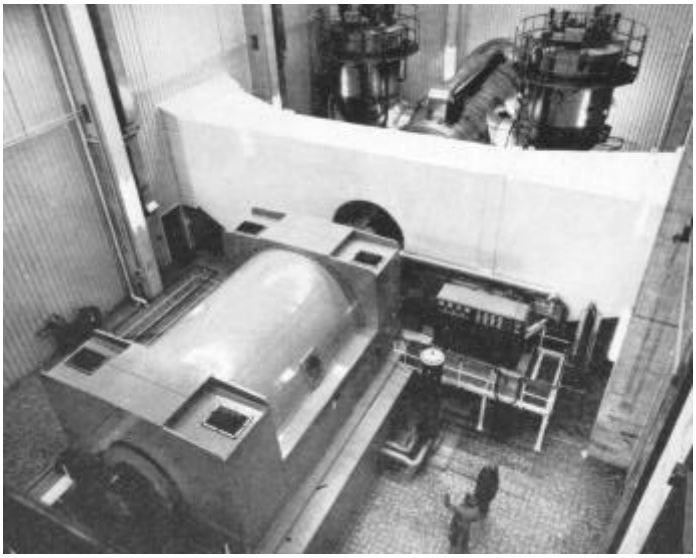


Figura 2.26 – Turbina para Serviços Pesados (Heavy-Duty GT – Siemens KWU)

QUANTO AO NÚMERO DE EIXOS

Um ciclo com um eixo apenas, parte da potência produzida pela Turbina é fornecida ao Compressor. Apenas o restante da potência se destina a potência útil de eixo. No caso de turbinas aeronáuticas, toda a potência gerada será utilizada internamente.

Um ciclo com dois eixos é formado de um gerador de gás, que está ligado ao primeiro eixo, e uma turbina livre, que está ligada ao segundo eixo. No caso de turbinas aeronáuticas, a turbina livre é substituída por um bocal. A diferença entre os dois ciclos está na operação.

Um ciclo com vários eixos tem aplicação na aeronáutica. Neste caso, o conjunto pode ter um, dois ou três eixos concêntricos com a finalidade de aumentar a razão de pressão do ciclo e conseqüentemente sua eficiência térmica. A divisão em vários eixos do gerador de gás tem objetivo de aumentar a eficiência aerodinâmica da compressão pois, a compressão em um único estágio diminuiria a operação da turbina e a eficiência térmica.

QUANTO À APLICAÇÃO

As *Turbinas Industriais* são essencialmente fixas, Figura 2.28. São utilizadas para geração de energia mecânica, com rotação constante ou variável.

As *Turbinas Marítimas* são utilizadas na geração de energia mecânica e elétrica em navios. São do tipo “on board”.

Sem dúvida o maior desenvolvimento tecnológico e científico da turbina a gás está no campo aeronáutico. Por razões de segurança, estratégia, as grandes potências mundiais investem grandes somas em dinheiro para a pesquisa e desenvolvimento de equipamentos que possam ter grandes eficiências térmicas, grande potência (empuxo) e que possibilitem altas velocidades (supersônicas). Possui eficiências térmicas altas, chegando a 41% e altas temperaturas de combustão (1800K).

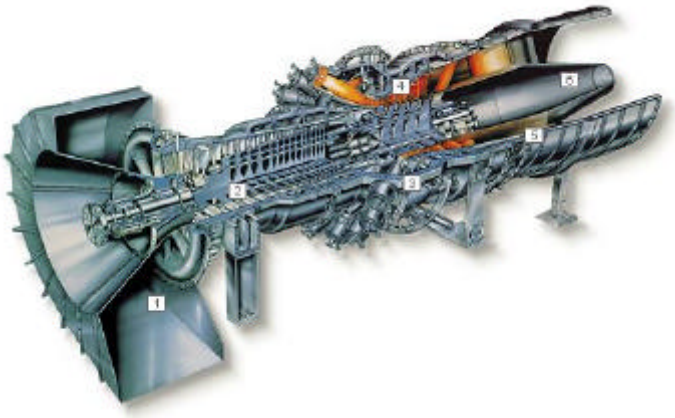


Figura 2.27 – Turbina Industrial: [1] Admissão, [2] Compressor Axial, [3] Sistema de Combustão, [4] Turbina, [5] Cilindro de Exaustão e [6] Difusor de Exaustão

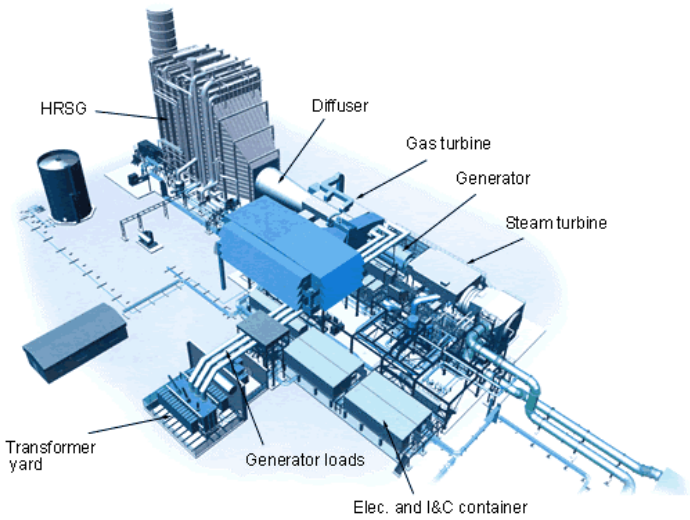


Figura 2.28 – Esquema de uma Usina de Energia Elétrica com Turbina a Gás

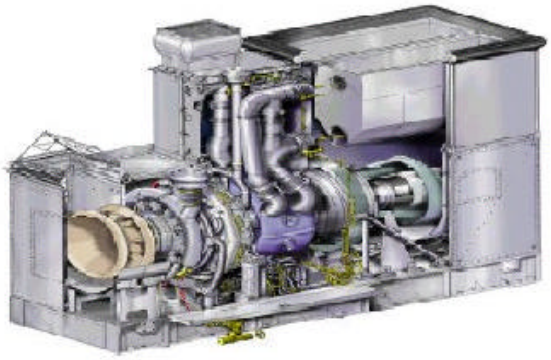


Figura 2.29 – Turbina Marítima WR 21 ICR da Northrop Corporation

As *Turbinas Aeronáuticas* podem ser classificadas ainda pela sua Aplicação:

- Turbohélice - Figura 2.30 e Figura 2.31;
- Turbofan - Figura 2.32, Figura 2.33 e Figura 2.41;
- Turbojato - Figura 2.36;
- Ramjet - Figura 2.38 e Figura 2.39;

As Turbohélice são turbinas a gás que convertem a energia do gás em potência de eixo. Esse, está acoplado a uma caixa de engrenagem que reduz a rotação para um eixo que tem uma hélice. O compressor deste tipo de motor pode ser centrífugo ou axial, com um ou dois eixos.

Os gases de escape não possuem efeito propulsivo, o que dá propulsão à aeronave é a hélice acoplada ao eixo redutor de velocidade. São construídas para vôos subsônicos.

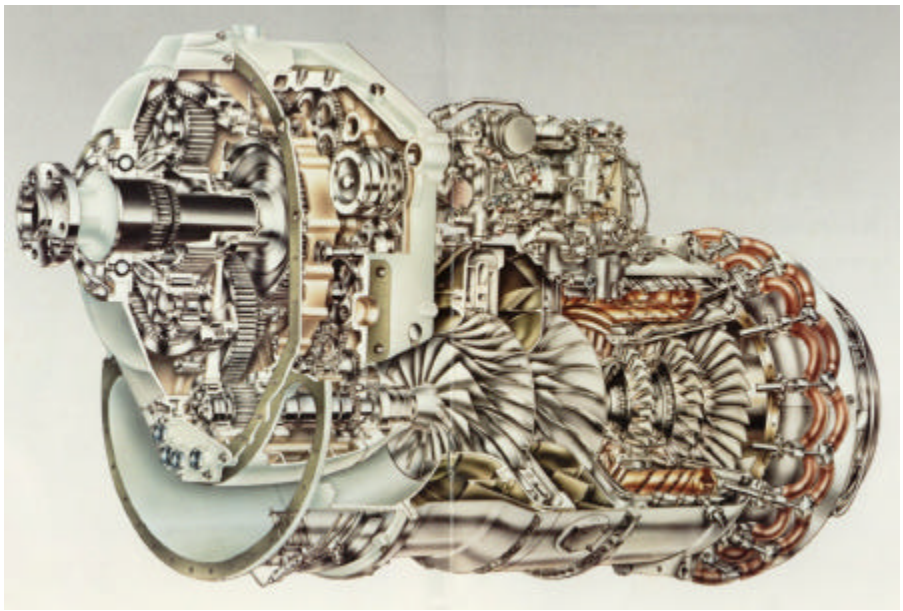


Figura 2.30 – Turbina Aeronáutica Turbohélice

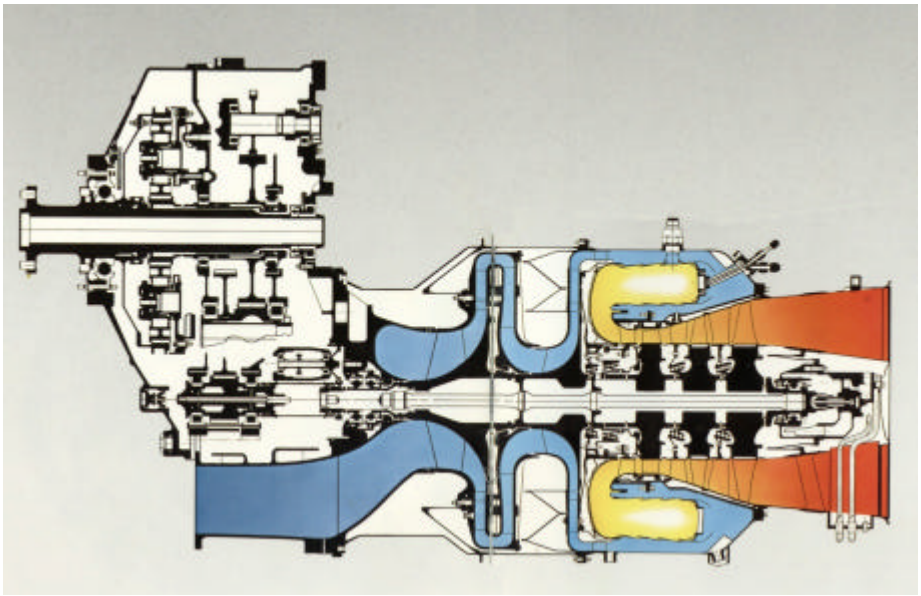


Figura 2.31 – Turbohélice em corte

As Turbinas Turbofan possuem um grande conjunto frontal de pás que succionam o ar para dentro da turbina. A maior parte do ar succionado passa por fora do motor, i.e., ele não é comprimido ou sofre uma baixa compressão. Esse fluxo de ar é chamado de Bypass. Esse ar faz a turbina mais silenciosa (ou menos barulhenta!) e fornece um maior empuxo à aeronave em baixas velocidades sem aumentar o consumo de combustível - Figura 2.33. A maioria das aeronaves, principalmente civis, são movidas por turbinas com turbofan, onde 85% do empuxo tem origem no ar de bypass.

Existem vários tipos de turbinas, com Razões de Bypass grandes ou pequenas, dependendo de sua aplicação (vôos subsônicos ou supersônicos, respectivamente - Figura 2.34).

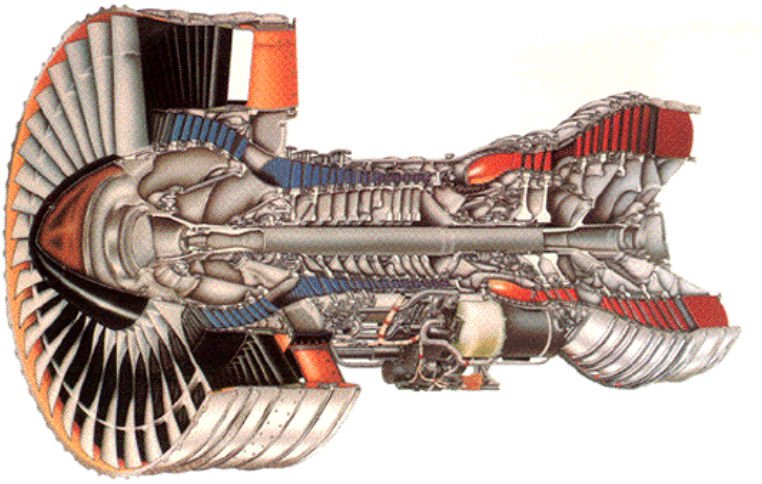


Figura 2.32 – Turbina Aeronáutica Turbofan

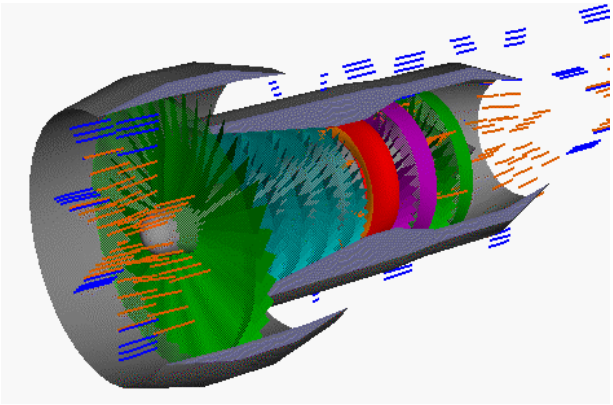
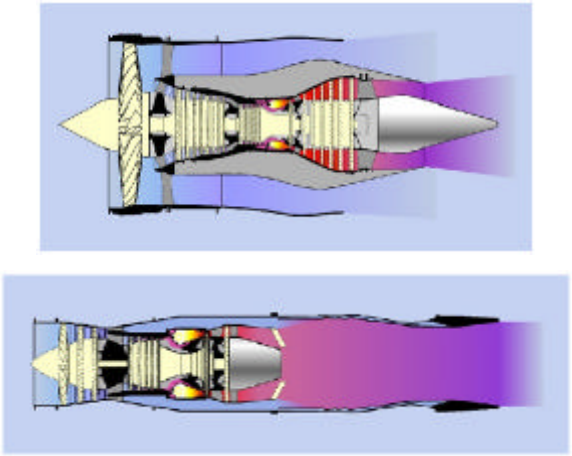


Figura 2.33 – Fluxo em uma Turbina Turbofan



(a)

(b)

Figura 2.34 – Turbinas Turbofan (a) Civil e (b) Militar

O Ar de Bypass pode ser ainda utilizado como um sistema de freio nas aterrissagens, utilizando-se de um sistema de reversão do fluxo de ar - Figura 2.35.

As Turbinas Turbojato (turbojet) são utilizadas para vôo supersônico. O ar admitido é comprimido de 3 a 12 vezes por um compressor centrífugo ou axial. Depois de misturado ao combustível e queimado, expande-se em altas velocidades passando pela turbina, que transforma a energia cinética desses em trabalho mecânico.

Para aumentar o empuxo desta turbina utiliza-se o "afterburner" ou pós queimadores. O afterburner tem como função aumentar a temperatura do ar de exaustão através de uma segunda combustão, i.e., injeta-se combustível nos gases exaustos provocando, através de uma faísca, uma nova combustão. A energia liberada pela combustão aumentará a temperatura dos gases e, conseqüentemente, o volume dos mesmos. Como a o bocal de saída (nozzle) tem área conhecida e constante (variável nas militares), os gases sairão com uma velocidade muito maior, aumentando o empuxo final - Figura 2.23 e Figura 2.37

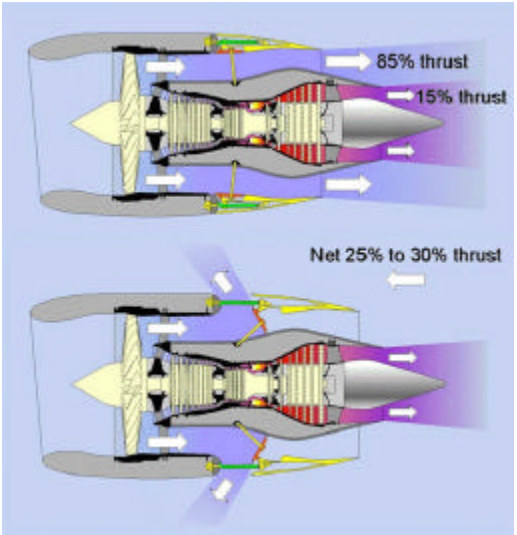


Figura 2.35 – Sistema de Reversão do Ar de Bypass

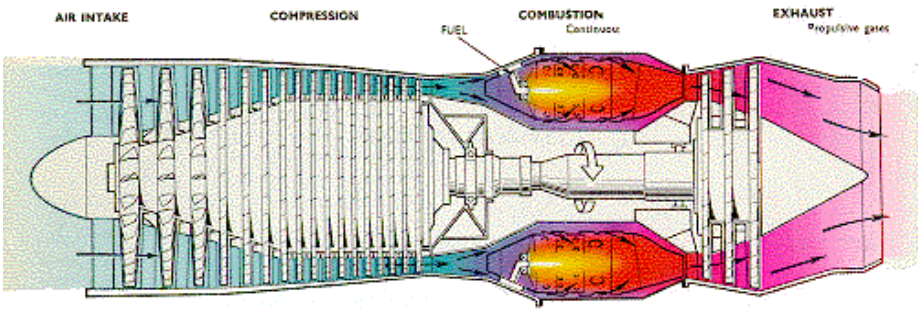


Figura 2.36 – Turbina Aeronáutica TurboJet

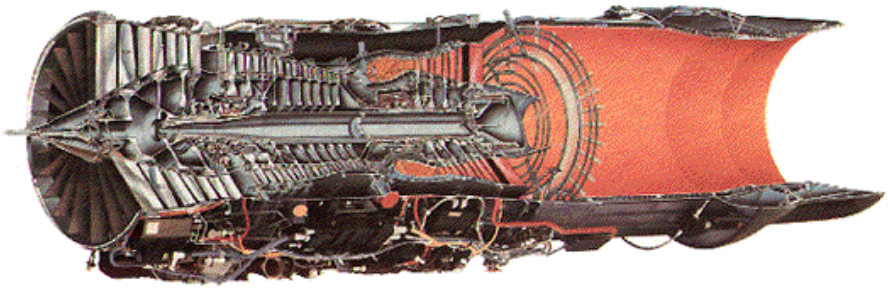


Figura 2.37 – Turbina Aeronáutica TurboJet com o afterburner (F100-220)

As Ramjet (Figura 2.38) são motores de reação a ar forçado para vôos supersônicos, não possui partes móveis. O ar é forçado para a câmara de combustão pelo movimento para frente do avião, sem compressor, implicando na necessidade de uma alta velocidade do avião para o seu funcionamento.

Em conseqüência, uma aeronave utilizando a ramjet, necessita de alguma forma uma outra força de empuxo que a leve até a velocidade mínima de funcionamento, como por exemplo um outro avião. A NASA, órgão de pesquisa Norte Americano, está desenvolvendo aeronaves de teste, como o X-15 (Figura 2.39).

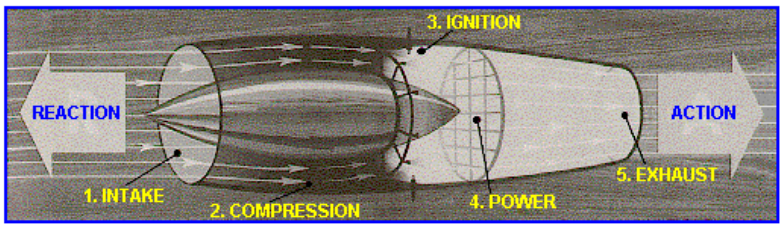


Figura 2.38 – Princípio de Funcionamento da Turbina Ramjet

Figura 2.39 – O X-15 (NASA), com Turbina Ramjet

COMPONENTES PRINCIPAIS

Comenta-se a seguir sobre os dois principais componentes: compressores e turbinas.

Compressores

Os compressores (turbocompressores) são apresentados em dois tipos: o **radial** ou centrífugo (Figura 2.40) e o **axial** (Figura 2.41) conforme a direção com relação ao eixo de rotação, do escoamento na saída do rotor.

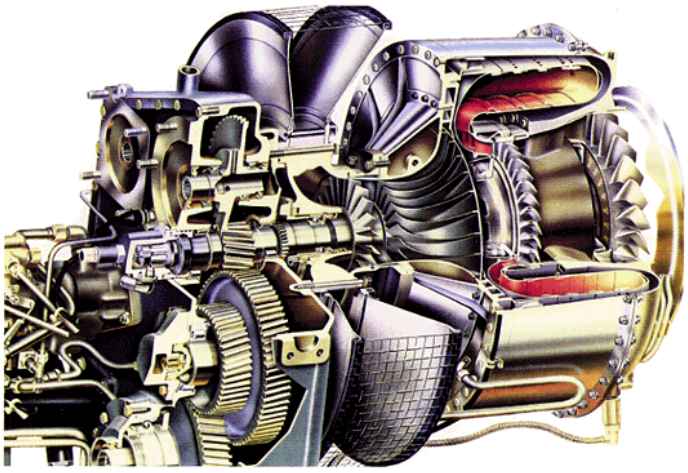


Figura 2.40 – Turbina LTS 101, com Compressor Radial ou Centrífugo

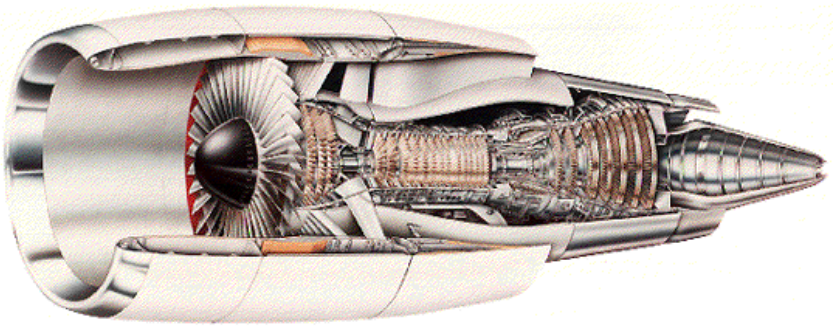


Figura 2.41 – Turbina CF6N com Compressor Axial

Seus componentes básicos são um ROTOR, contendo pás, que, no seu movimento de rotação, transferem a energia (potência) mecânica, recebida no eixo, para o ar (fluido de trabalho) em forma de potência hidráulica ($P_h = \Delta p.\mathrm{v}$); e, um sistema de aletas (pás fixas) que formam o DIFUSOR (consta basicamente de passagens divergentes que desaceleram o ar aumentando sua pressão). Existe ainda a CARCAÇA onde é montado o conjunto.

De um modo geral podemos dizer que, para uma mesma potência, o tipo radial fornece uma pressão maior com uma vazão correspondente menor quando comparado com o tipo axial. Normalmente, no uso em turbina a gás, os do tipo radial são mais adequados para sistemas de pouca potência enquanto que o axial se ajusta melhor para potências maiores.

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO E TEORIA BÁSICA DOS COMPRESSORES

Considera-se a Figura 2.42 e a Figura 2.43, onde estão representados os cortes longitudinais e transversais através do rotor, bem como seus triângulos de velocidade.

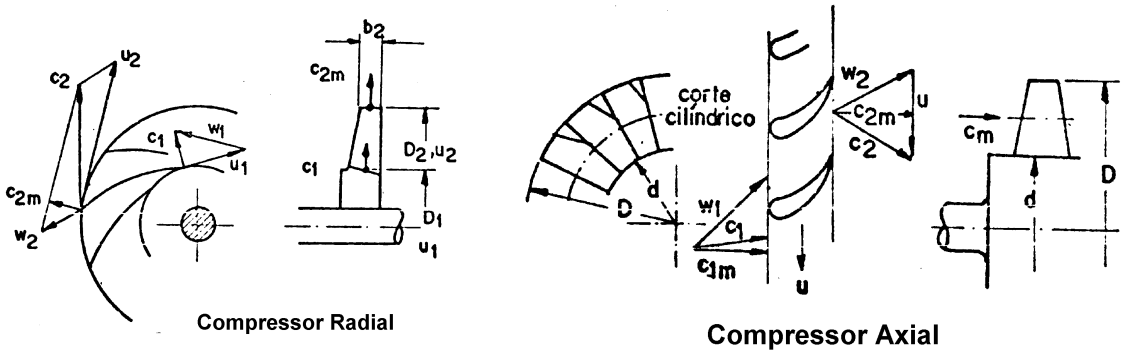


Figura 2.42 – Compressores radial e axial, esquema e corte

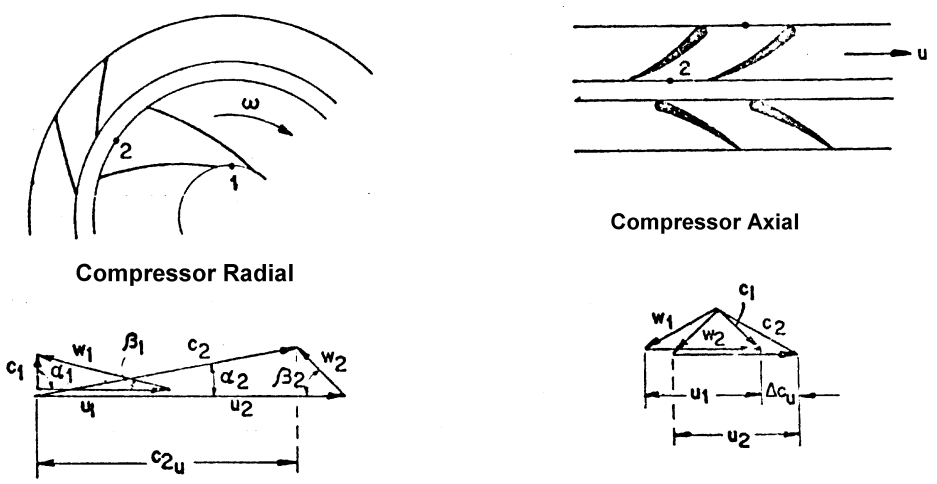


Figura 2.43 – Compressores radial e axial, triângulos de velocidade

No compressor RADIAL, o ar entra na direção axial do rotor, recebendo energia. É, então, desviado para a direção radial saindo do mesmo e entrando em um sistema de passagem divergente (difusores ou aletas fixas) que desaceleram o ar aumentando, conseqüentemente, sua pressão estática.

O ar é succionado na entrada do rotor (impeller eye) e então gira a alta rotação, pelas pás do motor. Nesta situação o ar em escoamento, no rotor estará sujeito à ação de uma força centrífuga, que será tanto maior quanto maior for a relação diâmetro do rotor (D_2/D_1). Este processo já resultará um aumento de pressão estática ao longo do rotor. O restante da pressão estática do compressor é obtido no difusor, onde a alta velocidade do ar saindo do rotor é reduzida a um valor próximo daquele ocorrendo na entrada no rotor. É usual projetar o compressor de forma que cerca da metade do aumento da pressão ocorra no rotor e a outra metade no difusor.

Na Figura 2.44, pode-se observar os tipos de rotores e algumas peculiaridades desta máquina.

No compressor AXIAL, o ar entra na direção axial do rotor, recebendo energia das pás, e prosseguindo, na mesma direção, para entrar no sistema difusor constituído por aletas (pás fixas) fixadas na carcaça. Neste tipo de máquina, não há o efeito da força centrífuga má compressão, resultando num menor aumento da pressão, por estágio. Por isso, este tipo de compressor sempre usa diversos estágios em séries. Figura 2.45. Tanto as pás (rotor) como as aletas (difusor) possuem perfis aerodinâmicos (semelhantes aos de sustentação), Figura 2.43. Neste tipo de máquina, a variação de velocidade através das pás e aletas não é grande o que permite trabalhar com velocidades mais altas (no momento já existem em uso compressores trans-sônicos).

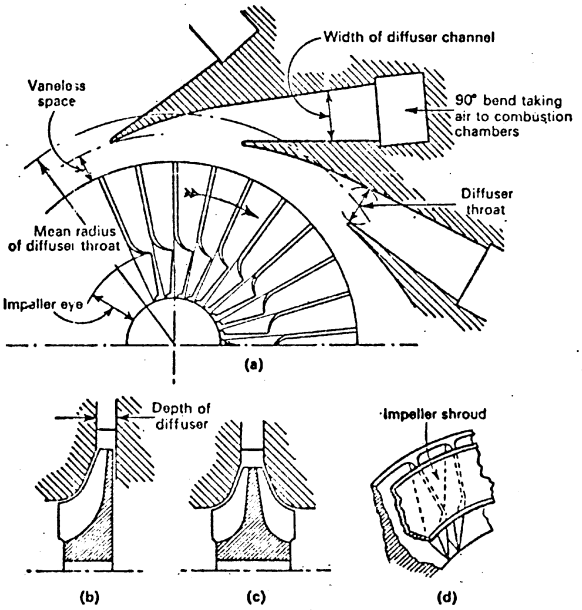


Figura 2.44 – Compressor Radial, Tipos de Rotor

Um projeto cuidadoso das pás baseado em teoria aerodinâmica e experimentos, é necessário não somente para prevenir perdas como também para assegurar que não haja os problemas de “stall” que freqüentemente ocorrem nos compressores axiais, principalmente naqueles de muitos estágios, Figura 2.46.

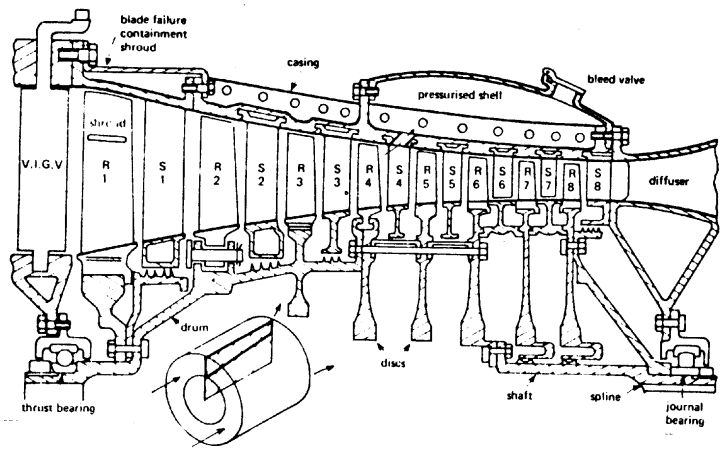


Figura 2.45 – Construção de um Compressor Axial

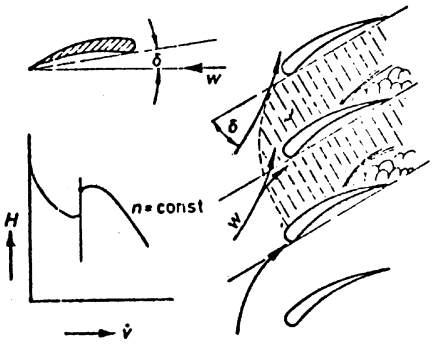


Figura 2.46 – Efeito “stall”

A teoria básica é fundamentada no uso das equações da continuidade, quantidade de movimento e energia aplicadas no volume de controle a ser analisado.

Estes cálculos objetivam desenvolver uma máquina que forneça uma determinada vazão e pressão e, naturalmente, deseja-se saber também qual a potência utilizada, para o seu funcionamento.

O volume de controle que deve ser analisado é aquele envolvendo o rotor e os pontos de mais interesses são aqueles correspondentes à seções de entrada e saída onde as equações acima são aplicadas. Neste caso considera-se o fluxo sendo representado por aquele de uma partícula representativa (linha de corrente).

Neste caso o movimento da partícula pode ser representado pelo triângulo de velocidade, conforme mostra a Figura 2.43.

Esta é a maneira mais simplificada para análise; porém outros métodos de cálculo já existem. Há, ainda outros em desenvolvimento como, por exemplo, alguns métodos numéricos.

Da equação da conservação da massa (continuidade) podem ser determinadas as condições desejadas para o fornecimento da vazão (regime permanente).

$$\dot{m} = r.cm.p.D_2.b_2 \qquad \text{radial}$$

$$\dot{m} = r.cm.\frac{p}{4}.(D_{ext}^2 - D_{\text{int}}^2) \qquad \text{axial} \qquad \text{Eq. 28}$$

onde fica relacionado a vazão com dimensões características da máquina.

A energia especificada transferida para o ar, pelo rotor pode ser calculada pela equação do momento e cujo resultado é o dado pela equação de *Euler* (1736).

$$Y = u_2.Cu_2 - u_1.Cu_1 \qquad \text{Eq. 29}$$

Evidente que correções devem ser feitas levando em conta as diversas perdas.

A Eq. 29 acima possibilita a interligação entre as características físicas (construtivas) e as operacionais da máquina.

Observando os triângulos de velocidade (relações trigonométricas) a Eq. 29 dada pode ser escrita da seguinte forma:

$$Y = \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + \frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2) + \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2) \qquad \text{Eq. 30}$$

ONDE:

$\frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2)$	Aumento de energia cinética Energia a ser recuperada fora do rotor Pressão dinâmica convertida no estator
$\frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2)$	Pressão estática devido a ação de força centrífuga Troca no rotor
$\frac{1}{2}(w_2^2 - w_1^2)$	Recuperação de energia cinética convertida em pressão estática devido o efeito difusor das pás Troca no motor

Analisando a fórmula acima, conclui-se que o estágio do compressor axial, têm capacidade de compressão menor pois ($u_2 = u_1$). Logo apresenta um termo a menor na transformação de energia.

O trabalho específico no compressor é dado por:

$$W_C = \frac{(h_{025} - h_{01})}{h_c} = \frac{C_P}{h_c}(T_{02,5} - T_{01}) = Y_C \qquad \text{Eq. 31}$$

onde h_c - rendimento do compressor tendo em vista corrigir as diversas perdas.

Então, a Potência do Compressor:

$$P_c = \dot{m}.\frac{(h_{025} - h_{01})}{h_{cad}} \qquad \text{Eq. 32}$$

e, da Eq. 29:

$$P_h = \dot{m}.(u_2 Cu_2 .u_1 .Cu_1) = \frac{\Delta p}{r}.\dot{v} \qquad \text{Eq. 33}$$

onde:

$$p = r.g.H = r.Y$$

logo da Eq. 31:

$$p = \left(1 + \frac{h_c.Y_c}{C_p.T_{01,5}}\right)^{\frac{k}{k-1}} \qquad \text{Eq. 34}$$

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = 1 + \frac{Y_c}{C_p.T_{015}} \qquad \text{Eq. 35}$$

Para os compressores axiais é comum utilizar o conceito de grau de reação:

$$r = \frac{\text{pressão estática no rotor}}{\text{pressão total do estágio}} = \frac{Y_{est}}{Y_{est} + Y_{din}} \qquad \text{Eq. 36}$$

ALGUMAS CARACTERÍSTICAS TÍPICAS DE COMPRESSORES

COMPRESSORES RADIAIS

São usados somente para turbinas a gás de pequeno porte até 500 kW (1500 kW em casos excepcionais como por exemplo em sistemas de segurança “stand-by”, turboalimentadores e turbinas de propulsão de helicópteros, etc.)

Vantagens

- compactas (compressão em um só estágio)

- mais resistentes
- mais fácil construção

Desvantagens

- rendimento mais baixo
- alta relação de diâmetro D_2/D_1 (dificulta uso aeronáutico)

Rotor

- semi-aberto (ligas de metal leve)
- duplos
- Normalmente um ou dois estágios

Grandezas características (usuais)

- velocidade periférica $u \leq 450 \text{ a } 500 \, {}^{m}\!/_{s}$
- máxima velocidade do ar na entrada $\leq 0{,}85 \, {}^{m}\!/_{s}$
- máxima velocidade do ar na entrada $\leq 200 \text{ a } 350 \, {}^{m}\!/_{s}$
- Ângulo de saída da pá $b_2 = 50 \text{ a } 90^{o}$
- Relação de pressão-estágio $p_{st} = 1{,}7 \ldots 3 \, (\ldots 5)$
  - um estágio $\pi \leq 5$
  - dois estágios $\pi \leq 7$

- Vazão

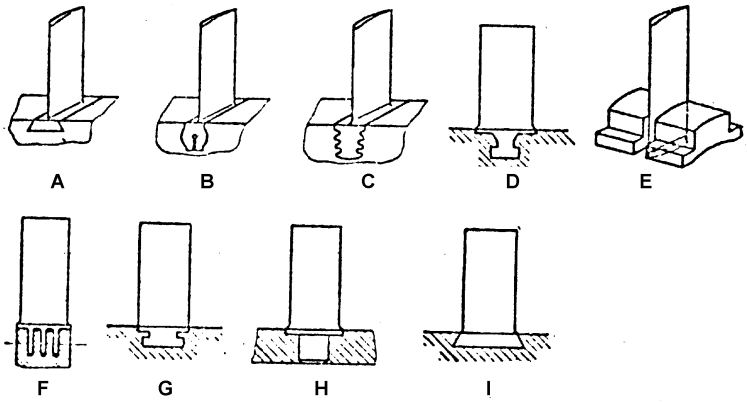
  - um estágio $\dot{m}_{ar} \leq 30 \, {}^{kg}\!/_{s}$
  - dois estágios $\dot{m}_{ar} \leq 60 \, {}^{kg}\!/_{s}$

COMPRESSORES AXIAIS

São usadas para sistemas de turbinas a gás de grande e médio porte, tais como em centrais termelétricas, aviões, estações “booster”, etc. . .

Compressores axiais tem diâmetros e escoamento sem muito desvio (não há mudança de direção), o que permite atingir um melhor rendimento que o tipo radial, porém necessita um número maior de estágios para a mesma relação de pressão).

A fixação das pás no cubo podem ser realizadas de diversas formas como indicado na Figura 2.47.



A – cauda de andorinha

B – laval

C – pinheiro

D – cabeça de martelo

E – suporte

F – cravada

G – cabeça de martelo

H – espiga

I – caída de andorinha

Figura 2.47 – Tipos de Fixação de Pás

Figura 2.48 – A fixação das Pás

<u>Grandezas características</u>

Velocidade tangencial	$u \leq 250$ a $350\ m/s$
Grau de reação	r = 0,5
Velocidade na entrada	C_0=180 a 210m/s
Correspondente nº de Mach	M = 0,54 a 0,63
Nº de Mach crítico	$M_{ac} \leq 0{,}7$ a $0{,}85$

Relação de cubo

- 1º estágio $u \geq 0{,}4...0{,}5$
- último estágio $u \leq 0{,}9$ a $0{,}95$

Relação de comprimento (pá) b/D $\geq$ 0,03 a 0,05

Relação de pressão (estágio)

- geral $p_{st} \leq 1{,}30$
- normalmente $p_{st} = 1{,}1$ a $1{,}2$

<u>Vazão</u>

jato $\dot{m}_{ar} = 30$ a $350\ {}^{kg}\!/_{s}$

Turbo (fan) $\dot{m}_{ar} < 600\ {}^{kg}\!/_{s}$

Central térmica GT $\dot{m}_{ar} < 1000\ {}^{kg}\!/_{s}$

Turbo alimentador $\dot{m} > 0{,}1\ {}^{kg}\!/_{s}$

Número de estágios

$p = 6 - i = 10$ a 12 dando $p_{st} = 1{,}19$ a $1{,}16$

$p = 12 - i = 16$ a 18 dando $p_{st} = 1{,}17$ a $1{,}16$

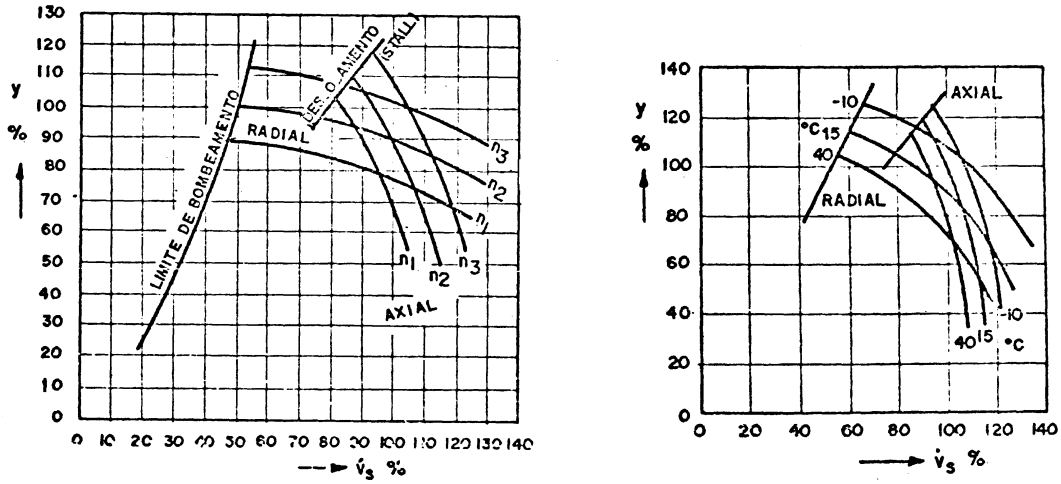
Temperatura na compressão

Teórica $T_{2s} = T_1 . p^{\frac{k-1}{k}}$

Para o ar com temperatura de 20º C (T_1 = 293K)

T_2 = 200 ... 300 ... 500 para $\pi = 6...12...30$

As características de funcionamento destes dois tipos de compressores são mostrados na Figura 2.49.



a) Rotação b) Temperatura

Figura 2.49 – Características típicas de compressores

Turbinas

As turbinas também podem ser radiais ou axiais.

TURBINAS RADIAIS

Apresentam somente um estágio com rotor semi-aberto, muito semelhante a do compressor radial. O escoamento, agora, segue contra o efeito da força centrífuga no sentido radial de fora para dentro. Desta forma é muito comum a denominação *turbina centrípeta*. São turbinas compostas normalmente utilizadas para pequena potência como, por exemplo, nas turboalimentadores ou turbinas automáticas. Podem atingir até 4500kW em instalação com potência efetiva de 1500kW (lembrar que o compressor consome cerca de 2/3 da potência da turbina).

O seu rendimento é relativamente pequeno devido a folga do rotor, pequenas dimensões, alta diferença de temperatura e oposição da força centrífuga por ocasião da expansão. Os valores comuns de rendimento são da ordem de $h_t = 0{,}6...0{,}75$ dependendo das dimensões.

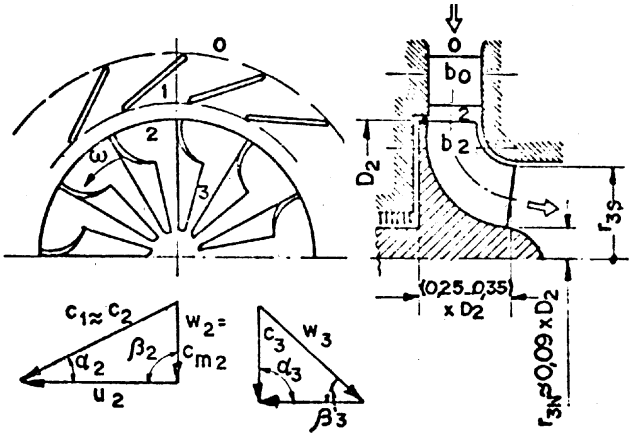


Figura 2.50 – Turbina centrípeta (radial)

As turbinas axiais são bastante semelhante às turbinas a vapor de reação (normalmente 0,5 para o grau de reação). Devido a relativamente queda da entalpia nas turbinas a gás, dificilmente são utilizados mais de cinco estágios. Na maioria de 2 a 4 estágios sendo que, para pequena potência basta 1 estágio. A baixa pressão e alta temperatura da turbina a gás possibilitam construção leve.

Materiais resistentes à temperatura são necessários, principalmente tendo em vista a pequena espessura das paredes. Como já mencionado, devido a alta temperatura dos gases e alta rotação, a turbina fica sobrecarregada. Por tanto, materiais resistentes a alta temperaturas são usados o que permite uma temperatura de trabalho de até 600ºC para turbinas a gás estacionárias e para as usadas na aeronáutica até 900^0C.

Valores de temperaturas de trabalho maior requerem resfriamento, neste caso possibilitando temperatura de:

Turbinas a gás estacionárias até 950ºC

Turbinas a gás móveis até 1300ºC

Devido a isso, diversos métodos foram propostos para resfriamento de pás como mostra a Figura 2.51.

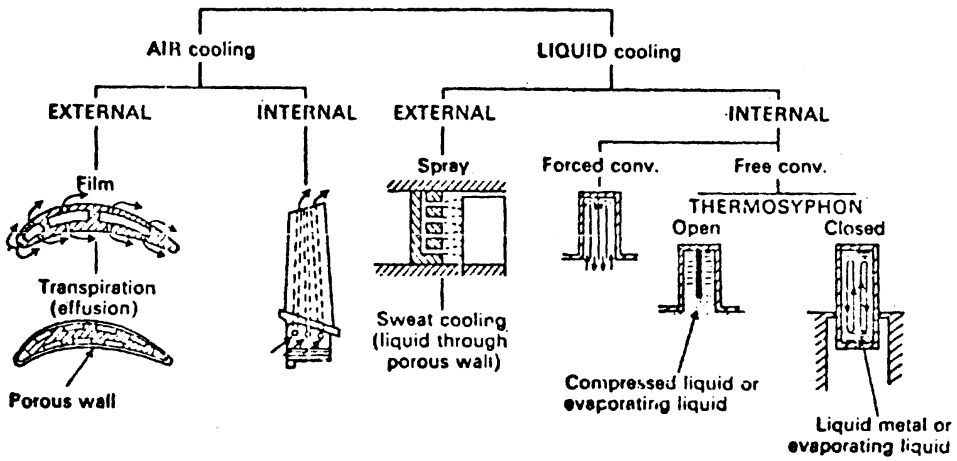


Figura 2.51 – Métodos para resfriamento de pás.

Em uso corrente é preferido o resfriamento a ar e neste caso, têm-se os seguintes métodos de resfriamento: CONVENÇÃO FORÇADA, FILME e TRANSPIRAÇÃO, que apresentam entre si vantagens e desvantagens.

O ar de resfriamento provém do próprio compressor e a quantidade requerida é para turbina de grande potência (20 MW) entre 7% a 13% da vazão total, dependendo da temperatura dos gases (800ºC a 1300ºC).

Para instalações menores este valor situa-se entre (4 e 10%).

No tipo mais usado, convecção forçada, a quantidade de ar necessária ao resfriamento fica entre 1,5 e 2% da vazão (m) por fileira de pás.

A Figura 2.52 apresenta uma pá resfriada por ar e a Figura 2.53 mostra o modo pelo qual o ar de resfriamento é introduzido.

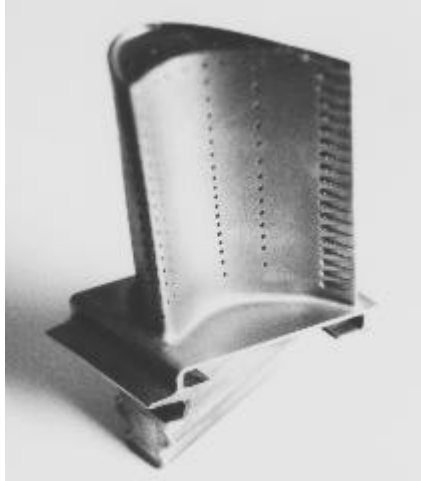


Figura 2.52 – Pá resfriada a ar

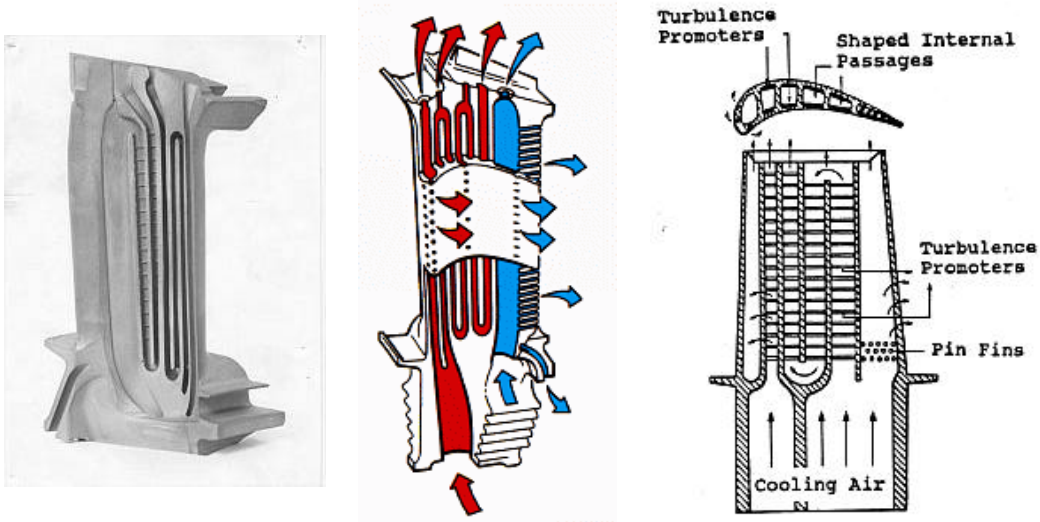


Figura 2.53 – Introdução de ar de resfriamento

Quanto ao método de dimensionamento de turbinas têm-se algo semelhante ao projeto de compressores, isto é, os fundamentos básicos de cálculo são os mesmos.

Alguns valores característicos para turbinas axiais:

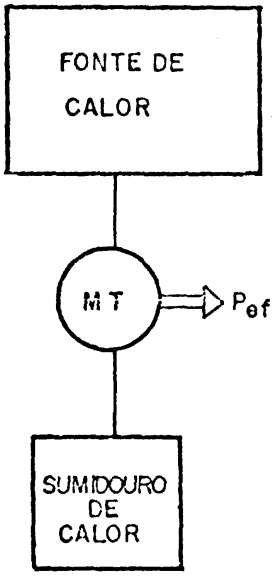
Comprimento da pá: no mínimo b = 30 mm

Relação de comprimento: b/D ((0,03). . . 0,05. . . 0. 15)

Velocidade de periférica:	u = 200. . . 350. . . 400 m/s
Folgas:	(2. . . 4) 10 D
Perda por fuga:	3. . . 5%
Temperatura dos gases na saída:	400. . . 500 C (S. T)

FUNCIONAMENTO DAS MÁQUINAS TÉRMICAS

As Turbinas a Gás funcionam segundo o 2º princípio da termodinâmica $dS = \frac{dQ}{T}$, de forma cíclica que é geralmente representada como segue:



Gerador de vapor (caldeira) → TV

Compressor + câmara de combustão → TG

Câmara de combustão → MACI

<u>Trabalho mecânico</u>

- elemento rotativo

- pistão alternativo - rotativo

<u>Rejeição de calor</u>

- própria atmosfera

- condensadores (TV)

Figura 2.54 – Esquema de funcionamento de máquinas térmicas

Como veremos posteriormente, para o caso de turbinas a gás, o funcionamento destas máquinas pode ser representado por ciclos termodinâmicos, compostos por uma série de transformações "processos" teoricamente reversíveis e praticamente irreversíveis.

Mas de um modo geral temos:

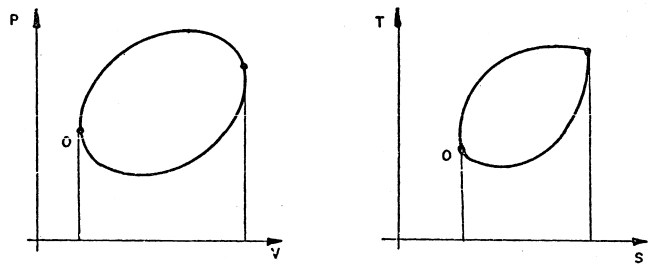


Figura 2.55 – Diagramas de processos cíclicos

Observar que, sendo o processo cíclico, o fluído de trabalho sai da condição”0” sofre as diversas transformações e retorna ao mesmo ponto”0”.

$$DQ = dW + \cancel{dU} \quad \rightarrow \quad dQ = dW \qquad \text{Eq. 37}$$

É interessante ainda, observar que <u>para as máquinas térmicas sempre é necessário uma fonte quente (introdução de calor) e uma fonte fria (rejeição de calor) bem como uma região do sistema com alta pressão e outra de baixa pressão pois a transformação em que o trabalho é produzido é sempre uma expansão.</u>

Construção e Princípio de Operação

Considere-se então, para descrição da operação de turbinas a gás com finalidade da acionamento (energia mecânica) a Figura 2.56 que representa um dos tipos comuns de instalação para geração de energia elétrica e de turbinas a gás para aeronáutica a Figura 2.14.

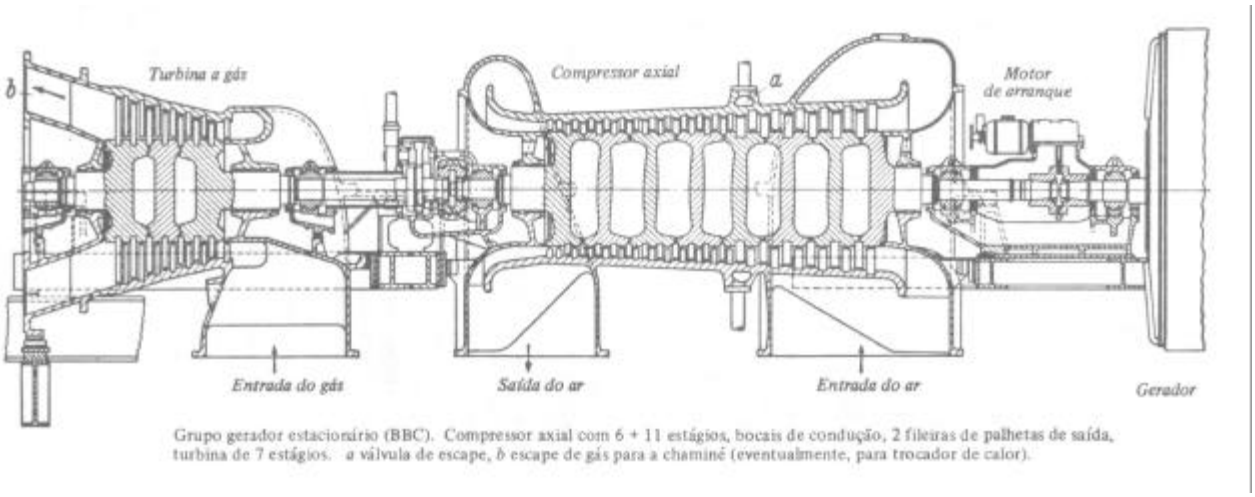


Figura 2.56 - Esquema típico de uma Turbina Gás Industrial

Aqui por meio de um compressor, o ar (comburente) é comprimido (elevado a pressão) e conduzido à uma câmara de combustão onde é introduzido o combustível que pode ser gasoso, líquido ou mesmo sólido, e que será queimado sob uma condição de pressão constante, num processo de queima em regime contínuo, aumentando a temperatura dos gases e introduzindo, desta forma, a energia primária no sistema. Os gases de combustão expandem-se na turbina que, por sua vez, transforma esta energia dos gases em energia mecânica a qual deverá ser maior do que a energia necessária para acionamento do compressor. Esta diferença de energia é a energia mecânica efetiva disponível.

Numa primeira aproximação pode-se considerar como valor padrão atuais para funcionamento no ponto de projeto a distribuição de potência (energia) entre os diversos componentes da instalação como

P_t : P_c:P_{ef} = 3:2:1. Isto significa que a potência necessária à compressão (P_c) consome cerca de 2/3 de potência liberada pela turbina (P_t). Desta forma a disponibilidade de potência efetiva (P_{ef}) é somente 1/3 da potência da turbina (P_t). Evidente que estes valores são apenas uma indicação uma vez que perdas ocorrem tanto no compressor como na turbina e isso concorre para o aumento da potência absorvida (perdida) pelo próprio sistema decrescendo, desta forma, a potência efetiva disponível.

A maior ou menor introdução de calor produz respectivamente uma maior ou menor potência efetiva.

Assim, um aumento muito grande de calor (combustível) resultará num aumento da potência sendo, evidente que, para uma determinada vazão de ar, existe um limite para a proporção de introdução de combustível. A máxima relação combustível/ar que pode ser usada é determinada pela temperatura de trabalho das pás da turbina que operam em condições de alto tensionamento (altos esforços aerodinâmicos e mecânicos; alta rotação; e, temperatura constante). Esta temperatura não poderá ultrapassar determinado valor crítico (1300ºC). Este valor, por sua vez, depende da tensão de "creep" (fluência) do material usado na construção da turbina, bem como de sua vida útil desejada.

Como pode-se ver existem dois fatores que afetam o desempenho da turbina a gás: rendimento dos componentes e temperatura de trabalho da turbina. Quanto mais alto forem, melhor será o desempenho da instalação. De fato estes fatores foram os que mais concorreram para os fracassos de um grande número de tentativas feitas nos primórdios do desenvolvimento das turbinas a gás. Naquela época, e devido a esses fatores, a maioria das turbinas a gás conseguia apenas, na melhor das hipóteses, manter o seu funcionamento. Isto significa que, funcionavam sem produzir nenhuma ou quase nenhuma potência efetiva. Nesta ocasião o rendimento do compressor não era mais que 60% e a máxima temperatura admissível era na ordem de 470.

O rendimento total da turbina a gás depende também da relação de pressão do compressor ou da instalação. A dificuldade de se obter alta relação de pressão com um rendimento adequado do compressor só foi sanada quando novos conhecimentos de aerodinâmica puderam ser aplicados neste problema. O desenvolvimento da turbina a gás ocorreu lado a lado com o desenvolvimento dos conhecimentos de aerodinâmica e, também da metalúrgica.

O resultado disso é que, no momento, é possível encontrar motores avançados usando relação de pressão até 30:1; rendimento de componentes de 85 a 95%; e, temperatura permissível na entrada da turbina até 1300 ºC (casos extremos com o uso de cerâmica até 1500ºC - Figura 2.57).

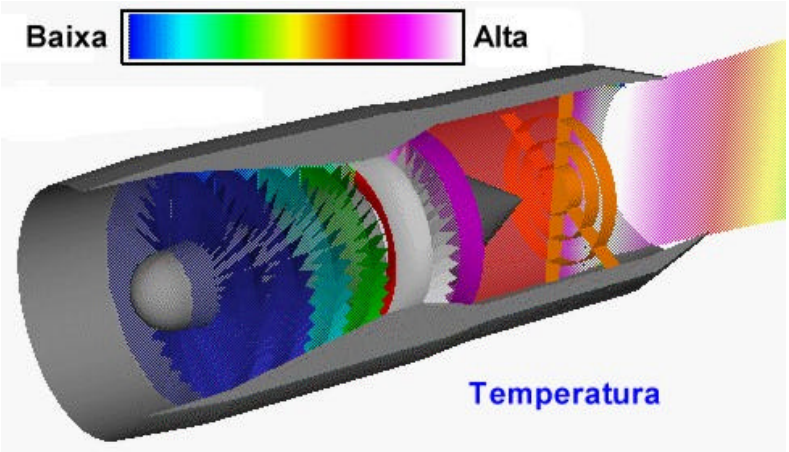


Figura 2.57 – Escala de Temperatura em um Reator

No início do desenvolvimento da turbina a gás, dois possíveis sistemas de combustão foram propostos: um, a pressão constante e, o outro, a volume constante. Teoricamente, o rendimento térmico do ciclo a volume constante é maior de que o do ciclo a pressão constante, mas as dificuldades mecânicas são muito maiores. Com adição de calor a volume constante, válvulas são necessárias para isolar a câmara de

combustão do compressor e da turbina. A combustão é desta forma, intermitente, o que não permite o funcionamento suave da máquina. Apesar do grande esforço, principalmente por parte dos Alemães e Suíços, para desenvolver a turbina funcionando com este princípio pouco sucesso foi atingido. Desta forma este princípio foi abandonado.

No ciclo com introdução de calor a pressão constante, a combustão ocorre em um processo contínuo, não necessitando de válvulas o que simplifica muito sua construção e funcionamento. Este têm sido então aceito como o tipo de ciclo que maiores possibilidades oferece para futuro desenvolvimento (Figura 2.58).

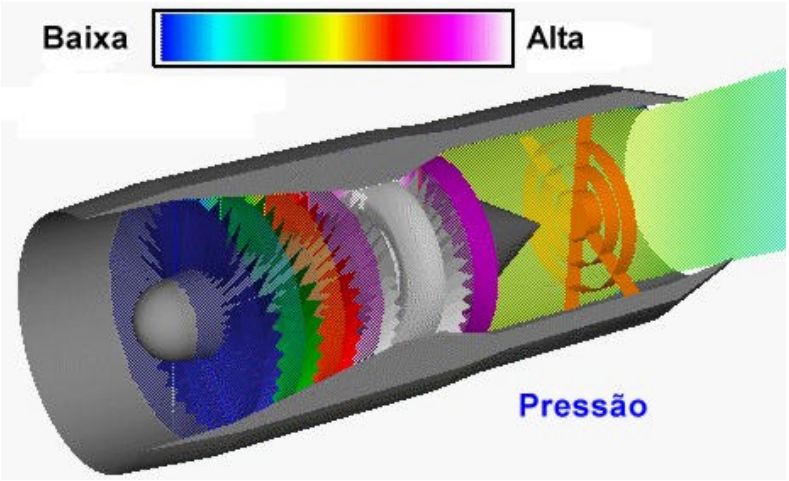


Figura 2.58 – Reator com pressão constante na Câmara de Combustão

É importante observar que na turbina a gás os processos de compressão, combustão e expansão não ocorrem em um único componente como no caso dos motores alternativos a pistão. Eles ocorrem em componentes separados de forma que podem ser projetados, desenvolvidos e testados individualmente. Além disso estes componentes podem ser interligados de diversas maneiras de modo a compor a unidade turbina a gás.

O número possível de componentes não é limitado aos três já mencionados. Outros compressores e turbinas podem ser adicionados, com inter-resfriamento entre os compressores e câmaras de combustão de reaquecimento entre as turbinas. Pode, também, ser usado um trocador de calor que usa parte da energia dos gases de escape da turbina para pré aquecer o ar entretanto na câmara de combustão. Estes refinamentos podem ser usados para aumentar a potência efetiva e o rendimento da instalação as custas de um aumento na complexidade, peso (volume) e principalmente custo. É importante mencionar que a maneira em que os componentes são interconectados não afeta somente o rendimento total, mas também a variação do rendimento com a potência efetiva e torque de saída com a variação de rotação.

Desta forma, dependendo do tipo de aplicação da turbina a gás, haverá um arranjo adequado dos componentes, pois um determinado arranjo poderá ser conveniente para o acionamento de um gerador sob carga variável a uma rotação constante e outro poderá ser adequado para o acionamento de compressor ou bomba de estação “booster” de um gasoduto ou oleoduto cuja potência varia com o cubo da rotação.

ANÁLISE DO CICLO

A turbina a gás de ciclo fechado, como o próprio nome indica, é assim denominada em virtude do tipo de circulação de seu fluido de trabalho. Assim sendo o processo de combustão tem que ser obrigatoriamente externo.

Sua diferença com relação a TG ciclo aberto está no processo de introdução e rejeição de calor.

A Figura 2.59 mostra o esquema de uma instalação de turbina a gás de circuito fechado, onde o fluido de trabalho a ar e o combustível é carvão pulverizado.

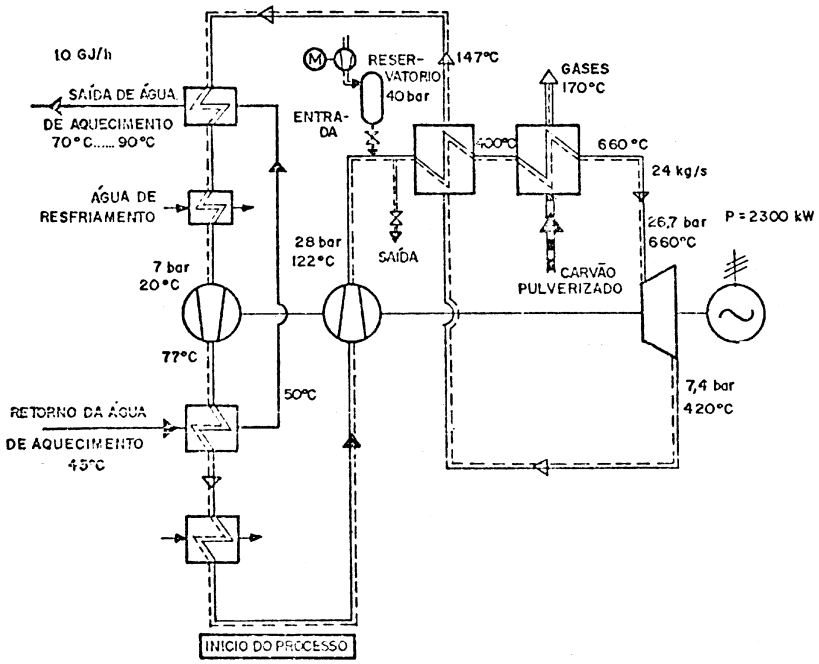


Figura 2.59 – Esquema de turbina a gás ciclo fechado (Eletricidade e aquecimento 2,3 MW)

Outro exemplo é o de uma instalação nuclear, conforme mostra a Figura 2.60.

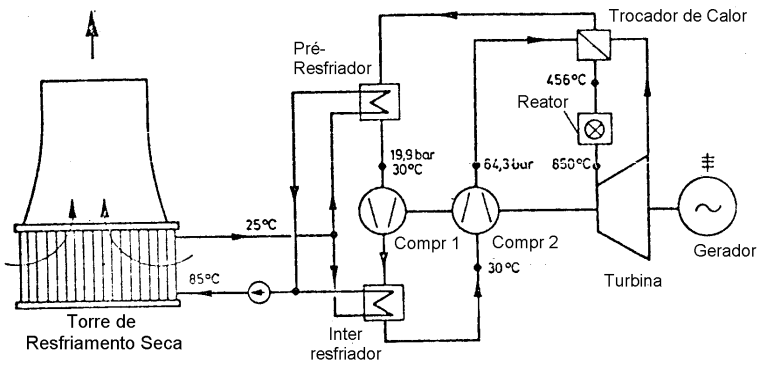


Figura 2.60 – Esquema de turbina a gás nuclear (ABB).

Análise Comparativa do Ciclo

Vantagens:

a) Uso de alta pressão no ciclo (maior densidade)

- dimensões menores das turbomáquinas

- regulagem em larga faixa de operação sem alteração da temperatura –(pouca variação do rendimento) regulagem pela pressão.

- melhoria da troca de calor

b) Uso múltiplo de combustível, inclusive outras fontes de calor (solar, nuclear)

c) Fluido de trabalho não contaminado

- não há corrosão e desgaste (turbomáquinas)

- não há necessidade de filtros

d) Uso de outros fluidos de trabalho

- melhores propriedades termodinâmicas

- gás neutro

Desvantagens:

a) Combustão externa

- uso de sistemas auxiliares

- diferença de temperatura (gases x fluido de trabalho)

- limite máximo de temperatura → 770ºC (trocadores)

b) Uso de trocador de calor → resfriamento (água)

c) Custo, volume e peso maiores

d) Problemas de vedação

- carcaça mais reforçada

Fluido de Trabalho

Em geral é usado ar, CO_2 e principalmente Hélio devido à suas excelentes propriedades termodinâmicas.

Tabela 1 - Comparação do Hélio com o Ar

Grandeza	Símbolo	Unidade	Helio	Ar	He/Ar
Massa específica	ρ	kg/m³	0,179	1,20	1/7
Massa molecular	M	kg/mol	4,0	29	
Constante dos gases	R	kJ/kg.K	2,078	0,287	
Expoente Isentrópico	k	-	1,66	1,40	
Calor específico	C	kJ/kg.K	5,24	1,0	5
Velocidade do som	a	m/s	970	330	3
Coeficiente Condução Calor	λ	W/m.K	0,144	0,026	5,5

Apesar do Hélio ser mais caro, têm as seguintes vantagens:

- Não há corrosão – materiais comuns

- Turbomáquinas com menor dimensões, devido ao valor maior de a (velocidade do som)

- Menor superfície de troca de calor (λ maior)

- Para mesma temperatura → ΔT menor (K maior)

- Materiais mais leves (menos resistentes)

- Alto rendimento, apesar de pressão baixa

Em geral – TG Hélio são menores e mais econômicas, porém mais caras.

Características de Torque

No caso de turbinas a gás industriais (P_{ef}) é importante observar a dependência do torque com a rotação para uma determinada potência uma vez que é isto que determina a sua adequação em uma aplicação ou outra. Exemplificando: nas aplicações com propósito de tração um alto torque de partida é particularmente importante. Assim, um circuito pode ser adequado para geração de energia elétrica (rotação constante) e inadequado para estação de bombeamento ou propulsão naval ($n = k\sqrt[3]{P}$).

Capítulo 3. Materiais, Combustíveis e Combustão

Estes são os itens de grande importância no aprimoramento das turbinas a gás tanto no aspecto de aumento de sua potência como no da melhoria de seu rendimento. Dado a sua importância os pesquisadores tem concentrado esforços no seu desenvolvimento e aprimoramento tendo em vista atender exigências ecológicas.

MATERIAIS

Com respeito aos materiais é interessante ter em mente, na sua escolha, os aspectos – segurança, confiabilidade, vida útil e economia.

Devido a ocorrência de uma combustão contínua em turbinas a gás aparecerá um sobrecarregamento térmico principalmente na câmara de combustão e nas pás do primeiro estágio da turbina. Acrescido a isto existe ainda a corrosão devido a agressividade e a existência de oxigênio nos gases de escape ainda quentes. No caso particular da pá da turbina existe a ação da força centrífuga que é muito grande uma vez que ela é função do quadrado da rotação e a rotação das turbinas são altas, principalmente naquelas de uso aeronáutico. Como se vê as turbinas a gás são um caso típico para uso de materiais resistentes a alta temperatura. Esta alta temperatura são as causas de aparecimento de tensões, devido principalmente aos seguintes fenômenos:

- **FLUÊNCIA** e **FADIGA** – as quais devido a sua importância serão examinadas em detalhes mais adiante.

- **MICROTRINCAS** – que ocorrem devido a rápida mudança de temperatura do gás e conseqüentemente do material pela mudança rápida do regime de funcionamento. Sua origem é devido as altas tensões térmicas localizadas.

Ainda sob o aparecimento de tensões térmicas, temos:

- **DILATAÇÃO TÉRMICA** – decorrente das diferenças de dilatação entre aos diversos materiais, por exemplo, aços austeníticos e martensíticos.

- **ELASTICIDADE** – com o aumento de temperatura diminui o módulo de elasticidade dos sólidos (materiais) que conduz à mudança da freqüência do natural do rotor e das pás.

Sob o espaço ECONOMIA, naturalmente que os materiais mais caros que são os resistentes

A altas temperaturas, então seu uso fica somente para a câmara de combustão e partes da turbina. Para o compressor é usado aços normais ou ligas metálicas leves (principalmente para aviação).

Comportamento dos Materiais

Como sabemos quando um material é submetido a um esforço ele se deforma. A lei de Hook mostra que existe uma relação proporcional entre a tensão e a deformação ($\sigma = \xi .E$), porém isto é válido apenas para a região elástica do material.

A Figura 3.1 mostra o resultado de um teste de tensão, o qual após um carregamento ($\sigma = F \times A$) com 350 N/mm^2 , uma deformação de 0,2% é atingida, a qual desaparece com o descarregamento.

Aumentando-se o carregamento ele torna-se plástico, permanecendo portanto uma deformação residual por ocasião do descarregamento. Aumentando mais ainda o carregamento, haverá a ruptura do material.

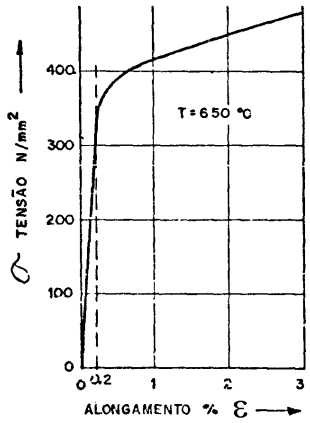


Figura 3.1 – Diagrama de Tensão – Deformação

É importante observar que este comportamento depende do tipo de material da temperatura e do tempo de carregamento.

A Figura 3.2 mostra o comportamento de um material, submetido a diversas tensões e o seu tempo de ruptura para cada carregamento. Este tipo de informação da vida útil do equipamento, principalmente para as partes que estão sujeitas a maiores temperaturas e esforços.

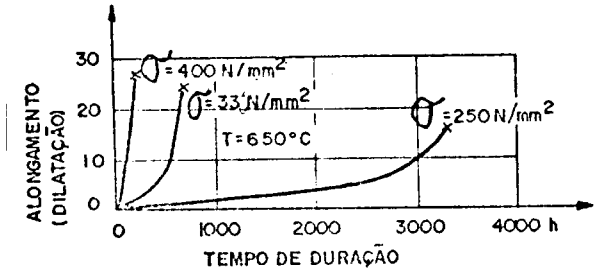


Figura 3.2 – Diagrama de Deformação Tempo e Tensão de Ruptura

FLUÊNCIA

Uma outra característica apresentada pelos metais é o ESCOAMENTO OU FLUÊNCIA, cujo comportamento é indicado na Fig. 3. 3, onde é representado o comportamento da deformação com o tempo quando submetida a um determinado carregamento (tensão) e sob ação de temperatura.

As curvas I, II, e III representam ξ=f (tempo) para o mesmo carregamento e diferentes temperaturas, sendo que a temperatura decresce de 1 para 3. Conclui-se que a fratura ocorre mais rapidamente com o aumento da temperatura.

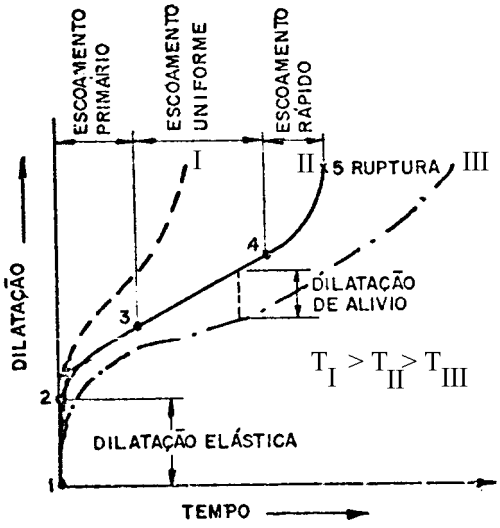


Figura 3.3 – Curvas de fluência para metais

Tomando como base a curva II, pode-se definir regiões distintas para a deformação como segue:

1-2 – assim que é aplicada a carga, ocorre a deformação elástica.

2-3 – fluência primária, primeiramente rápido a vagarosamente; nesta condição ocorre uma deformação intercristalina, interligada com um amolecimento.

3-4 – fluência com velocidade constante.

4-5 – velocidade de fluência e acelerada até que haja fratura.

Obs: acima do ponto 2 tem-se deformação plástica.

Conhecidas estas características do material, o projetista pode, em função das condições de trabalho, determinar a vida útil das pás. Evidente que operação da turbina em condições acima da estipulada no projeto, certamente reduzirá a sua vida útil. Ainda outro aspecto relevante deve ser considerado com relação a deformação uma vez que as tolerâncias de fabricação são apertadas e devem permanecer dentro de certos limites para garantir a integridade da máquina.

FADIGA

Outro aspecto importante quanto ao comportamento dos materiais é a FADIGA que é o fenômeno que ocorre com uma peça metálica que pode falhar quando submetida a tensões cíclicas ou flutuantes muito menores que as necessárias para causar fratura em uma aplicação estática de carga. . As falhas que ocorrem sob condições de carregamento dinâmico do tipo supra citado são denominados de “Falhas por Fadiga “ devido ao fato de que as mesmas geralmente ocorrem após longo tempo em serviço. A fadiga tornou-se um problema cada vez mais relevante à medida que a tecnologia desenvolveu equipamentos tais como turbinas, bombas, compressores, motores, etc., cujos elementos repetidos. Modernamente, cerca de 90% das falhas mecânicas registradas em serviço deve-se à fadiga do material.

A falha por fadiga são particularmente insidiosas devido ao fato de que ocorrem sem nenhum aviso prévio. A fadiga sempre resulta em uma fratura frágil sem deformações apreciáveis da peça. . Em escala macroscópica, a superfície da fratura por fadiga se apresenta geralmente normal à direção das tensões principais.

A falha por fadiga pode ser facilmente reconhecida pelo aspecto característico da superfície fraturada, a qual apresenta duas regiões distintas (Figura 3.4 e Figura 3.5), ou seja, uma região lisa, resultado da ação friccional da propagação das trincas de fadiga, e uma região rugosa que corresponde à área de fratura dútil Instantânea quando o material não pode suportar estaticamente as tensões aplicadas. Geralmente, o progresso da fratura de fadiga (região lisa) é indicado por uma série de anéis mais ou menos concêntricos em torno do ponto de iniciação da falha. Este ponto de iniciação da falha geralmente coincide com pontos de concentração de tensões (cantos vivos, por ex.), entalhes, inclusões, etc.

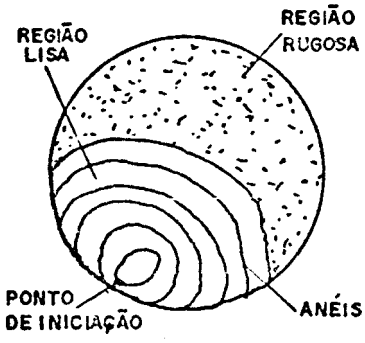


Figura 3.4 – Esquema de uma fratura em eixo

Figura 3.5 – Exemplo de Fratura por Fadiga em um parafuso {1}

Três fatores básicos são necessários para causar uma falha por fadiga:

- Uma tensão máxima de grandeza suficientemente alta
- Uma variação suficientemente grande da tensão aplicada (variação ou flutuação)
- Um número suficientemente alto de ciclos da tensão aplicada

Além destes três fatores principais, podemos adicionar uma série de outras variações tais como: concentração de tensões, estrutura metalúrgica, corrosão, temperatura, tipo de carregamento, tensões combinadas, etc., todas incluindo na ocorrência da falha por fadiga.

Desde que não existe ainda uma explicação satisfatória das causas de fadiga em metais, torna-se necessário discutir todos estes fatores de um ponto de vista essencialmente empírico.

A Figura 3.6 mostra os tipos gerais de ciclos de tensão flutuante que podem causar falhas por fadiga. Mostra o ciclo senoidal, o qual corresponde a uma situação ideal que pode ser reproduzida nas máquinas de Teste de Fadiga por flexão rotativa.

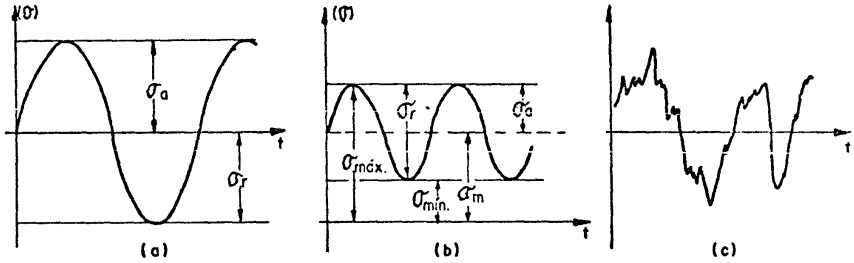


Figura 3.6 – Ciclos que ocasionam fadiga

O ciclo senoidal pode ser encontrado em alguns casos práticos de eixos operando a velocidade constante sem sobrecargas. Para este tipo de ciclo, as tensões máximas são iguais as tensões mínimas. A figura (b) mostra o "ciclo senoidal com tensão média", no qual a tensão máxima é diferente da tensão mínima devido à existência de uma tensão estática média em torno da qual se define a variação senoidal das tensões. No caso particular da figura (b) as tensões do ciclo são sempre positivas, ou seja, são sempre de tração; poderão ocorrer ciclos deste tipo com tensões só de compressão, ou mistos de tração e compressão. A figura (c) mostra um "ciclo de tensões irregulares ou aleatórias", o qual pode ser encontrado em elementos tais como pás situadas em locais com instabilidade aerodinâmica.

A apresentação básica de dados tecnológicos de fadiga é feita através do "Diagrama σ-N, "(ou curva de fadiga) o qual mostra a dependência da vida de uma amostra do material, em termos do número de ciclos até a falha por fadiga, (N), com a tensão alternativa (σ) do ciclo de tensão aplicado. No diagrama deve estar especificada a tensão média do ciclo. Geralmente, o diagrama σ - N é feito a partir de ciclos com tensão média nula (vide Figura 3.6-a) obtidos em máquinas de teste de fadiga por flexão rotativa. A Figura 3.7 a seguir ilustra dois diagramas σ-N típicos para este tipo de teste, feitos com amostras de aço doce (AISI- 1020 normalizado) e de liga de alumínio (2024 – T3).

Como pode ser observado na figura, o número de ciclos que o metal pode suportar antes de falhar, aumenta com diminuição da tensão aplicada. A menos que seja especificamente indicado, N é tomado, como o número de ciclos que causa fratura completa na amostra testada. Normalmente, os testes de fadiga para baixos valores de tensão são levados a efeito até 10^7 ciclos para materiais ferrosos e até $5x10^8$ ciclos para não ferrosos.

Para alguns materiais de importância tecnológica, como o aço e o titânio, o diagrama σ-N torna-se horizontal a partir de um certo valor de tensão. Para tensões abaixo deste valor limitante, que se denomina de "limite de fadiga"(σ_{inf}) o material poderá suportar um número infinito de ciclos sem falhar por fadiga. Muitos não ferrosos, como alumínio, magnésio, cobre e suas ligas, apresentam um diagrama σ-N sempre decrescente com o aumento do número de ciclos, ou seja, não apresentam um verdadeiro limite de fadiga pois o diagrama nunca chega a ser horizontal.

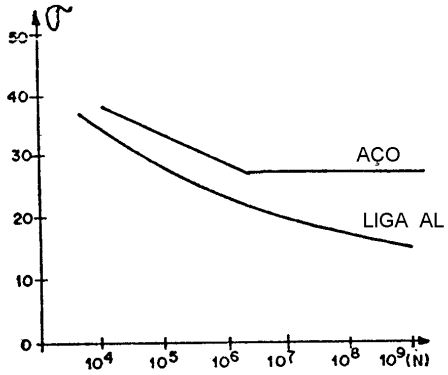


Figura 3.7 – Curva de Fadiga

Nestes casos o limite de fadiga é definido para 10^8 ciclos no diagrama σ-N.

CORROSÃO

A corrosão pode ser considerada como o ataque gradual e contínuo de um metal por parte do meio circunvizinho que pode ser a atmosfera mais ou menos contaminada das cidades ou um meio químico, líquido ou gasoso. Como resultado de reações químicas entre os metais e elementos não-metálicos contidos nesses meios, tem-se mudança gradual num composto ou em vários compostos químicos, que são geralmente óxidos ou sais.

Admite-se que a corrosão não passa de uma forma de atividade química ou, mais precisamente, eletroquímica. A velocidade do ataque e sua extensão dependem não só da natureza do meio circunvizinho, como igualmente do tipo do metal ou liga sofrendo a ação corrosiva.

Quando um metal não corrói, admite-se que se produz alguma reação química entre ele e o meio que o circunda, com formação de uma camada fina, a qual adere à superfície metálica e é aí mantida por forças atômicas. Se, por qualquer motivo, essa camada protetora for destruída momentaneamente, ela será instantaneamente restabelecida e a lesão do metal é, por assim dizer, automaticamente sanada.

Geralmente a proteção contra a corrosão é feita criando-se sobre superfície do metal uma película protetora que separa o metal-base do meio corrosivo. Essa película protetora pode ser criada artificialmente, mediante depósito propositado de uma outra substância - metálica ou orgânica - sobre a superfície do metal a proteger ou, naturalmente, i.e., pela formação de um composto químico, mantido sobre a superfície metálica por forças atômicas, composto esse que resulta da reação de certos elementos de liga introduzidos no metal com o meio circunvizinho.

Além do mecanismo da formação de uma película de óxido para explicar a resistência à corrosão, outros dois mecanismos têm sido propostos:

- Absorção de gás oxigênio por átomos de cromo na camada superficial dos aços contendo esse elemento de liga e;
- Produção de uma distribuição favorável de elétrons entre o ferro e o cromo, auxiliada pela absorção do oxigênio e prejudicada por hidrogênio.

O primeiro mecanismo, formação de película de oxigênio, ainda é o mais aceito. De qualquer modo, a presença da película superficial de cromo, de espessura inferior a dois centésimos de mícron, é indispensável para conferir resistência à corrosão. A concentração de cromo nesta película é maior que a do

metal e tanto a espessura da película como o seu teor em cromo aumenta à medida que se melhora o polimento superficial.

Os mais importantes metal no sentido de ligar-se ao ferro em condições econômicas para formar as películas protetoras discutidas acima são, na realidade, relativamente poucos e incluem o cromo, o níquel e, em menor grau, o cobre, o silício, o molibdênio e o alumínio.

O cromo é, de fato, o elemento mais importante e quando usado em elevados teores, acima de 10%, é o mais eficiente de todos, sob a maioria das condições, se bem que os aços ao cromo e ao cromo-níquel não sejam resistentes em certos meios, como ácido clorídrico.

Parece que nenhum dos elementos citados, sós ou combinados, em teores abaixo de 1% retarda materialmente a corrosão com exceção do cobre que já em teores de 0,2% retarda definitivamente a corrosão atmosférica, melhorando a resistência dos aços à corrosão atmosférica de 03 a 05 vezes, em relação aos aços sem cobre.

A passividade dos aços resistentes à corrosão depende essencialmente dos seguintes fatores:

- Composição química;
- Condições de oxidação - Figura 3.8;
- Susceptibilidade à corrosão localizada ("pitt") - Figura 3.9;
- Susceptibilidade à corrosão intergranular - Figura 3.10.

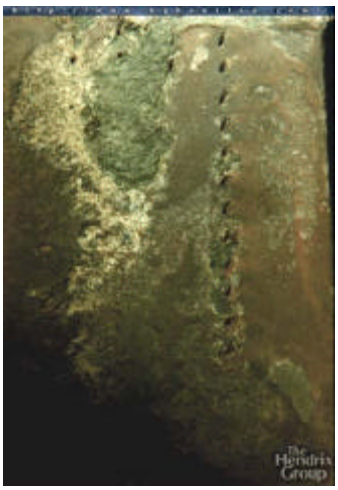


Figura 3.8 – Exemplo de Oxidação

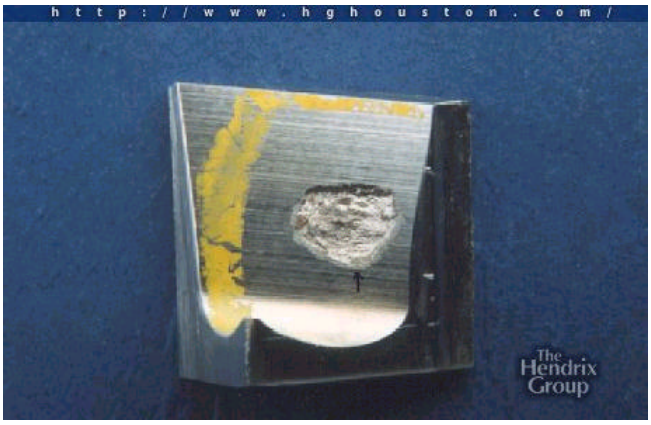


Figura 3.9 – Exemplo de Corrosão Localizada

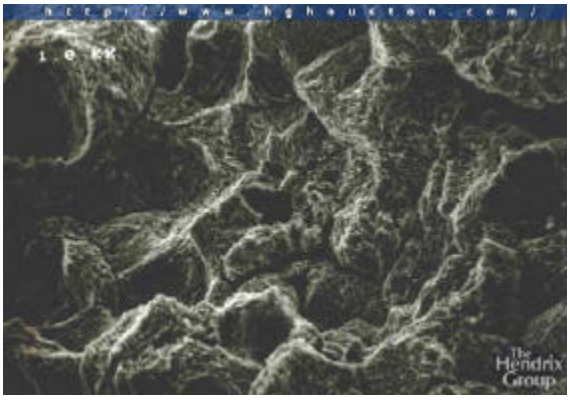


Figura 3.10 – Exemplo de Corrosão Intergranular {1}

EROSÃO

Os compressores operando em atmosfera suja, cheia de partículas (poeira), sofrem a ação da erosão pelas mesmas, devido à grande velocidade de seus componentes. A alteração das características das superfícies acarreta alteração do rendimento do compressor e fragilização mecânica, o que não é desejável.

As turbinas sofrem a erosão da mesma forma, desde que haja partículas consideráveis no fluxo de gás quente. A combustão inadequada pode formar minúsculas partículas de carbono que podem provocar a erosão das palhetas.

Para evitar esse problema é vital a utilização de filtros na entrada do compressor e inspecionar rigorosamente o sistema de combustível para assegurar combustão adequada.

Materiais Comumente Utilizados

Os metais têm sido tradicionalmente utilizados em aplicações onde há altos esforços e, ao mesmo tempo, alta temperatura. Por volta de 1930 devido ao desenvolvimento da tecnologia de vapor a alta temperatura e à petroquímica, esforços foram concentrados na descoberta de materiais resistentes a alta temperatura. Esta procura de materiais resistentes a alta temperatura resultou em um número bastante grande de ligas para alta temperatura em especial as a base de níquel. Até recentemente as turbinas a gás vinham utilizando somente materiais metálicos na sua construção. Atualmente há uma tendência, ainda em fase experimental, de se utilizar materiais ligados não metálicos.

De um modo em geral, os reatores trabalham com temperaturas e rotações muito altas o que impõe uma vida útil da ordem de, aproximadamente 5.000 horas de funcionamento enquanto que para as turbinas industriais o funcionamento real é de cerca de 100.000 horas.

Na escolha de materiais para turbina, um dos aspectos mais importantes a ser considerado é a alta tensão resistiva (tempo de aplicação) (Zeitstandfestigkeit – fluência) do material.

Para o teste de indeformabilidade um corpo de prova é submetido a uma força de tração constante sob temperatura constante. A curva de tensão resistiva fornece informações sobre a dependência do tempo necessária à fratura com a tensão.

A Figura 3.11 mostra o comportamento da tensão resistiva com a temperatura.

Tomemos como exemplo a temperatura de 700°C onde para ($\sigma_B/1000$) teremos 215N/mm^2 significando que, para esta temperatura e este carregamento, após 1.000 horas ocorrerá a fratura do corpo de prova.

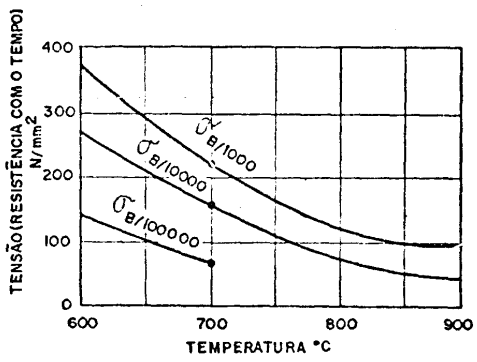


Figura 3.11 – Tensão resistiva

Os materiais disponíveis e com boa qualidade resistiva são:

- Aços cromo
- Aços cromo níquel austeníticos
- Aços CrNi de alta liga, Cr-Ni-Co-Fe
- Ligas a base de níquel,
- Ligas a base de cobalto, conforme indicado na Tabela 2 onde se vê sua designação e composição química.

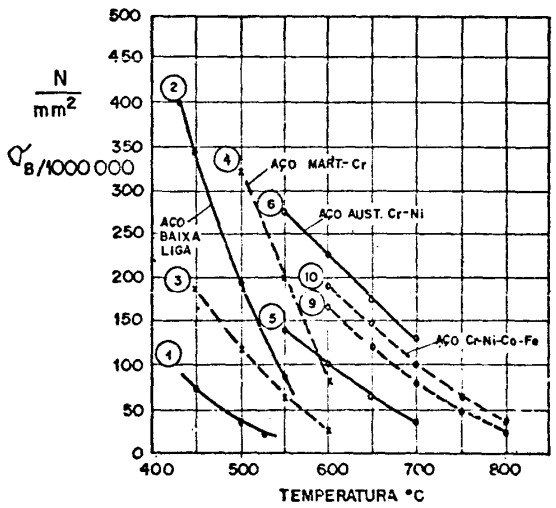


Figura 3.12 – Resistência (Creep)

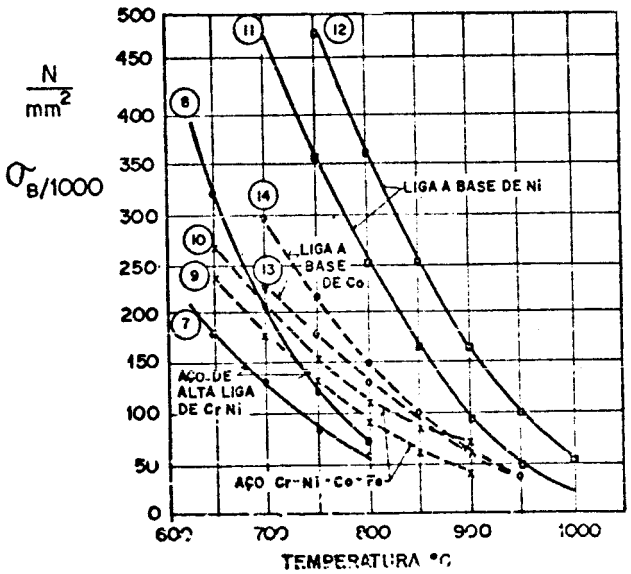


Figura 3.13 – Resistência (Creep)

Tabela 2 - Lista de metais normalmente utilizados em turbinas a gás

Tipo	Nº	Designação	C	Si	Mn	Cr	Ni	Co	Mo	W	Nb	V	Ti
Aço	1	St 35.8	0,15	0,2	0,3								
Baixa Liga	2	21 CrMoV511	0,21	0,4	0,4	1,4			0,4			0,3	
Aço Cr	3	0.1 C – 12 Cr	0,1			13							
Martensítico	4	12 CrMoVNb	0,18	0,3	0,5	11,5	0,4		1,5		0,25	0,3	
Aço Cr - Ni	5	18 – 8 CrNi	0,07	0,5	1,2	19	9						
Austenítico	6	14 - 19 WNNb	0,1	0,5	1,5	14	19			2,4	1,1		
Aço Cr – Ni	7	INCOLOY T	0,1	0,4	1,0	20	30						
Alta Liga	8	A - 286	0,05	0,6	1,4	15	26	0,3	1,2			0,3	2
Liga	9	S - 590	0,4	0,4	1,2	20	20	20	4	4	4		
Cr Ni Co Fe	10	G – 18b	0,4	1	0,8	13	13	10	2	2.5	3		
Liga a	11	Niminic 105	0,12			15	54	20	5				1,2
Base Ni	12	Inconel 713 C	0,12			13	73		4,2		2		0,8
Liga a	13	V-36 Forjado	0,3	0,4	1,0	25	20	44	4		2,3		
Base de Co	14	L-605 Forjado	0,15	0,5	1,5	20	10	50		15			

Adaptado de Dietzel, F.; *Gasturbinen*; Vogel-Verlag, 1974

A Figura 3.12 e a Figura 3.13 mostram o comportamento quanto à tensão resistiva para as ligas indicadas na Tabela 2. Apenas como termo de comparação foram também representados dois aços de baixa liga (números 1 e 2).

Sob o aspecto físico temos a condutividade e a dilatação térmica e sob o aspecto químico temos a resistência a formação de escamas e a corrosão.

CONDUTIVIDADE TÉRMICA

Os aços austeníticos, ligas de níquel e cobalto, possuem má condutibilidade térmica e, como resultado pode aparecer alta tensão térmica no material.

DILATAÇÃO TÉRMICA

Os aços austeníticos apresentam o mais alto e menos desejável nível de dilatação térmica (1,4% a 800^0C) contra 0,1% a 100^0C. Isto acarreta problemas em montagem de peças nas quais usa-se aço de baixa liga.

INDICAÇÕES GERAIS

- Para turbinas a gás aconselha-se o uso de aço cromo-martensítico (Nºs 3 a 4 da Tabela 2). O aço 12% cromo, por exemplo, é indicado para rotor e pás da turbina com temperatura não muito alta. Excelentes, porém caras são as ligas austeníticas Cr-Ni e Níquel base.

- As primeiras ligas utilizadas para turbinas foram a “Nimonic” (Inglaterra) e “Inconel” (Estados Unidos) já descobertas em 1940.

- A introdução de Cr resulta em um melhoramento da resistência à corrosão a alta temperatura (Cr 13%).

- Nas novas ligas uma parte de Ni contido é substituído por Cobalto, Molibdênio e Tungstênio – sugestões são dadas pelos valores na Tabela 2.

- Materiais sinterizados apresentam dificuldade na sua fabricação e pode-se dizer que, até o momento, não têm sido usados.

- Recentemente materiais cerâmicos como o Nitrito de Sílica (Siliconitride – Si_3N_4) e o Siliconcarbid (Sic), estão sendo testados e aprimorados objetivando aplicação em turbinas a gás mas isto ainda acontece em caráter experimental. Comercialmente, só tem sido utilizados para unidades de pequeno porte como os turboalimentadores.

Entretanto o seu futuro é bastante promissor, pois temperaturas até 1500ºC podem ser atingidas com o emprego deste material.

VIDA ÚTIL

A vida útil da turbina é limitada em função da fluência do material. Entende-se por vida útil o tempo de funcionamento (horas) entre duas revisões gerais, na qual deverão ser substituídas as peças (partes) altamente carregadas. Com o objetivo de fornecer termos de comparação a Tabela 3 mostra a vida dos diferentes tipos de turbinas.

Tabela 3 – Valor padrão para vida útil média de Turbinas a Gás

Tipo de turbina	Vida útil em hora
TG pequena	300 – 500
TG automotiva	1000 – 4000
TG aeronáutica Militar	200 – 1000
Civil	2000 – 6000
TG Centrais Térmicas e Naval	ca. 150000 (como TV)
Motor alternativo (comparação)	2000 – 3000

Adaptado de SIGLOCH, H.; *Strömungsmanschinen*; Carl Hanser Verlag, Wien, 1984

COMBUSTÍVEIS E COMBUSTÃO

Normalmente os combustíveis são de origem fóssil, constituindo os hidrocarbonetos podem conter impurezas como enxofre e cinzas. Gases combustíveis sintéticos (artificiais) como gás de alto forno, carvão de madeira gaseificado também podem ser usados. No caso de circuitos fechados pode-se, ainda, utilizar calor de rejeito de processos químicos (uso de trocador) ou ainda calor proveniente de reator nuclear onde o hélio é usado como fluído de trabalho.

A Tabela 4 apresenta os principais combustíveis e suas principais características.

Tabela 4 – Valores característicos de combustíveis para Turbinas a Gás

Combustível		Poder Calorífico Inf. (kJ/kg)	Massa Específica (kg/m³)	Conteúdo de Cinzas (% peso)
Carvão		29.000	780	3 – 15
Óleo Combustível	Leve (EL)	43.000	850	0,01
	Pesado (S)	40.000	980	0,01 – 0,04
Gás	Gás Natural	50.000	0,7	0
	Gás Alto Forno	3.000	1,28	2.10^{-4} pó

Tipos de Combustíveis

Dos combustíveis tradicionais temos 3 tipos: sólido, líquido e gasoso.

COMBUSTÍVEL SÓLIDO

Devido ao conteúdo de cinzas e demais impurezas (metal, enxofre, etc.), este tipo de combustível é geralmente utilizado em turbinas com circuitos fechados (podendo, em alguns arranjos, ser um circuito aberto- caso onde há necessidade de um trocador de calor).

Particularmente aqui no Brasil existe um potencial bastante grande para uso deste tipo utilizando cavaco de madeira ou bagaço de cana encontrados em abundância.

COMBUSTÍVEL LÍQUIDO

Diversos tipos ocorrem desde os leves como a Querosene de uso aeronáutico até aos pesados como óleo cru (petróleo), cujo preço é o menor, porém com a desvantagem de ter um conteúdo de cinzas muito grande o que é altamente prejudicial ao funcionamento da turbina.

ÓLEO PESADO (SCHWEREN HEIZOLE (D), BUNKER-C (ENGL.) OU MAZUT (USA)

- Conteúdo de cinza 0,010 – 0,04%
- necessita chama muito quente
- diminui vida útil
- Diminui tempo carga parcial
- formam depósitos
- contém asfalto e betume (alcatrão)
- perigo de formação de depósitos na câmara de combustão e nas pás
- piora escoamento
- perigo de danificação das pás devido ao desprendimento de pedaços de coque.
- trabalho com temperatura 750ºC
- deve conter pouco sódio.

ÓLEO CRÚ

- bom mas a maior parte dos componentes voláteis têm a tendência de formar coque Flutuante.

DIESEL

- é adequado porém caro.

ÁLCOOL

- é adequado porém o custo é alto.

COMBUSTÍVEIS GASOSOS

Os principais são gás pobre (gás de alto forno) e gás natural.

GÁS POBRE

- subproduto barato
- baixo poder calorífico inferior
- necessita uma dispendiosa Purificação (despoeiramento)
- grande volume
- dutos e câmara de Combustão grandes.
- diferentes misturas podem causar corrosão.

GÁS NATURAL

- é o combustível ideal para turbinas
- não há necessidade de limpeza
- pressão é suficiente para injetar diretamente na câmara de combustão.

GASEIFICAÇÃO DE CARVÃO

- é também indicado, porém mais caro
- no momento está em grande desenvolvimento.

Considerações Sobre Combustão

Combustão é uma reação química (oxidação) exotérmica em que os reagentes são o combustível (normalmente hidrocarbonetos) e o comburente (normalmente o oxigênio do ar atmosférico). Da análise desta reação química podem ser determinadas diversas grandezas como *Poder Calorífico* (quantidade de calor que é fornecido por kg de combustível), *Quantidade Mínima de Ar* (relação estequiométrica), *Dissociação*, e outras de menor importância.

Como a determinação destas grandezas são em função da análise da química, necessário se faz o prévio conhecimento da composição dos seus componentes (reagentes).

O oxigênio (comburente) é o do ar atmosférico, cuja composição é dada na Tabela 5:

Tabela 5 - Composição aproximada do ar atmosférico

Componentes	% Volumétrica	% Gravimétrica
Oxigênio	20,95	23,1
Nitrogênio	78,05	76,5
Outros: CO_2, gases nobres	1,00	0,4

Os combustíveis têm sua composição variada dependendo de cada tipo. Entretanto, de modo geral, existe uma predominância de carbono ou de hidrogênio e, em menor quantidade, a presença de metais e de enxofre que é indesejável.

O Poder Calorífico, necessário para os cálculos de consumo de combustível, pode ser obtido por meio de um Calorímetro ou pode ser calculado. Normalmente o fabricante do combustível fornece o seu valor.

Adota-se aqui a notação: PCS e PCI para Poder Calorífico Superior e Inferior respectivamente, ambos em kJ/kg.

Pode-se estimar o valor do PCI pelo uso da fórmula abaixo (composição gravimétrica):

$$PCI = 4{,}187.(81{,}3.C + 243.H + 15.Ni + 45{,}6.S - 23{,}5.O - 6.W) \qquad \text{Eq. 38}$$

onde:

C - carbono	S - enxofre
H - hidrogênio	O - oxigênio
Ni - nitrogênio	W - tungstênio

dados em percentagem em peso (gravimétrica).

Exemplo: Um óleo combustível possui uma composição gravimétrica de 85C, 12H e 3S. Qual é o seu PCI?

Solução:

$$PCI = 4{,}187.(81{,}3.85 + 243.12 + 15.0 + 45{,}6.3 - 23{,}5.0 - 6.0) = 4{,}187\left(\frac{kJ}{kcal}\right)9960\left(\frac{kcal}{kg}\right) = 41500\left(\frac{kJ}{kg}\right)$$

Observação: Para os combustíveis gasosos normalmente os valores do Poder Calorífico são dados em $\left(\frac{kJ}{m^3_{760}}\right)$ ou em $\left(\frac{kcal}{m^3_{760}}\right)$.

Quantidade de Ar Mínimo

É estimado através de cálculo. É importante observar que para haja a combustão (reação), a mistura deve atingir o seu "ponto de inflamação", logo, necessita de aquecimento.

O valor da quantidade de ar mínimo necessário (ar ideal ou estequiométrico) pode ser estimado pelo uso da fórmula abaixo em cujo desenvolvimento considera-se a quantidade mínima de oxigênio o que, entretanto, é corrigido posteriormente, tendo em vista que no ar atmosférico existe apenas 25% de oxigênio.

Então:

$$m_{ar\,\min} = \frac{2{,}67.C + 8.H + S - O}{0{,}23} \text{ em } \frac{kg_{ar}}{kg_{comb}} \qquad \text{Eq. 39}$$

onde: C, H, S e O estão em parcelas de massa (kg/kg_{comb})

Exemplo: Do exemplo anterior têm-se 0,85C, 0,12H e 0,03S. Qual a quantidade de ar estequiométrica necessária para a combustão?

Solução:

$$m_{ar\,\min} = \frac{2{,}67.0{,}85 + 8.0{,}12 + 0{,}03 - 0}{0{,}23} = \frac{3{,}26}{0{,}23} = 14{,}2\left(\frac{kg_{ar}}{kg_{comb}}\right)$$

para T= 0ºC e P= 760mmHg

$$r_{ar} = \frac{P}{RT} = \frac{9{,}81.13{,}6.760}{287.273} = 1{,}294\left(\frac{kg}{m^3}\right)$$

logo:

$$m_{ar\,\min} = \frac{14{,}2}{1{,}294} = 1{,}0\left(\frac{m^3_{760}}{kg_{comb}}\right)$$

Na realidade, para garantir a combustão completa do combustível, deve-se considerar um certo excesso de ar, logo:

$$m_{ar} = l..m_{ar\,\min} \qquad \text{Eq. 40}$$

onde λ é a relação de excesso de ar, que varia de 1,05 a 1,5 dependendo do combustível - Tabela 6.

Tabela 6 – Relação de excesso de ar por combustível

Combustível	Relação de Excesso de Ar
Carvão pulverizado	1,15 a 1,2 (15 a 20%)
Carvão em esteira	1,2 a 1,5 (20 a 50%)
Óleo combustível	1,05 a 1,2 (5 a 20%)
Gás natural	1,05 a 1,12 (5 a 12%)

Observação: Quanto maior o excesso de ar, menor será o calor fornecido.

Como pode-se observar, a quantidade de ar mínimo (ar estequiométrico) necessário para a combustão dos combustíveis mais usados em turbinas a gás é de aproximadamente 14,5, situação em que a reação fornecerá mais calor, fornecendo então uma temperatura de combustão situada entre 2000 e 2800ºC. Entretanto, conforme já se sabe, a temperatura máxima admissível para turbinas a gás situa-se entre 700 e 1300ºC, devido às características dos materiais utilizados. Desta forma, para este tipo de máquina, se faz necessário um excesso de ar muito maior, uma vez que este ar atuará como refrigerante.

Nesta situação, os valores usuais para o excesso de ar ficam entre 3 e 5. Logo o ar necessário será dado por:

$$m_{ar} = 50 \text{ a } 70 \left(\frac{kg_{ar}}{kg_{comb}} \right) \qquad \text{Eq. 41}$$

Observação: No caso de turbinas aeronáuticas, esta relação pode atingir até 120 kg_{ar}/kg_{comb}. Em geral usa-se $\mathbf{r_{c/a}}$ para indicar a relação combustível/ar, então:

$$r_{c/a} = \frac{1}{70} \text{ a } \frac{1}{50} \cong 0{,}015 \text{ a } 0{,}20 \left(\frac{kg_{ar}}{kg_{comb}} \right)$$

Isto mostra que a parcela correspondente ao combustível que aparece nos gases de escape fica entre 1,5 a 2,0% da massa de ar. Logo, termodinamicamente falando, os gases de escape podem ser considerados como tendo o mesmo comportamento do ar.

Da análise da combustão (balanço de energia) é possível prever a temperatura máxima aproximada atingida na combustão:

$$t_{\max} = \frac{PCI + c_c.t_c + l..m_{ar\,\min}.c_{p_{mar}}.t_2}{V_g.c_{p_{mg}}} \qquad \text{Eq. 42}$$

onde:

c_c	calor específico do combustível (kJ/kg.ºC)
t_c	temperatura do combustível (ºC)
λ	excesso de ar
$m_{ar\,min}$	massa de ar mínimo (m³/kg)
$c_{p\,mar}$	calor específico médio do ar (kg/kg.ºC) - Figura 3.14
c_{pmg}	calor específico médio dos gases de escape (kJ/kg.ºC) - Figura 3.14
PCI	poder calorífico inferior (kg/kg_{comb})
V_g	volume dos gases de escape, onde:

$$V_g = l.m_{ar\,\min} + 1{,}868 \left(3H + \frac{3}{8}O + \frac{2}{3}W \right) \left(\frac{m^3_{760}}{kg_{comb}} \right) \qquad \text{Eq. 43}$$

onde H, O e W são as parcelas em massa do combustível.

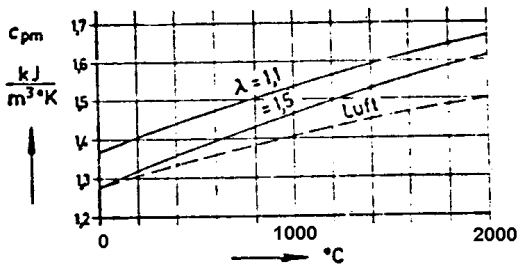


Figura 3.14 – Calor específico médio para óleo combustível

Exemplo:

Qual será a temperatura máxima prevista na queima de óleo combustível do exemplo anterior, supondo o preaquecimento do óleo de 100ºC, o ar na saída do compressor de 200ºC e um excesso de ar de 50% (λ=1,5)?

Solução:

$$V_g = 1{,}5.11 + 1{,}868.(3.0{,}12 + 0 + 0) = 16{,}5 + 0{,}7 = 17{,}2\left(\frac{m^3_{760}}{kg_{comb}}\right)$$

$$t_{\max} = \frac{4150 + 2.100 + 1{,}5.11{,}0.1{,}3.200}{17{,}2.1{,}55} = \frac{46000}{26{,}6} = 1720(^oC)$$

pode ser ainda considerado o rendimento da câmara de combustão $(h_c = 95\%)$, logo:

$$t_{\max} = 0{,}95.1720 = 1640(^oC)$$

Capítulo 4. SISTEMA DE CONTROLE E OPERAÇÃO

SISTEMA DE ADMISSÃO DE AR E ESCAPAMENTO.

Consideraremos para análise somente as instalações industriais (turbinas a gás estacionárias).

De um modo geral, as perdas de carga na admissão e no escapamento representam uma perda de potência da ordem de 3 a 5% da potência útil.

Sistema de Admissão

O ar deve chegar ao compressor isento de poeira e outras partículas. Se o local onde está o pacote é local de muita poeira, é preciso colocar filtro no duto de admissão. Entretanto, duto e filtro não devem apresentar perda de carga excessiva, pois pode reduzir bastante a potência disponível no pacote. O ruído pode ser importante fator a ser considerado, principalmente se o pacote estiver em locais povoados. Neste caso o duto de admissão deverá ser insonorizado. Os dispositivos de ionização podem introduzir perdas consideráveis na potência do grupo. Um pacote pode ser completamente insonorizado.

Como perda de carga na admissão é permitido até cerca de 100 mm H_20.

Sistema de Escape

Os gases de escape saem à temperaturas bastante elevadas (por exemplo, a 640^0C, na PARAHYBA II a 600^0C, na GARRET a 500^0C) e deverão ser resfriados à temperaturas próximas da ambiente para não oferecer perigo. Costuma-se utilizar o próprio fluxo de gases quentes para arrastar considerável quantidade de ar frio de diluição para abaixar essas altas temperaturas. Em outros casos os gases quentes são lançados diretamente na atmosfera, através de dutos verticais. Esses dutos devem ser insonorizados. Não devem ser de seção pequena, visto que os gases saem com grande velocidade e a perda de carga é considerável. A potência disponível no pacote é sensivelmente afetada pela perda de carga nos dutos de escape. Deve-se prever a não recirculação de gases quentes para os dutos de admissão pode até comprometer o funcionamento do pacote.

Admite-se comumente para as turbinas industriais uma perda de carga na ordem de mm H_2O no escapamento.

SISTEMA DE PARTIDA E IGNIÇÃO.

Sistema de Partida.

Para a partida da turbina precisamos que exista um acessório para dar ao compressor uma rotação mínima a fim de que a massa de ar que está mandando para a câmara de combustão.

Esses dois acessórios, motor de partida e sistema de ignição, são coordenados para funcionarem satisfatoriamente durante a partida, por um sistema automático, que corta a ignição após o motor atingir uma certa velocidade, em que a chama não se extinga.

A partida pode ser:

- Elétrica

- Pneumática
- Combustão
- Outra partida menor

PARTIDA ELÉTRICA

Usa-se um menor acoplado diretamente à turbina, por meio de redução e embreagem. Esse motor elétrico deve girar o compressor até uma determinada velocidade, de acordo com uma curva de aceleração própria de cada turbina. A partir dessa rotação a turbina deverá ter potência suficiente para continuar acelerar-se e girar todos os demais acessórios, bem como o compressor.

PARTIDA PNEUMÁTICA

Consiste de uma pequena turbina a ar que serve para girar o compressor - Figura 4.1. O ar para acionar essa turbina deve provir de um compressor auxiliar externo (GPU). Em aviões com várias turbinas somente uma delas tem partida deste modo, enquanto que as demais usam ar do compressor do primeiro motor para acionar as respectivas turbinas de partida.

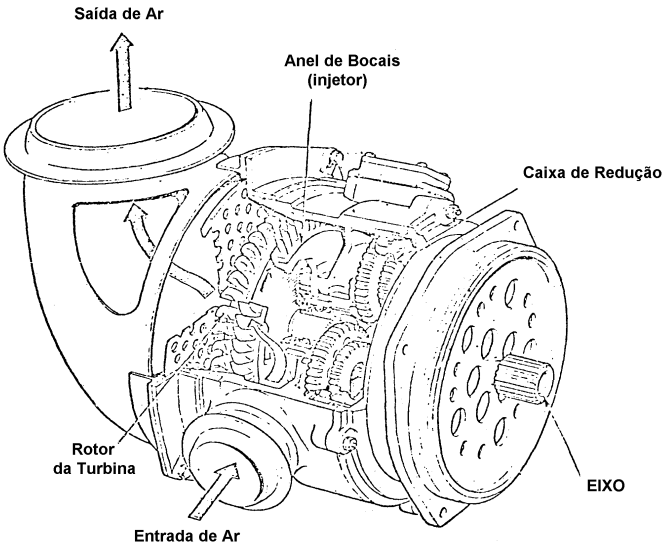


Figura 4.1 – Motor de partida pneumática

PARTIDA POR COMBUSTÃO:

Para pequenas turbinas para partidas em aeroportos mal equipados. Queima um combustível especial (por ex: nitrato de isopropril) que não precisa de oxigênio, fornecendo elevado torque de partida. Geralmente a carga desse combustível especial dá apenas para 2 ou 3 partidas, uma vez que seu peso irá comprometer a carga do avião - Figura 4.2.

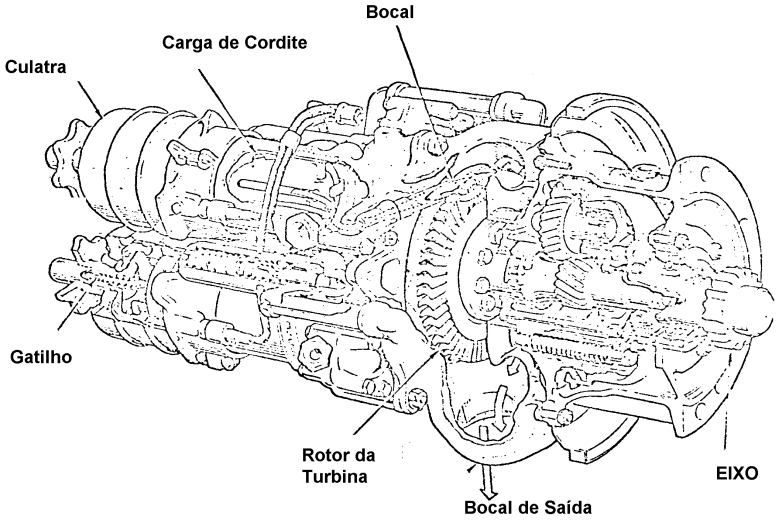


Figura 4.2 – Partida por combustão (Triple-breech cartridge – cartucho culatra tripla)

A Figura 4.3 abaixo dá idéia da seqüência de eventos numa partida típica.

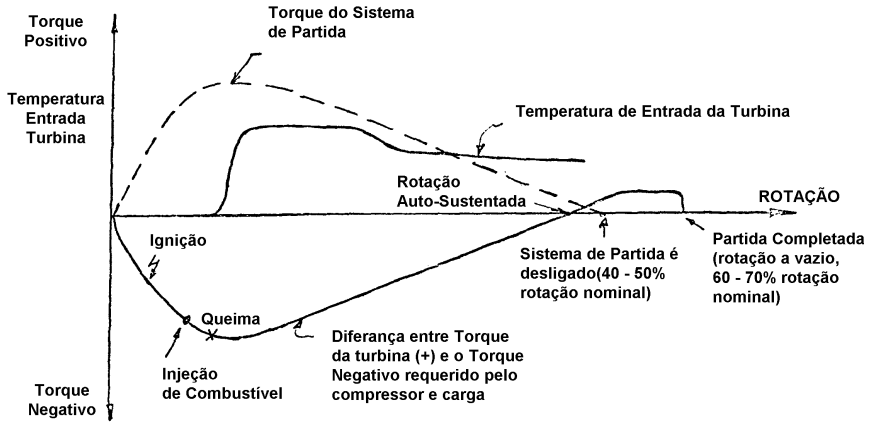


Figura 4.3 – Seqüência típica de partida

PARTIDA POR OUTRA TURBINA MENOR:

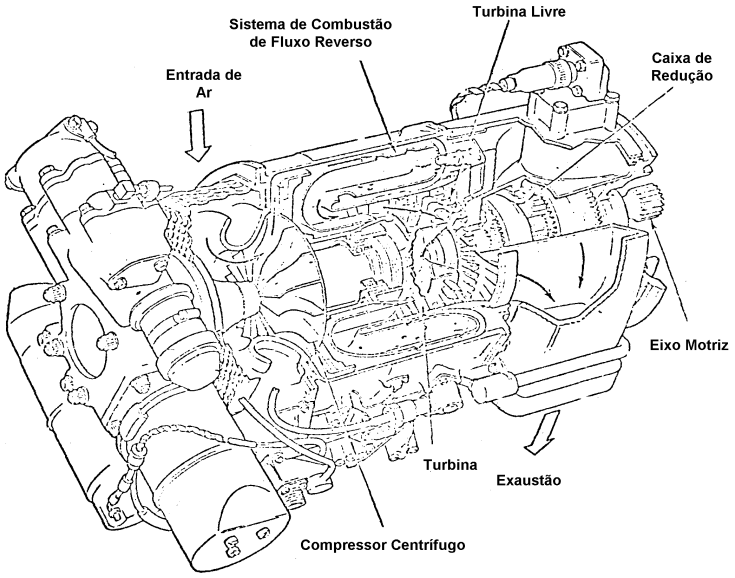


Figura 4.4 – Turbina a gás auxiliar para partida

Sistema de Ignição

Durante o período de aceleração, na partida, o sistema de ignição é acionado e o combustível é alimentado nos queimadores. A vela (plug) de ignição é colocada próxima ou na zona primária, no caso da câmara de combustão *cannular* somente em um ou dois tubos de chama.

No caso aeronáutico usa-se “Surface- discharge igniter” alta potência – 3 J/s.

No caso industrial é o usado “Touch igniter” que é composto de uma vela de ignição e um queimador de pulverização auxiliar em uma carcaça comum.

Obs: O queimador auxiliar utiliza combustível destilado.

INSTRUMENTAÇÃO

Um de ensaios de turbinas, em testes de desenvolvimento ou de durabilidade, é vital o controle e registro do maior número possível de parâmetros. Os principais de medidas são: temperatura, pressão, vazão, vibração e ruído.

Nesses tipos de testes não só é importante a precisão com que os instrumentos dão a leitura como também o conhecimento de matéria do pessoal que neles está trabalhando. São essas informações que permitirão ao fabricante desenvolver um produto que, além de responder à demanda, seja seguro quando em operação.

Ciente de que seu produto satisfaz as exigências e regulamentos normalmente existentes nos países, o motor é entregue ao usuário sem a maior parte dos instrumentos que o acompanharam durante o desenvolvimento e ensaios de durabilidade, por serem praticamente desnecessários. Seguem com o motor apenas os instrumentos essenciais, como medidores de temperatura dos gases de escapamento (que dão indiretamente a temperatura de entrada no estágio de turbina), de pressão de óleo (uma vez que a lubrificação é vital nas turbinas), indicadores de RPM (comumente em % de RPM).

Cada fabricante tem sua peculiaridade no que se refere às instruções para operação do motor ou do grupo. Para que a garantia possa ter variedade, os manuais devem ser seguidos à risca.

Gostaria de enfatizar somente dois aspectos que são alarmantes no tocante á operação de turbinas, em geral. O primeiro se refere à temperatura de entrada da turbina. Uma operação fora dos limites estabelecidos pelo fabricante pode inutilizar completamente o motor, com riscos de catástrofe total. Como exemplo, notemos que uma determinada turbina, com palhetas feitas de um determinado aço especial, apresenta a seguinte característica quanto à vida dessa pá:

Tabela 7 – Temperaturas obtidas por termopares

Temperatura na entrada da turbina (ºC)	Número de horas de vida
903	1000
916	600
932	300
957	100
980	40

A conclusão é evidente, bastando lembrar que um aumento da temperatura de 80^0C anula a vida da palheta. Assim, a observação constante dos termopares que indicam a temperatura de escapamento é um dos itens importantes da manutenção.

A utilização de termopares adequados é outra observação a que nos devemos ater. Por exemplo, mesma temperatura se medida em termopares diferentes ligados a um mesmo aparelho calibrado para um determinado tipo de termopar, pode dar leituras errôneas. O aparelho lê a tensão do termopar e a converte para a escala desejada (por exemplo, ºC). Uma tensão de 16 mV na saída dos termopares abaixo será interpretada como segue:

Tabela 8 – Temperaturas obtidas por termopares

Tipo de termopar	Temperatura (ºC)
Fe-Constantã	290
Ni-Cr-Ni	391
Pt-Rh-Pt	1535

A ligação dos termopares aos indicadores deve ser cuidadosa e os fios de compensação devem ser utilizados

O segundo aspecto se refere a rotação do grupo.

São projetados para trabalhar com segurança na RPM recomendada. Se, por algum motivo, passa a trabalhar em rotação mais elevada, as tensões nos discos e palhetes aumentam com o quadrado da rotação. Em alguns casos, como em turbinas pequenas cujos rotores são presos aos eixos por ajustagem fretada, pode haver o completo desprendimento do rotor.

Além dos requisitos para operação da turbina deve-se levar em conta os estabelecidos pela parte de geração de energia, como no caso dos grupos geradores.

NOÇÕES BÁSICAS DE MANUTENÇÃO

O enorme crescimento da demanda de energia elétrica nos últimos 10 anos e o crescimento estimado para as próximas décadas criaram uma grande oportunidade para usinas utilizando turbinas a gás industriais.

O conceito de "pacotes" geradores demonstrou muitas vantagens que permitiram o surgimento de novas aplicações. Algumas características que aceleraram esse crescimento são:

- A flexibilidade da localização desses pacotes permitem acesso à áreas de demandas sem custosas linhas de transmissão e distribuição.
- O tamanho reduzido desses pacotes-usinas requerem o mínimo de terreno e obras civis.
- O tempo de instalação é mínimo, pois já vem praticamente montados da fábrica.
- O tempo de entrega pelo fabricante é relativamente curto.
- O R$/kW instalado compete com o de usinas térmicas maiores.
- O custo de operação está continuamente caindo.
- Os pacotes podem operar de acordo com condições de demanda, sendo ligados ou desligados em poucos segundos.
- Não compromete a ecologia, de acordo com as normas atuais.

A aplicação do pacote para geração contínua é menos severa que a aplicação em pico devido aos freqüentes ciclos térmicos. Entretanto, quando pensamos em termos de tempo decorrido da instalação da unidade, não haverá muita diferença.

As instalações para pico são comumente controladas e operadas remotamente, necessitando conseqüentemente de maior grau de sofisticação do sistema de controle do que as operadas manualmente.

O sistema de controle remoto, bem como os necessários dispositivos de supervisão é muitas vezes mais complexo do que aquele necessário para operação manual. Quando outros requisitos adicionais como: queima de dois tipos de combustíveis, partida sem energia, partida elétrica, partida com motor diesel ou com outras turbinas menores, operação em sistemas de energia total, a complexidade do sistema de controle é aumentada.

Esse alto grau de sofisticação resulta num novo aspecto de se encararem essas usinas, bem como na determinação da falha e manutenção desses equipamentos.

Torna-se imprescindível o treinamento em eletrônica dos operadores e do pessoal de manutenção.

A manutenção, em geral, não é bem vista pelo proprietário do grupo, por razões conhecidas. O procedimento de manutenção é muito controvertido. A gama de tipos de manutenção varia desde planejamento criterioso e execução das inspeções e revisões com relatórios completos das ações e contabilidade de custos, à operação das turbinas até a falha de algum equipamento e, aí, fazendo reparo necessário.

Enfim, cada companhia escolhe o tipo de manutenção que melhor se adapte as suas necessidades.

Como as variáveis em jogo são muitas, um critério razoável para guiar a manutenção é o registro dos requisitos reais de manutenção de equipamentos similares operando em condições similares (quando disponíveis).

Em geral, os custos de manutenção podem ser minimizados com operação correta do equipamento. Similarmente se obtém melhores resultados da manutenção quando esta tem um planejamento cuidadoso. Em geral é a operação imprópria do equipamento a causa de sua deterioração ou quebra.

Condições que Afetam a Manutenção das Turbinas a Gás

TIPO DE CARGA:

Geração contínua: a condição mais desejável de trabalho para uma turbina a gás é em carga máxima e continuamente. Esse tipo de operação resulta em menores custos de manutenção por MW.h. As temperaturas nas palhetas das turbinas são constantes e as altas temperaturas das partidas deixam de existir, isto é, as palhetas não são submetidas a ciclos térmicos.

Geração contínua com picos: a máxima carga possível é jogada na turbina por pouco tempo. Nesse tipo de operação visto que as palhetas das turbinas trabalham até uns 500C acima da temperatura ideal, estas (bem como todas a “parte-quente”) são prejudicadas. A fluência dos metais se torna mais acelerada.

Geração de pico: somente na hora de picos de demanda ou de emergência é que a turbina é acionada, recebendo carga normal ou sobrecarga por pequeno tempo, diariamente. Como o número de partidas é grande, a observância desse número é tão importante como a observância do número de horas de funcionamento da turbina. Durante à variação da temperatura durante a partida, cada partida pode ser comparada com 5 a 25h de funcionamento da parte quente do motor.

TIPO DE TURBINA:

Industrial: há pouca diferença entre os tipos de turbinas industriais que afetam a manutenção. Alguns projetos incorporam dispositivos que facilitam a manutenção. (boroscópio, etc.)

Aeronáutica: o gerador de gás joga os gases quentes numa turbina livre de potência, completamente independente daquele e não há registro de melhora de manutenção desses tipos de turbinas

OPERAÇÃO:

1. A operação em temperaturas acima das de projeto, podem ocorrer:

   - em partidas excessivamente rápidas
   - sistema de controle de temperaturas mal ajustado ou termopares incorretos
   - variação muito grande da temperatura de escapamento ao longo da seção onde se localizam os termopares
   - cargas flutuantes

2. Operação além do tempo estipulado de manutenção

POLÍTICA DE MANUTENÇÃO:

É a expressão do modo com que a companhia pode melhor cuidar da manutenção. Deve estabelecer um programa prático, econômico, e confiável. Deve ser uma combinação das recomendações dos fabricantes e de recomendações que saiam dos dados adquiridos durante inspeções anteriores.

RECOMENDAÇÕES DOS FABRICANTES:

Obediência sega às recomendações dos fabricantes é obrigatória nos primeiros meses de uso. A vida provável da parte quente e os períodos entre inspeções e revisões são fixados de acordo com certos critérios, que variam de fabricante para fabricante.

PROGRAMA DE MANUTENÇÃO, RELATÓRIOS E DADOS:

O programa deve ser prático a fim de que possa ser modificado em virtude de mudanças nas cargas das turbinas ou dos procedimentos de partida.

Deve ser confiável a fim de garantir o funcionamento da turbina e deve também ser econômico.

Turbinas para trabalho de pico diário devem ser inspecionadas diariamente. Turbinas para trabalho de pico em certas estações do ano devem ter o seu programa de manutenção para ser executado durante a época de baixa demanda.

Turbinas para geração contínua devem ser inspecionada e revisadas de acordo com planos pré-estabelecidos, de tal forma que a geração de energia necessária não seja prejudicada. É nesses casos que a manutenção preventiva é de suma importância, para que uma turbina não fique fora de operação por longo período à necessidade de uma manutenção corretiva (há casos em que a turbina deve ser mandada para a fábrica para reparos!).

É óbvio que é preciso ter u, retrato fiel das condições internas da máquina em todo instante. Quando o registro manual de dados for possível, fichas de inspeções diárias, semanais, mensais, devem ser preenchidas criteriosamente. Em instalações remotas, funcionando sem operadores, devem-se providenciar registradores adequados. Esses dados, enviados aos fabricantes, possibilitam melhor assistência e a formulação de um programa de manutenção adequado.

PROGRAMA DE MANUTENÇÃO:

Um programa de manutenção corretiva deve seguir as observações dos fabricantes e só pode ser iniciado após o conhecimento geral do equipamento. A experiência de manutenção ganha durante a operação do motor pode ser aproveitada para melhorar o programa e para formular outro programa de manutenção preventiva. Muitos usuários acham extremamente importante o preenchimento de fichas diárias, semanais anuais, compostas de itens que devem ser conferidos ou de trabalhos a serem feitos.

CLASSIFICAÇÃO DA MANUTENÇÃO:

Em geral, a manutenção de todos os tipos de turbinas a gás pode ser classificada nos seguintes itens:

A) EM OPERAÇÃO

É o tipo de manutenção que deve ser feita durante a operação da máquina e pode ser incluído normalmente nos trabalhos do operador;

B) INSPEÇÕES DE ROTINA.

Nesse tipo de inspeção é necessário desligar a turbina por pequeno período (até uma semana), para inspeção e troca de peças. Ocorre comumente após 3000 a 6000h de funcionamento (ou 150 a 250 partidas). A câmara de combustão deve ser inspecionada para ver se apresenta rachaduras ou áreas de superaquecimentos.

C) REVISÃO PARCIAL.

Geralmente de ser feita após o 1 ano de uso: 8000h ou 250 partidas e um prazo de 7 a 30 dias pode ser previsto. Deve-se remover a parte da carcaça a fim de que se examine minuciosamente todo o caminho dos gases quentes. O aspecto geral desse caminho irá determinar o intervalo entre a revisão e a próxima.

D) REVISÃO GERAL

Requer de 1 a 2 meses de parada e é feito após 24. 000 horas de serviço ou 800 partidas e requer revisão geral do motor.

OUTROS ASPECTOS:

A primeira inspeção ou revisão fornecem os mais importantes dados para a história da manutenção do motor e deve ser feito sob as vistas de engenheiro da fábrica. Todos os dados devem ser anotados e comparados com os padrões de fábrica para se saber há algum problema em curso. As inspeções subseqüentes são também importantes no sentido de conferir as recomendações dos fabricantes e para ajudar na formação do programa de manutenção.

Ao se aproximar a data para essas inspeções, deve-se procurar o fabricante para acertar tudo o que for necessário. Antes de se retirar a turbina deve-se fazer um teste geral de funcionamento, de preferência na presença de engenheiro da fábrica.

Cuidados especiais devem ser tomados com referência a:

- aumento ou mudança na vibração
- mudança na temperatura ou pressão do óleo de lubrificação
- vazamento de ar ou de gases através dos labirintos
- leituras desconcertantes dos termopares
- vazamentos
- funcionamento das válvulas de controle de combustível
- variações das pressões hidráulicas de controle
- barulho diferente no governador
- aumento de barulho nas engrenagens de caixa de redução
- funcionamento correto dos protetores de sobrevelocidade
- variação da temperatura de escape para mesma carga e condições ambientes
- diminuição de queda de pressão através dos trocadores de calor.

Como fixamos anteriormente, a turbina a gás deve ser inspecionada em períodos pré estabelecidos a fim de detectar qualquer tipo de anormalidades do funcionamento ou do material.

Em caso de motor aeronáutico, quando o motor atinge um certo número de horas ou quando se verifica qualquer defeito, o mesmo é retirado do avião e submetido à revisão parcial ou total.

O tempo entre duas revisões (TBO) varia consideravelmente de motor para motor e é estabelecido por acordo entre fabricante, órgão oficial de aviação e operador. Nestas discussões, a idoneidade do fabricante, as condições climáticas do local onde o motor irá operar, tipo de operação, experiência anterior, serão levados em conta.

Houve muita discussão se considerava o motor revisado como novo, zerando suas horas e se levava em conta o total já utilizado. Hoje em dia a maioria dos fabricantes considera o motor que saiu de revisão geral como novo, dando-lhe todas as garantias.

A importância da manutenção inclui fatores econômicos e de segurança. Assim sendo, a manutenção correta e periódica irá prolongar a vida do motor além de conservar suas características e confiabilidade.

Entretanto, convém lembrar que a manutenção de um motor, pelas sérias implicações que pode acarretar, deve ser feita em oficina credenciada. Por oficina credenciada queremos entender uma que satisfaz os requisitos de pessoal e de material, da comissão de homologação de órgãos oficiais.

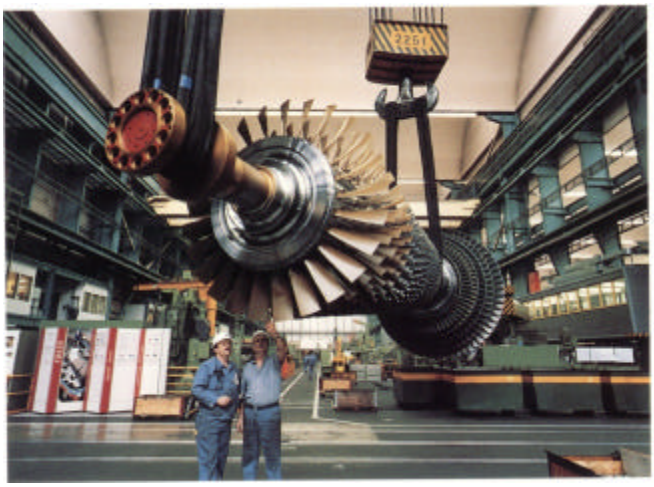
Uma oficina de revisão credenciada deve ter condições para efetuar quaisquer tipos de reparos que sejam necessários para uma boa revisão. Por uma boa revisão não só entendemos a qualidade do serviço mas também os métodos e técnicas utilizadas.

Uma oficina deverá ter uma disposição de setores bem estudada, para evitar estrangulamento e permitir o fluxo livre de materiais, necessitando ser, portanto, espaçosa.

Pelo tipo e qualidade de serviço, as condições ambientes de uma oficina de revisão deverão ser ótimas, para permitir leituras precisas e constância na qualidade.

Numa oficina de revisão, o setor mais solicitado deverá ser o de controle de qualidade. Esse Departamento deverá ser autônomo, com poderes de rejeitar lotes de peças que entram no almoxarifado e oficina ou de parar a produção se julgar necessário, a bem da qualidade.

TURBINAS A VAPOR



Capítulo 1. Introdução

Turbina a Vapor é a Máquina Térmica que utiliza a energia do vapor sob forma de energia cinética. Deve transformar em energia mecânica a energia contida no vapor vivo sob a forma de energia térmica e de pressão.

Embora a história registre a construção de dispositivos rudimentares, que se baseavam nos mesmos princípios, de ação ou de reação, das turbinas atuais em épocas bastante remotas, o desenvolvimento da turbina a vapor, como um tipo realmente útil de acionador primário até a sua forma atual, ocorreu somente nos últimos setenta anos.

A turbina é um motor rotativo que converte em energia mecânica a energia de uma corrente de água, vapor d'água ou gás. O elemento básico da turbina é a roda ou rotor, que conta com paletas, hélices, lâminas ou cubos colocados ao redor de sua circunferência, de forma que o fluido em movimento produza uma força tangencial que impulsiona a roda, fazendo-a girar. Essa energia mecânica é transferida através de um eixo para movimentar uma máquina, um compressor, um gerador elétrico ou uma hélice. As turbinas se classificam como hidráulicas ou de água, a vapor ou de combustão. Atualmente, a maior parte da energia elétrica mundial é produzida com o uso de geradores movidos por turbinas.

A turbina a vapor é atualmente o mais usado entre os diversos tipos de acionadores primários existentes. Uma série de favorável de características concorreu para que a turbina a vapor se destacasse na competição com outros acionadores primários, como a turbina hidráulica, o motor de combustão interna, a turbina a gás.

Capítulo 2. Fundamentos

Uma máquina motora a vapor tem como objetivo transformar a energia, contida no fluxo contínuo de vapor que receber, em trabalho mecânico. Sabe-se, da 2ª Lei da Termodinâmica, que somente parte da energia contida no vapor que chega à máquina poderá ser convertida em trabalho (a chamada exergia). A parte restante da energia, que não pode ser transformada em trabalho (a anergia), permanece no vapor descarregado pela máquina.

O trabalho mecânico realizado pela máquina pode ser o acionamento de um equipamento qualquer, como, por exemplo, um gerador elétrico, um compressor, uma bomba. A anergia, que permanece no vapor descarregado pela máquina, é, em muitos casos, simplesmente rejeitada para o ambiente, em um condensador. Em outras situações, entretanto, é possível aproveitar o vapor descarregado pela máquina para fins de aquecimento, por exemplo. Aproveita-se assim sua energia residual, melhorando, em conseqüência, de forma significativa o rendimento global do ciclo.

Admitindo uma máquina a vapor que trabalhe em regime permanente, seja adiabática, receba vapor em um estado termodinâmico (1) e descarregue este mesmo vapor em um estado (2), têm-se:

a) a energia contida no vapor admitido:

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2} + z_1$$

b) a energia contida no vapor descarregado:

$$h_2 + \frac{v_2^2}{2} + z_2$$

c) o trabalho realizado:

$$w = (h_1 - h_2) + \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \right) + (z_1 - z_2)$$

onde: $h \equiv$ entalpia

$\frac{v^2}{2} \equiv$ energia cinética

$z \equiv$ energia potencial

As variações de energia cinética e energia potencial são normalmente desprezadas, a não ser em pontos onde a velocidade do vapor assume valores muito altos, como na saída dos expansores. Assim, é prática corrente desprezar nas expressões anteriores, a não ser quando aplicadas a expansores, tanto a energia cinética como a energia potencial, trabalhando apenas com os valores da entalpia.

Em uma máquina alternativa a vapor, a energia do vapor é convertida diretamente em trabalho mecânico à medida que o vapor se expande no interior do cilindro, deslocando o êmbolo, que, por sua vez, aciona o sistema biela - manivela produzindo trabalho no eixo.

Em uma turbina a vapor a transformação de energia do vapor em trabalho é feita em duas etapas. Inicialmente, a energia do vapor é transformada em energia cinética. Para isso o vapor é obrigado a escoar através de pequenos orifícios, de formato especial, denominados expansores, onde, devido à pequena área de passagem, adquire alta velocidade, aumentando sua energia cinética, mas diminuindo, em conseqüência, sua entalpia. Em um expansor, além do aumento de velocidade e da diminuição da entalpia, ocorrem também queda na pressão, queda na temperatura e aumento no volume específico do vapor.

Na Segunda etapa da transformação, a energia cinética obtida no expansor é transformada em trabalho mecânico. Esta transformação de energia pode ser obtida de duas maneiras diferentes: Segundo o princípio da Ação ou segundo o princípio da Reação.

EXPANSORES CONVERGENTES E CONVERGENTES-DIVERGENTES

Os expansores são, como já vimos, restrições ao fluxo de vapor e tem como objetivo converter a energia do vapor em energia cinética. O expansor ideal seria um expansor adiabático reversível, portanto isoentrópico. Este expansor ideal seria capaz de converter em velocidade todo o salto de entalpia disponível. A evolução em um expansor real, entretanto, se dará sempre com aumento de entropia devido às irreversibilidades internas, inevitáveis em qualquer escoamento. Assim, haverá sempre um certo afastamento entre a performance teórica, prevista para um expansor ideal, e a performance que se obtém em um expansor real. A velocidade que se obtém em um expansor real será sempre menor do que a teoricamente prevista para um expansor ideal.

O projeto de um expansor terá, portanto, como objetivo básico aproximá-lo do modelo ideal, isoentrópico, no sentido de maximizar a energia cinética obtida para um determinado salto de pressão.

A Figura 2.1 mostra os dois tipos básicos de expansores: os expansores convergentes e os expansores convergente - divergentes. Os convergentes são usados sempre que a pressão de descarga for maior ou igual a 53% da pressão de admissão (pequenos saltos de entalpia). Os convergente-divergentes são usados sempre que a pressão de descarga for menor que 53% da pressão de admissão (grandes saltos de entalpia).

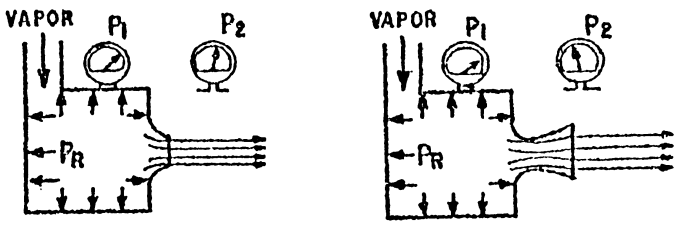


Figura 2.1 – Expansor Convergente e Convergente-Divergente

As duas maneiras básicas, pelas quais e possível aproveitar a energia cinética obtida no expansor, para realização de trabalho mecânico: o princípio da ação e o princípio da reação estão ilustrados na Figura 2.2, a seguir.

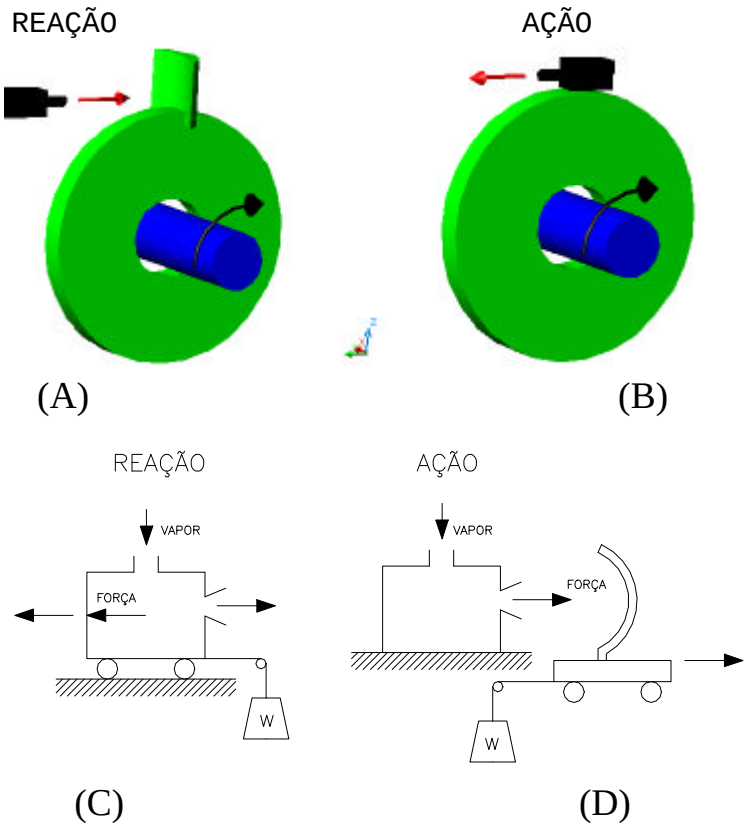


Figura 2.2 – (A e B) Turbina de ação e reação (C e D) Princípio de ação e reação

Se o expansor for fixo e o jato de vapor dirigido contra um anteparo móvel, a força de ação do jato de vapor irá deslocar o anteparo, na direção do jato, levantando o peso W. Se, entretanto o expansor puder mover-se, a força de reação, que atua sobre ele, fará com que se desloque, em direção oposta do jato de vapor, levantando o peso W. Em ambos os casos a energia do vapor foi transformada em energia cinética no expansor e esta energia cinética, então, convertida em trabalho.

Embora nada conhecesse a respeito de turbo - máquinas térmicas, Newton, no século XVII, estabeleceu as leis que explicam exatamente os dois princípios apresentados acima. Newton afirmou que e necessário exercer uma força para mudar a velocidade (tanto em modulo como em direção) de um corpo em movimento. Este princípio e ilustrado na parte direita da figura 2.2. O jato de vapor (um corpo em movimento) tem sua velocidade modificada pelo anteparo circular, colocado em seu caminho. A força resultante move o anteparo, na direção do jato, e levanta o peso W. Este é, em essência, o princípio da ação.

Newton estabeleceu também que a cada ação corresponde uma reação igual e contrária. Esta lei é a base teórica que explica o funcionamento tanto de um foguete espacial ou de um avião a jato puro, como também de um esguicho rotativo de jardim.

Inicialmente devemos notar que a ação do jato sobre o ar atmosférico nada tem a ver com o princípio da reação, já que este e perfeitamente válido também em um ambiente sob vácuo. Um foguete espacial, cuja movimentação e baseada exclusivamente no princípio da reação, opera perfeitamente fora da atmosfera. A força impulsora está no interior do expansor. Imagine que a caixa da Figura 2.2 não tenha abertura alguma e esteja cheia de vapor sob pressão. A pressão agindo em qualquer parede equilibra exatamente a pressão agindo na parede oposta e, havendo balanceamento de forças, a caixa permanecerá em repouso. Entretanto, se fizermos um furo em um dos lados da caixa e colocarmos neste furo um expansor, haverá, através do expansor, um jato de vapor e a pressão no expansor será menor do que a pressão no ponto correspondente da

parede oposta. O desbalanceamento de forças, então produzido, fará a caixa mover-se na direção oposta a do jato de vapor. Em essência, este é o princípio da reação.

TURBINA DE AÇÃO E TURBINA DE REAÇÃO

Destes dois dispositivos de laboratório, apresentados na Figura 2.2, cuja única utilidade pratica e apresentar os princípio da ação e da reação, e possíve1 derivar uma turbina de ação e uma turbina de reação rudimentar.

Se tivermos um expansor, montado em uma câmara de vapor estacionaria, dirigindo um jato de vapor para uma palheta, montada na periferia de uma roda, teremos uma turbina de ação rudimentar.

Se, por outro lado, montarmos a própria câmara de vapor com o expansor, na periferia da roda e conseguirmos levar vapor, de forma contínua, a esta câmara, através de um eixo oco, teremos construído uma turbina de reação elementar. A construção de uma turbina de reação pura, como esta, apresenta dificuldades de ordem prática, pois a condução do vapor através do eixo não é uma solução construtiva satisfatória. Por esta razão não se fabricam turbinas de reação pura.

Embora estas duas turbinas rudimentares apresentadas ilustrem os princípios básicos envolvidos, algumas modificações são necessárias para convertê-las em unidades práticas.

Em uma turbina de ação real teremos, a não ser em máquinas de potência muito pequena, não apenas um, mas vários expansores, em paralelo, constituindo um arco ou um anel de expansores, conforme ocupem apenas parte ou toda a circunferência. Os anéis de expansores são também conhecidos como rodas de palhetas fixas. Os expansores dirigem seu jato de vapor na direção não de uma palheta, mas de uma roda de palhetas móveis, conforme ilustra a Figura 2.3. Em um estágio de ação toda a transformação de energia do vapor (entalpia) em energia cinética ocorrerá nos expansores. Em conseqüência no arco ou no anel de expansores (roda de palhetas fixas) de um estágio de ação haverá uma queda na pressão do vapor (diminuem também a entalpia e a temperatura, enquanto aumenta o volume específico) e um aumento da velocidade. Na roda de palhetas móveis não haverá expansão (queda de pressão), pois as palhetas móveis têm seção simétrica e que resulta em áreas de passagens constantes para o vapor. Não havendo expansão, a velocidade do vapor em ação às palhetas móveis ficará constante. Não obstante, haverá uma queda de velocidade absoluta do vapor nas palhetas móveis, transformando, assim, a energia cinética, obtida nos expansores, em trabalho mecânico.

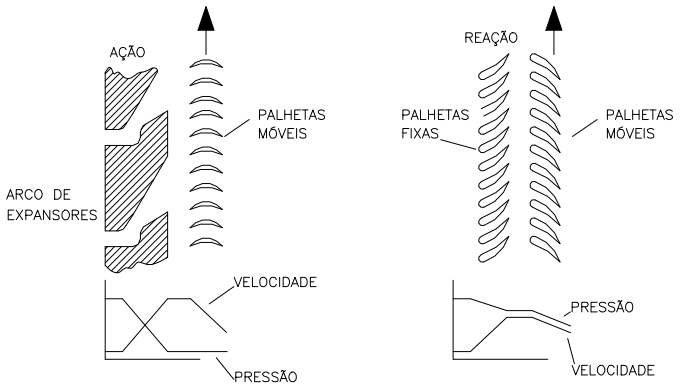


Figura 2.3 – Estágio de ação e de reação

Em uma turbina de reação comercial teremos sempre vários estágios, colocados em serie, sendo cada estágio constituído de um anel de expansores (também chamado de roda de palhetas fixas), seguido de uma roda de palhetas móveis, como está apresentado esquematicamente na Figura 2.3. Tanto as palhetas fixas, como as palhetas móveis têm seção assimétrica, o que resulta em áreas de passagens convergentes, para o vapor, em ambas. Por esta razão, em uma turbina de reação comercial, parte da expansão do vapor ocorrerá nas palhetas fixas e parte ocorrerá nas palhetas móveis. Isto representa um desvio do princípio de reação puro, segundo o qual toda a expansão deveria ocorrer nas palhetas móveis. Na realidade o que chamamos

comercialmente de turbina de reação é uma combinação com grandes saltos de entalpia e onde a preocupação com a eficiência e essencial, seríamos levados a velocidades excessivas nas palhetas, incompatíveis com sua resistência mecânica. A solução para o problema é dividir o aproveitamento do salto de entalpia em vários saltos menores subseqüentes, que chamamos de estágios. Máquinas de grande potência tem, portanto, usualmente, vários estágios, colocados em serie, podendo ser tanto de ação como de reação.

Nas palhetas fixas teremos, portanto, uma expansão parcial do vapor, resultando em uma queda de pressão e em um aumento da velocidade. Nas palhetas moves ocorrerá o restante da expansão, resultando em uma segunda queda de pressão e em um aumento da velocidade do vapor em relação à palheta. Entretanto, mesmo havendo um aumento da velocidade do vapor em relação à palheta móvel, causada pela expansão, a velocidade absoluta do vapor nas palhetas móveis cairá, pois estas atuam, não só como expansores, mas também pelo princípio da ação, transformando a velocidade gerada em trabalho mecânico.

Define-se como grau de reação, de um estágio de reação, a proporção entre a parte do salto de entalpia que ocorre nas palhetas móveis e o salto de entalpia total do estágio. É bastante usual a construção de estágios com grau de reação igual a 50%, embora outras proporções possam também ser admitidas.

ESTÁGIOS MÚLTIPLOS

A potência desenvolvida em turbina a vapor pode ser calculada por:

$\dot{W} = \dot{m}.(h_1 - h_2)$ onde $\dot{m}$ = vazão em massa de vapor

h_1 = entalpia do vapor admitido

h_2 = entalpia do vapor descarregado

Por isto, máquinas de grande potência são colocadas entre condições de vapor de admissão (vapor de alta pressão) e de descarga (condensador), capazes de fornecer um grande salto de entalpia. Com isto conseguimos desenvolver a potência necessária, com uma vazão de vapor razoável. Máquinas de menor potência, entretanto, recebem usualmente vapor em condições menos severas (vapor de media pressão) e descarregam em pressão positiva (vapor de baixa pressão). Embora o salto de entalpia disponível, entre estas condições de vapor seja menor, as vazões de vapor necessárias não são grandes, devido à pequena potência desenvolvida.

Sabemos também que a velocidade na saída de um expansor considerada desprezível a energia cinética na entrada, pode ser medida por:

$V_1 = \sqrt{2(h_1 - h_2)}$ onde

h_1 = entalpia na entrada
h_2 = entalpia na saída do expansor.

Vemos, portanto, que a velocidade do vapor descarregado por um expansor cresce com o aumento do salto de entalpia desenvolvido no expansor.

Por outro lado, como veremos mais adiante, há uma relação definida entre a velocidade da palheta e a velocidade absoluta do vapor que chega a ela (0,5 para um estágio de ação e 1 para um estágio de reação, com grau de reação igual a 50%), para que o estágio apresente eficiência máxima.

A velocidade da palheta, por sua vez, é limitada a um valor máximo, compatível com sua resistência mecânica, uma vez que a força centrífuga, que age sobre elas, aumenta com o aumento de sua velocidade.

Em máquinas de menor potência, entretanto, o salto de entalpia a aproveitar e usualmente menor. Alem disso decresce a preocupação com a eficiência da máquina e cresce a importância do custo inicial. Por isto máquinas de pequena potência são, usualmente, máquinas compactas, constituídas de um só estágio, sempre de ação, embora isto traga algum prejuízo à sua eficiência.

ESTÁGIOS DE AÇÃO E ESTÁGIOS DE REAÇÃO

Estágios de Ação

Os estágios de ação podem ser de dois tipos: estágios de pressão, também conhecidos como estágios Rateau, e estágios de velocidade, conhecidos como estágios Curtis.

Os estágios de pressão, mostrados na Figura 2.4, são os estágios de ação exatamente iguais aos que temos considerado ate agora. Ele será composto por um arco de expansores e uma roda de palhetas móveis, se for o primeiro estágio da máquina, ou por um anel de expansores (roda de palhetas fixas) e uma roda de palhetas móveis, se for um estágio intermediário.

O estágio de velocidade e composto de um arco de expansores, seguido por duas rodas de palhetas móveis, entre as quais há um arco de palhetas guias. Toda a queda de pressão do estágio ocorre nos expansores. A velocidade do vapor, porém, é absorvida apenas parcialmente na primeira roda de palhetas móveis. O vapor deixa, então, esta roda com uma energia cinética ainda elevada que será aproveitada em uma segunda roda de palhetas móveis. Apenas com a finalidade de reorientar o jato de vapor, para que o esforço sobre a segunda roda de palhetas móveis seja de sentido igual ao do esforço sobre a primeira roda, é colocado entre ambas um arco de palhetas guias. É importante notar que não há expansão nas palhetas guias, permanecendo constantes, ao longo delas, tanto a pressão como a velocidade. Por isso estas palhetas têm formato simétrico e seções de passagem de vapor constantes, à semelhança das palhetas móveis de estágios de ação. O estágio de velocidade, que acabamos de descrever, e mostrado a direita da Figura 2.4.

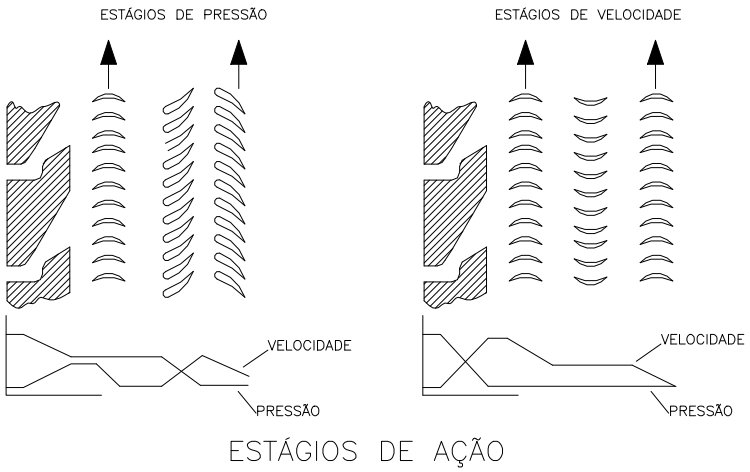


Figura 2.4 – Estágio de ação

Em um estágio de velocidade, como apenas metade da velocidade do vapor e absorvida por roda, admite-se que a velocidade do vapor na entrada da primeira roda seja igual a quatro vezes a velocidade periférica da palheta. Por esta razão em um estágio de velocidade conseguimos aproveitar um grande salto de entalpia, embora com algum prejuízo da eficiência.

O estágio Curtis tem duas aplicações características: como estágio único de máquinas de pequena potência e como primeiro estágio de máquinas de grande potência. No primeiro caso visamos obter uma máquina compacta, de baixo custo inicial, embora com algum prejuízo de sua eficiência, pelo

aproveitamento do salto de entalpia disponível, que não é usualmente muito grande, em um único estágio de velocidade. No caso das máquinas de grande potência, que recebem usualmente vapor a alta pressão e a alta temperatura, é vantajoso, para o projeto mecânico da máquina, que o vapor logo no primeiro estágio sofra uma grande queda de entalpia, significa dizer de pressão e de temperatura. Isto e possível com um estágio de velocidade.

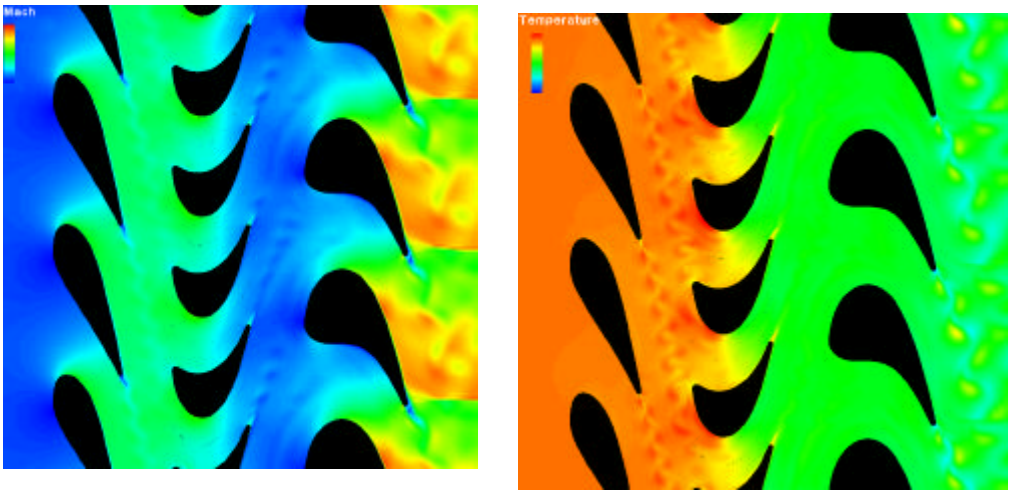


Figura 2.5 – Estágio de Ação em função (a) da velocidade e (b) da temperatura

Estágios de Reação

Os estágios de reação, chamados também de estágios Parsons, são sempre constituídos de uma roda de palhetas fixas, seguidas de uma roda de palhetas móveis, conforme mostra a Figura 2.6. Como as turbinas de estágio único são sempre turbinas de ação, o uso dos estágios de reação restringe-se aos estágios intermediários e finais das turbinas de reação de estágios múltiplos, pois mesmo nestas o primeiro estágio é usualmente um estágio de ação.

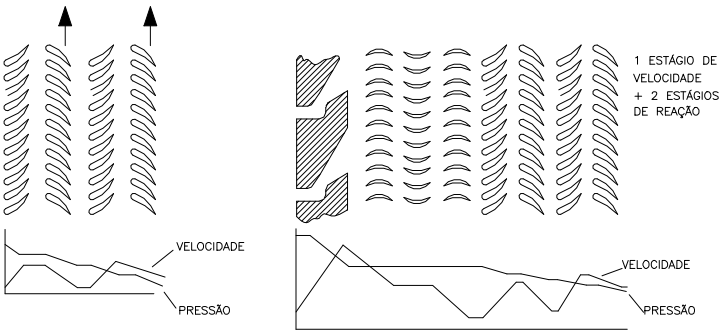


Figura 2.6 – Estágio de reação (esquerda) Turbina de reação, de estágios múltiplos (direita)

Vantagens

a) Do ponto de vista termodinâmico:

O ciclo térmico a vapor, do qual a turbina é parte integrante, apresenta rendimentos bastante satisfatórios, quando comparados com os ciclos térmicos de outras máquinas (Turbinas à Gás e Motores de Combustão Interna)

Obs. 1: O rendimento do ciclo térmico a vapor melhora à medida que aumentam a potência das máquinas, as pressões e as temperaturas de geração de vapor.

Obs. 2: O aproveitamento da energia liberada pelo combustível torna-se satisfatório se o calor residual contido no vapor descarregado pela turbina puder ser aproveitado em processos industriais ou para aquecimento geral.

b) Do ponto de vista mecânico:

As TV são puramente rotativas, i.e., a força acionadora é aplicada diretamente no elemento rotativo da máquina. Têm balanceamento bastante fácil, resultado em um funcionamento extremamente suave da máquina.

Obs. 3: Os impulsos aplicados pelo vapor nas palhetas da turbina são regulares e constantes. Se a carga acionada é mantida constante, o torque aplicado no acoplamento da turbina será bastante uniforme.

Obs. 4: É uma máquina de alta rotação (3.500 a 6.000 rpm) sendo ideal para acionar bombas e compressores centrífugos.

Obs. 5: Não há lubrificação interna. Devido a isso o vapor exausto da turbina é isento de óleo, dispensando-se procedimentos de filtragem e separação do vapor. O óleo circula somente através dos mancais e do sistema de controle, sendo continuamente filtrado e resfriado. Não há problemas de contaminação e a conseqüente oxidação do lubrificante, podendo o mesmo ter uma vida útil longa.

Obs. 6: A facilidade de controle e a possibilidade de variação de velocidade feita pelo o governador, é bastante simples, precisa e confiável.

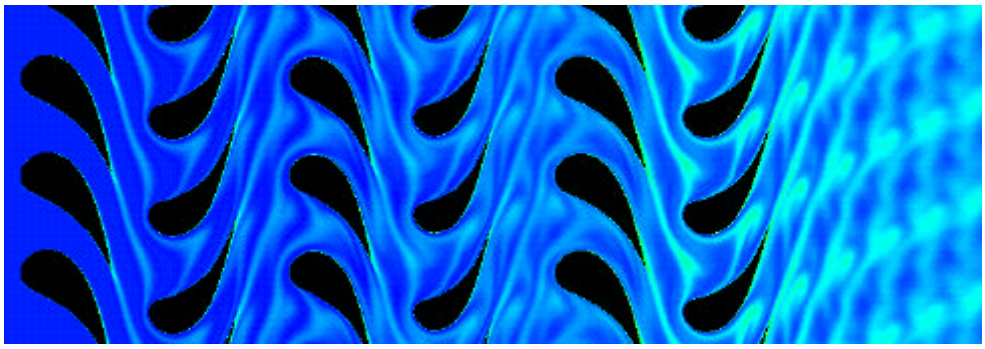


Figura 2.7 – Estágios de reação de uma Turbina de Reação

Capítulo 3. Componentes Básicos

Uma turbina a vapor é composta, basicamente de:

ESTATOR (RODA FIXA)

É o elemento fixo da turbina (que envolve o rotor) cuja função é transformar a energia potencial (térmica) do vapor em energia cinética através dos distribuidores;

ROTOR (RODA MÓVEL)

É o elemento móvel da turbina (envolvido pelo estator) cuja função é transformar a energia cinética do vapor em trabalho mecânico através dos receptores fixos.

EXPANSOR

Conforme visto no Capítulo 2, é o órgão cuja função é orientar o jato de vapor sobre as palhetas móveis. No expansor o vapor perde pressão e ganha velocidade. Podem ser convergentes ou convergentes-divergentes, conforme sua pressão de descarga seja maior ou menor que 55% da pressão de admissão. São montados em blocos com 1, 10, 19, 24 ou mais expansores de acordo com o tamanho e a potência da turbina, e consequentemente terão formas construtivas específicas, de acordo com sua aplicação.

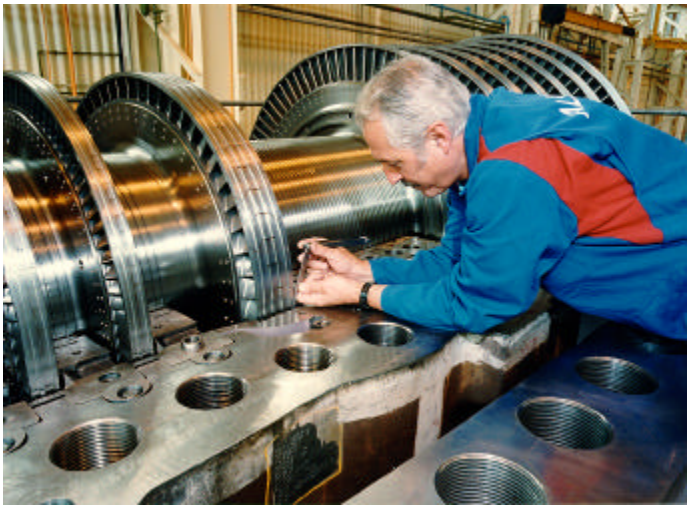


Figura 3.1 – Estator, Eixo do Rotor e Palhetas Móveis

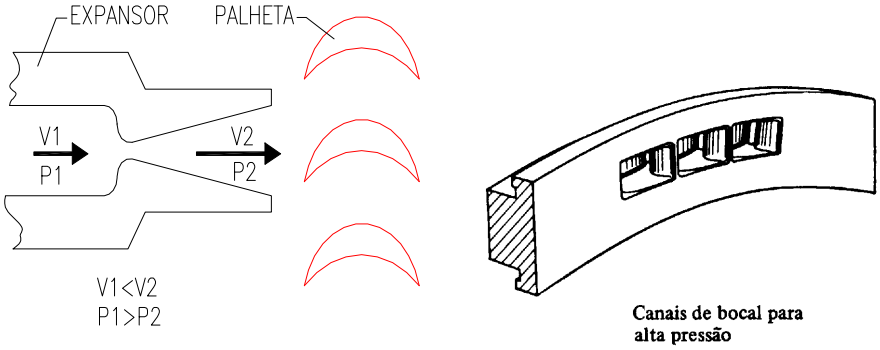


Figura 3.2 – Expansor

PALHETAS

São chamadas palhetas móveis, as fixadas ao rotor; e fixas, as fixadas no estator.

As palhetas fixas (guias, diretrizes) orientam o vapor para a coroa de palhetas móveis seguinte. As palhetas fixas podem ser encaixadas diretamente no estator (carcaça), ou em rebaixos usinados em peças chamadas de anéis suportes das palhetas fixas, que são, por sua vez, presos à carcaça.

As palhetas móveis, são peças com a finalidade de receber o impacto do vapor proveniente dos expansores (palhetas fixas) para movimentação do rotor. São fixadas ao aro de consolidação pela espiga e ao disco do rotor pelo malhete e, ao contrário das fixas, são removíveis, conforme podemos ver da Figura 3.3 a Figura 3.4.

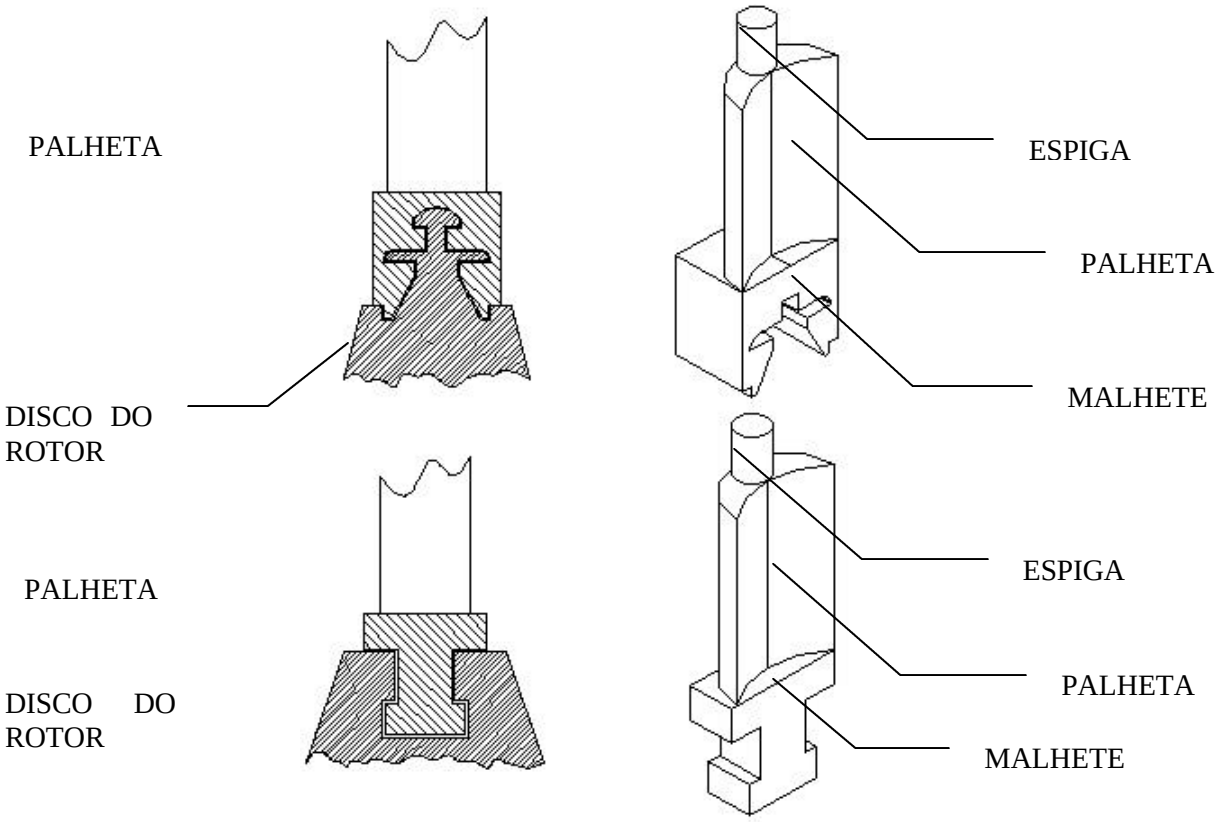


Figura 3.3 – Fixação da palheta móvel ao disco do rotor

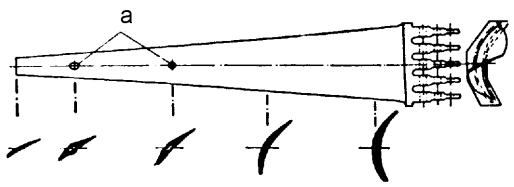


Figura 3.4 – Palheta móvel de um estágio final (MAN)

Figura 3.5 – Fixação das Palhetas móveis

DIAFRAGMAS

São constituídos por dois semicírculos, que separam os diversos estágios de uma turbina de ação multi-estágio. São fixados no estator, suportam os expansores e abraçam o eixo sem tocá-lo. Entre o eixo e o diafragma existe um conjunto de anéis de vedação que reduz a fuga de vapor de um para outro estágio através da folga existente entre diafragma-base do rotor, de forma que o vapor só passa pelos expansores. Estes anéis podem ser fixos no próprio diafragma ou no eixo. Este tipo de vedação é chamado de selagem interna.

Figura 3.6 – Diafragma com anel de palhetas

DISCO DO ROTOR

É a peça da turbina de ação destinada a receber o empalhetamento móvel.

TAMBOR ROTATIVO

É basicamente o rotor da turbina de reação, que possui o formato de um tambor cônico onde é montado o empalhetamento móvel.

COROA DE PALHETAS

É o empalhetamento móvel montado na periferia do disco do rotor e dependendo do tipo e da potência da turbina pode existir de uma a cinco coroas em cada disco do rotor.

ARO DE CONSOLIDAÇÃO

É uma tira metálica, secionada, presa às espigas das palhetas móveis com dupla finalidade: aumentar a rigidez do conjunto, diminuindo a tendência à vibração das palhetas e reduzindo também a fuga do vapor pela sua periferia. São utilizadas nos estágios de alta e média pressão envolvendo de 6 a 8 palhetas cada seção. Nos estágios de baixa pressão, é substituído por um arame amortecedor, que liga as palhetas, não por suas extremidades, mas em uma posição intermediária mais próxima da extremidade que da base da palheta (Figura 3.7).

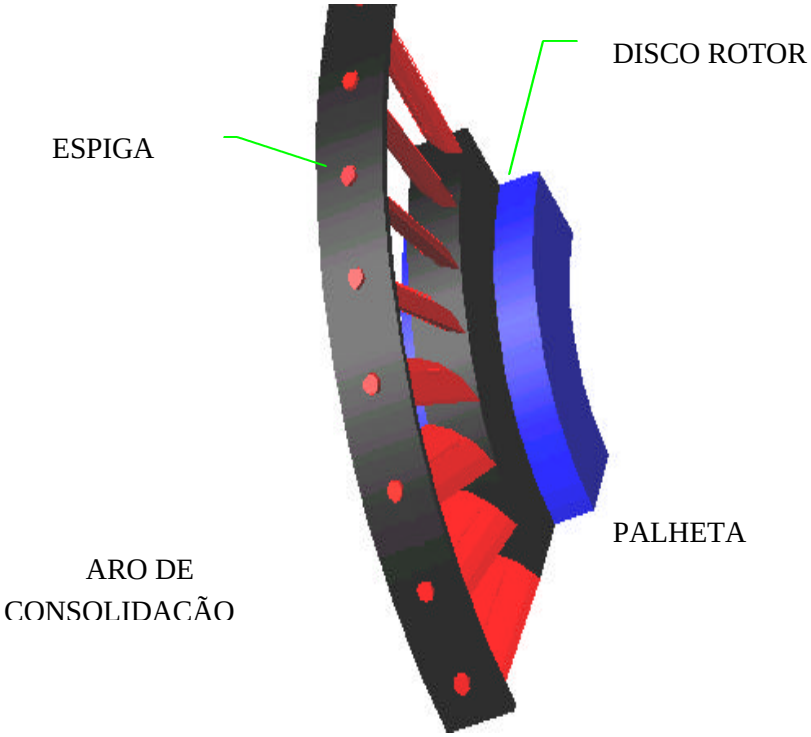


Figura 3.7 – Aro de consolidação, Disco rotor, e Coroa de palhetas

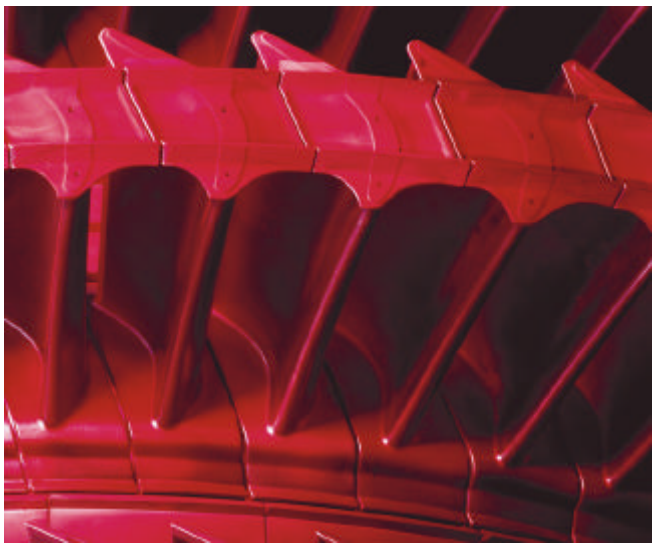


Figura 3.8 – Foto de uma seção de palhetas

LABIRINTOS

São peças metálicas circulantes com ranhuras existentes nos locais onde o eixo sai do interior da máquina atravessando a carcaça cuja finalidade é evitar o escapamento de vapor para o exterior nas turbinas não condensantes e não permitir a entrada de ar para o interior nas turbinas condensantes. Esta vedação é chamada de selagem externa.

Nas turbinas de baixa pressão utiliza-se vapor de fonte externa ou o próprio vapor de vazamento da selagem de alta pressão para auxiliar a selagem, evitando-se assim não sobrecarregar os ejetores e não prejudicar o vácuo que se obtém no condensador, como vemos na Figura 3.9.

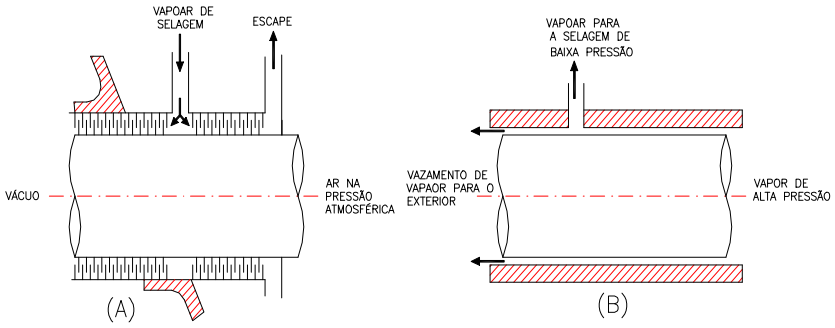


Figura 3.9 – (A) Selagem de baixa pressão; (B) Selagem de alta pressão

CARCAÇA

É o suporte das partes estacionárias tais como diafragmas, palhetas fixas, mancais, válvulas, etc. Na grande maioria das turbinas são de partição horizontal, na altura do eixo, o que facilita sobremaneira a manutenção.

MANCAIS DE APOIO (RADIAIS)

São distribuídos, normalmente, um em cada extremo do eixo da turbina com a finalidade de manter o rotor numa posição radial exata. Os mancais de apoio suportam o peso do rotor e também qualquer outro esforço que atue sobre o conjunto rotativo, permitindo que o mesmo gire livremente com um mínimo de atrito.

São na grande maioria mancais de deslizamento, como mostra a Figura 3.10, constituídos por casquilhos revestidos com metal patente, com lubrificação forçada (uso especial) o que melhora sua refrigeração e ajuda a manter o filme de óleo entre eixo e casquilho. São bipartidos horizontalmente e nos casos das máquinas de alta velocidade existe um rasgo usinado no casquilho superior que cria uma cunha de óleo forçando o eixo para cima mantendo-o numa posição estável, isto é, que o munhão flutue sobre uma película de óleo.

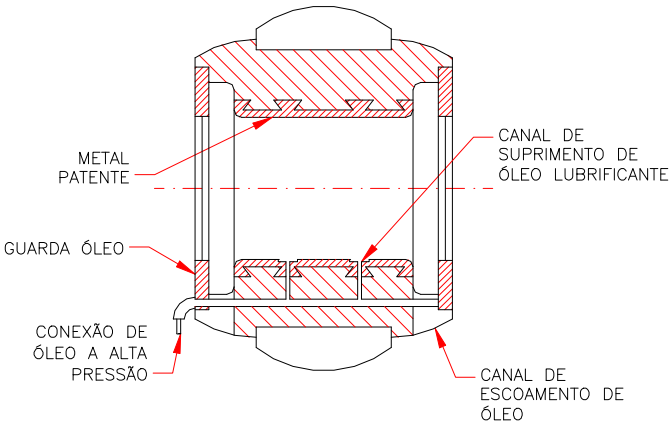


Figura 3.10 – Mancal radial de deslizamento

MANCAIS DE ESCORA

O mancal de escora é responsável pelo posicionamento axial do conjunto rotativo em relação às partes estacionárias da máquina, e, conseqüentemente, pela manutenção das folgas axiais. Deve ser capaz de verificar ao empuxo axial atuante sobre o conjunto rotativo da máquina, que é mais acentuado nas turbinas de reação.

Em turbinas de pequena potência o mancal de escora resume-se a apenas um rolamento em conseqüência do esforço axial ser pequeno. Para as turbinas de uso especial, usam-se mancais de deslizamento, cuja construção mais conhecida é a Kingsbury, como mostra a Figura 3.11, que consiste em dois conjuntos de pastilhas oscilantes, revestidas de metal patente, que se apoiam um em cada lado de uma peça solidária ao eixo, o colar (anel) de escora.

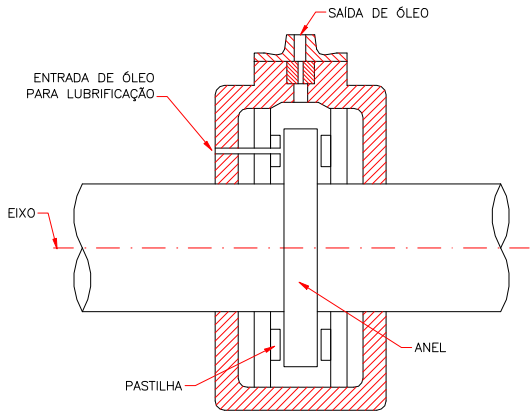


Figura 3.11 – Mancal radial de Escora

Figura 3.12 – Mancal em uma Turbina a Vapor

VÁLVULAS DE CONTROLE DE ADMISSÃO

Uma vez que a turbina opera normalmente entre condições de vapor estáveis, as variações da carga devem ser atendidas por meio do controle da vazão de vapor admitida na máquina. Esta função é executada, automaticamente, pelas válvulas de controle de admissão, sob controle de um dispositivo, o regulador (governador).

O regulador é ligado ao eixo da turbina, diretamente ou por meio de uma redução, girando, portanto, a uma rotação igual ou proporcional à rotação da turbina, e sente as flutuações da carga por intermédio de seu efeito sobre a velocidade da turbina. Assim, quando ocorre, por exemplo, um aumento de carga, se a vazão do vapor permanecer inalterada, haverá uma queda da velocidade da turbina. O regulador, entretanto, sente esta queda de velocidade incipiente e comanda uma abertura maior das válvulas de controle de admissão, permitindo a passagem de uma vazão maior de vapor, necessária ao aumento da carga e ao restabelecimento da velocidade inicial.

Existem dois tipos básicos para as válvulas de controle de admissão: a construção “multi-valve” e a construção “single-valve”.

I - Construção "Multi-Valve"

Na construção "Multi-Valve" o controle da admissão de vapor é feito através de várias válvulas, em paralelo, cada uma alimentando um grupo de expansores. A abertura destas válvulas é seqüencial, isto é, para uma carga muito baixa, a vazão de vapor necessária seria muito pequena, e estaria aberta, total ou parcialmente, apenas uma válvula, alimentando, portanto, apenas um grupo de expansores, permanecendo bloqueados os demais grupos. À medida que a carga aumenta, exigindo uma vazão maior de vapor, vão sendo abertas, em seqüência, as demais válvulas, alimentando outros grupos de expansores, até a condição de carga máxima, onde todas as válvulas estarão totalmente abertas e todos os expansores recebendo vapor. Esta abertura seqüencial permite que, à medida que a vazão total de vapor cresce, para atender ao aumento da carga, a quantidade de expansores que está recebendo vapor cresça proporcionalmente. Assim, a vazão de vapor através de cada expansor em operação, pode ser mantida constante, e igual à sua vazão de projeto, a despeito das flutuações da carga. Isto aumenta bastante a eficiência da turbina, principalmente em condições de baixa carga.

Estas válvulas de admissão de vapor, de construção múltipla e abertura seqüencial, são também conhecidas, devido à sua função, como válvulas parcializadoras.

Em turbinas de uso especial usamos quase sempre esta construção "multi-valve", pois permite obter uma melhor eficiência para a turbina e um controle mais preciso.

A abertura seqüencial das válvulas de controle de admissão de vapor pode ser obtida, por exemplo, por meio de válvulas com hastes de comprimento variável, acionadas por uma barra horizontal, como mostra a Figura 3.13.

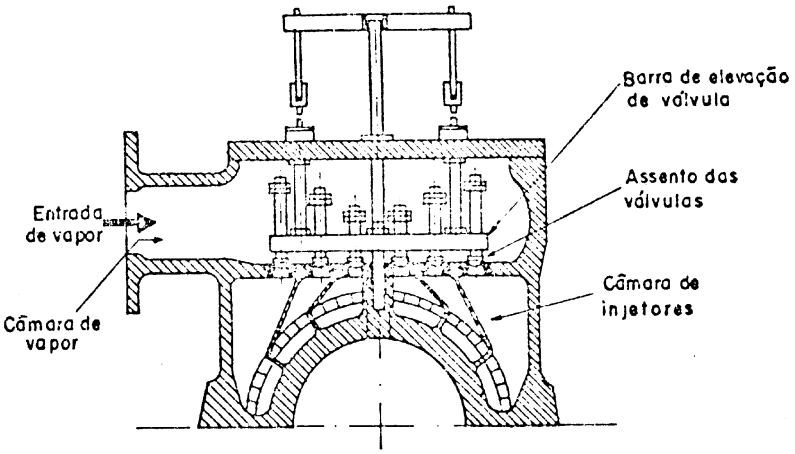


Figura 3.13 – Válvula de controle de admissão de vapor, tipo Multi-Valve, com hastes de comprimento variável levantadas por barra horizontal

II - Construção "Single-Valve"

Em turbinas de uso geral, onde a obtenção de uma solução simples e econômica é mais importante que o aumento da eficiência da turbina ou a precisão do controle, usamos a construção "single-valve" (estrangulamento).

Nesta construção, como mostra a Figura 3.14, a válvula de controle da admissão do vapor é única, admitindo vapor simultaneamente para todos os expansores. Esta construção é bastante ineficiente quando a turbina opera com carga baixa e, em conseqüência, com baixa vazão total de vapor, que será dividida igualmente por cada expansor. Isto fará com que a vazão em cada expansor seja bastante inferior à sua vazão de projeto e prejudicará a eficiência da turbina.

Para melhorar sua eficiência com baixa carga, as turbinas "single-valve" possuem válvulas parcializadoras, de acionamento manual, que podem fechar grupos de expansores. Quando a turbina estiver trabalhando com baixa carga, o operador poderá melhorar a eficiência da máquina, fechando manualmente uma ou mais válvulas parcializadoras.

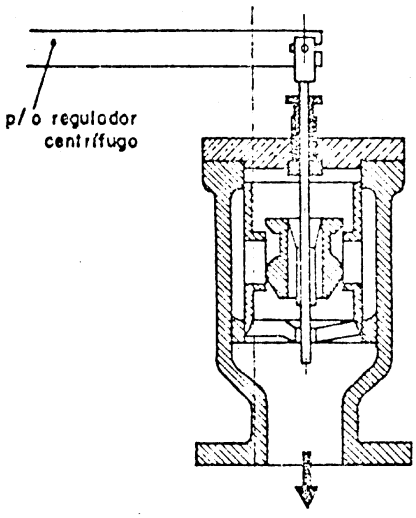


Figura 3.14 – Válvula de controle de admissão de vapor,
tipo “Single-Valve” (estrangulador).

A Figura 3.15 mostra uma turbina de uso geral, com válvula de controle de admissão de vapor tipo “single-valve”, acionada diretamente pelo governador, e válvulas parcializadoras manuais.

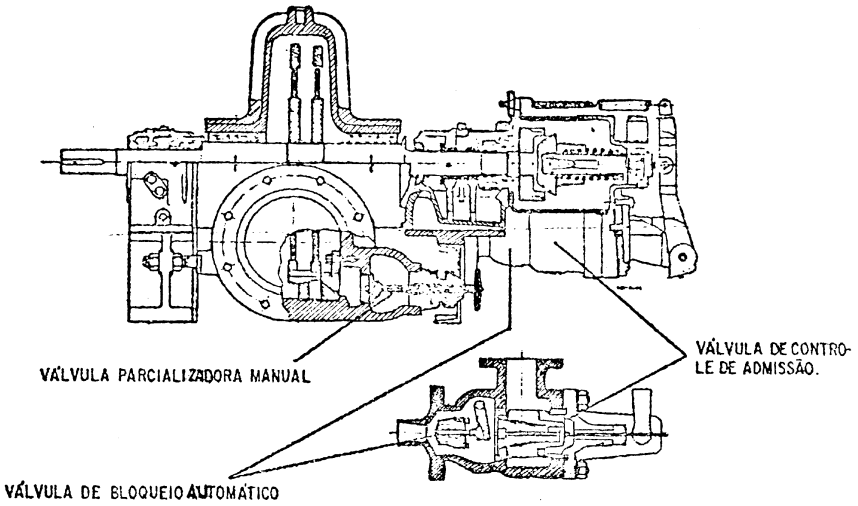


Figura 3.15 – Turbina de uso geral, com válvulas de controle de admissão tipo “Single-Valve”,
acionada diretamente pelo governador, e válvulas parcializadoras manuais.

VÁLVULAS DE CONTROLE DE EXTRAÇÃO

Algumas turbinas possuem uma retirada parcial de vapor, em um estágio intermediário, e portanto a uma pressão intermediária, entre a de admissão e a de descarga, conhecida como extração. Como a pressão em um ponto qualquer ao longo da turbina varia, quando variam as condições de carga da turbina, se a extração consistir simplesmente em um flange, através do qual poderemos retirar vapor, após um determinado estágio da máquina, a pressão do vapor extraído será influenciada pelas condições de carga da turbina. Em alguns casos, como por exemplo na retirada de vapor para aquecimento regenerativo de água de alimentação de caldeira, esta flutuação na pressão do vapor extraído é perfeitamente aceitável. A este tipo de extração chamamos de extração não automática.

Em outras ocasiões, entretanto, como no caso das refinarias, desejamos uma retirada de vapor, a pressão constante, para uso no processo ou para acionamento de máquinas menores. Para manter a pressão

do vapor extraído constante, a despeito das flutuações da carga da turbina ou do consumo de vapor extraído, a turbina deverá ter um conjunto de válvulas de controle de extração.

As válvulas de controle de extração funcionam de maneira semelhante às válvulas de controle de admissão, só que controladas pela pressão do vapor extraído, através do controlador de pressão de extração, e não pela velocidade da turbina, através do governador. Assim, em qualquer aumento incipiente da pressão de extração, seja causado por flutuação da carga da turbina ou do consumo de vapor extraído, o controlador de pressão de extração comandará uma abertura maior da válvula de extração, permitindo um maior fluxo de vapor para a descarga da máquina, e, em conseqüência, um fluxo menor para a extração, o que restabelecerá a pressão no nível controlado. Em caso de diminuição da pressão de extração a ação do controlador de pressão de extração seria inversa, comandando o fechamento da válvula de extração. A este tipo de extração, com controle de pressão, chamamos de extração automática.

As válvulas de controle de extração, quando a extração é feita em alta ou média pressão, tem construção semelhante às válvulas de controle de admissão. Em extrações a baixa pressão, entretanto, é comum o uso de válvulas tipo grade, que proporcionam melhor área de passagem, necessária devido ao aumento do volume específico do vapor, que ocorre com a queda da pressão. A Figura 3.16 mostra uma válvula de extração, tipo grade, para baixa pressão.

Figura 3.16 – Válvula de controle de extração,
tipo grade, para baixa pressão.

VÁLVULAS DE BLOQUEIO AUTOMÁTICO

A maneira usual de parar uma turbina a vapor é pelo fechamento rápido de uma válvula, chamada válvula de bloqueio automático, colocada em série com válvula de controle de admissão, o que corta totalmente a admissão de vapor para a turbina. Esta válvula é também conhecida como válvula de desarme rápido e como válvula de "trip".

Em uma turbina de uso geral a válvula de bloqueio automático é mantida, durante a operação da turbina, totalmente aberta, contra a ação de uma mola, travadas por um conjunto de alavancas externas, conhecidas como gatilho e alavancas de “trip”. O gatilho de “trip” pode ser acionado pelo dispositivo de desarme por sobrevelocidade ou manualmente pelo operador, em ambos os casos liberando a alavanca de “trip”, que sob a ação da mola, como mostra a Figura 3.17, fechará a válvula de bloqueio automático, cortando a admissão de vapor e parando a turbina.

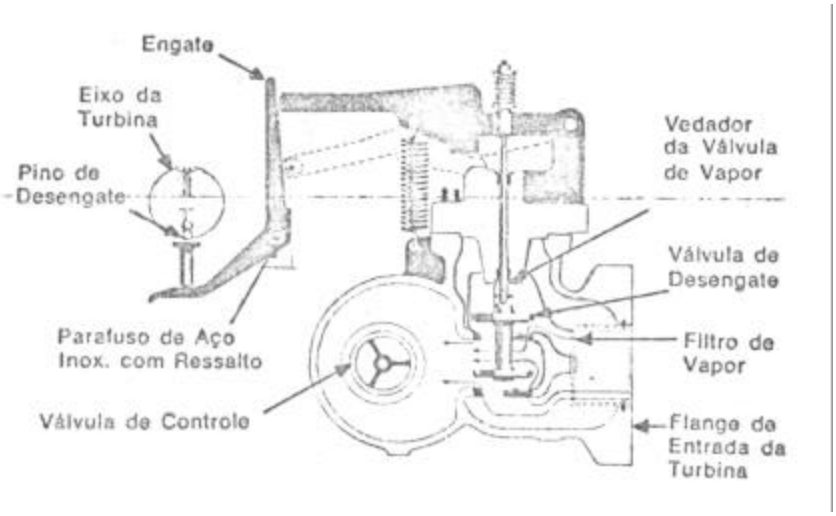


Figura 3.17 – Válvula de bloqueio automático, de uma turbina de uso geral, com acionamento mecânico

O dispositivo de desarma por sobrevelocidade consiste, como mostra a Figura 3.18, de um pino excêntrico mantido em seu alojamento, no eixo da turbina, pela força de uma mola, que contraria a força centrífuga, que tende a expulsar o pino de seu alojamento. A força centrífuga sobre o pino de "trip" aumenta à medida que aumenta a rpm da turbina. Quando é atingida uma determinada velocidade, conhecida como velocidade de "trip", a força centrífuga sobre o pino de "trip" vence a força da mola e o pino de "trip" é expulso do seu alojamento, acionando o gatilho de "trip". Este, por sua vez, libera a alavanca de "trip", o que provoca o fechamento da válvula de bloqueio automático e a parada da turbina. A velocidade (rpm) em que o dispositivo de desarme por sobrevelocidade atuará pode ser regulada, pela modificação da tensão inicial da mola.

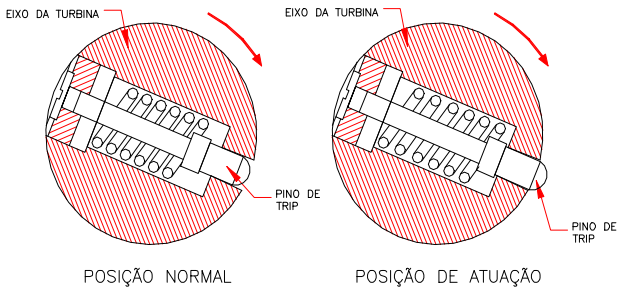


Figura 3.18 – Dispositivo de desarme por sobrevelocidade

O dispositivo de desarme por sobrevelocidade protege a turbina, impedindo que opere em velocidades superiores à velocidade de "trip", onde as tensões resultantes da força centrífuga poderiam ser perigosas para a resistência mecânica do conjunto rotativo da turbina.

Em turbinas de uso especial, a válvula de bloqueio automático, bem como as válvulas de controle de admissão, exigem forças bastante elevadas para sua movimentação e posicionamento. Por isso não podem ser acionadas simplesmente por uma transmissão mecânica, como nas turbinas de uso geral, exigindo acionamento hidráulico, que permite a ampliação do esforço de saída, respectivamente, do mecanismo de "trip" e do governador, de maneira a torná-los suficientes ao acionamento da válvula de bloqueio automático e das válvulas de controle de admissão, como mostra a Figura 3.19.

As válvulas de bloqueio automático, de acionamento hidráulico, das turbinas de uso especial, têm além da sua função específica de bloquear o vapor, para parar a turbina, quando acionada pelo operador ou por uma condição insegura qualquer, uma segunda função: controlar a vazão reduzida de vapor necessária ao

aquecimento da turbina em baixa rotação. Por esta razão, estas válvulas devem permitir uma variação contínua de sua abertura, desde a posição de desarme, totalmente fechada, até a posição de operação, totalmente aberta.

As válvulas de bloqueio automático, sejam de acionamento mecânico, sejam de funcionamento hidráulico, uma vez acionadas é parada a turbina, exigem sempre que o operador as rearme manualmente para que a turbina possa ser recolocada em operação.

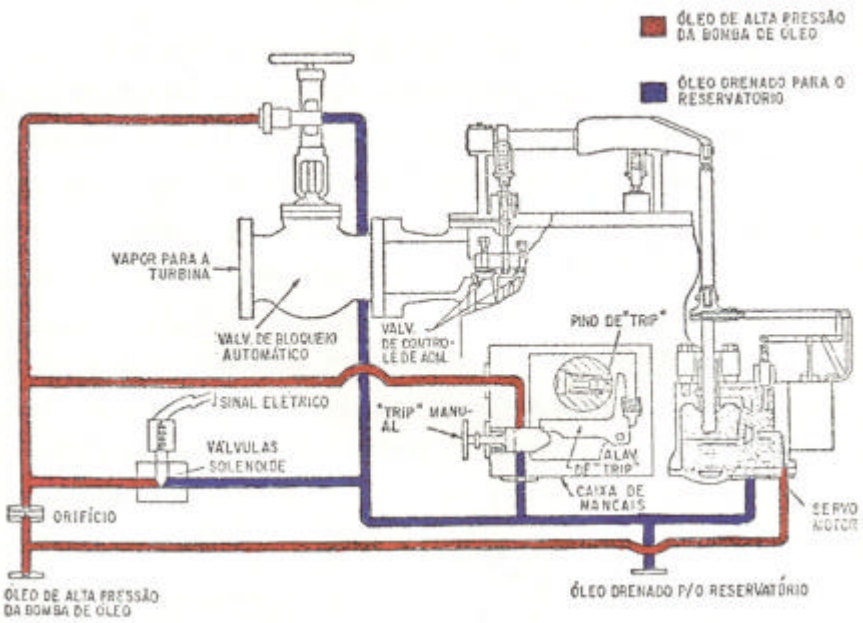


Figura 3.19 – Circuito hidráulico de acionamento da válvula de bloqueio automático e das válvulas de controle de admissão de uma turbina de uso especial..

Capítulo 4. Turbinas de uso geral e especial

TURBINAS DE USO GERAL

São máquinas de pequenas potências usadas principalmente no acionamento de bombas centrífugas, de baixo custo inicial e compactas tendo um rendimento apenas razoável em conseqüência. São normalmente de um estágio de ação, que pode ser de velocidade (a maioria) ou de pressão (para potências muito pequenas). A Figura 4.1 apresenta uma turbina de uso geral com estágio único de velocidade (Curtis) e destaca os componentes e detalhes construtivos principais.

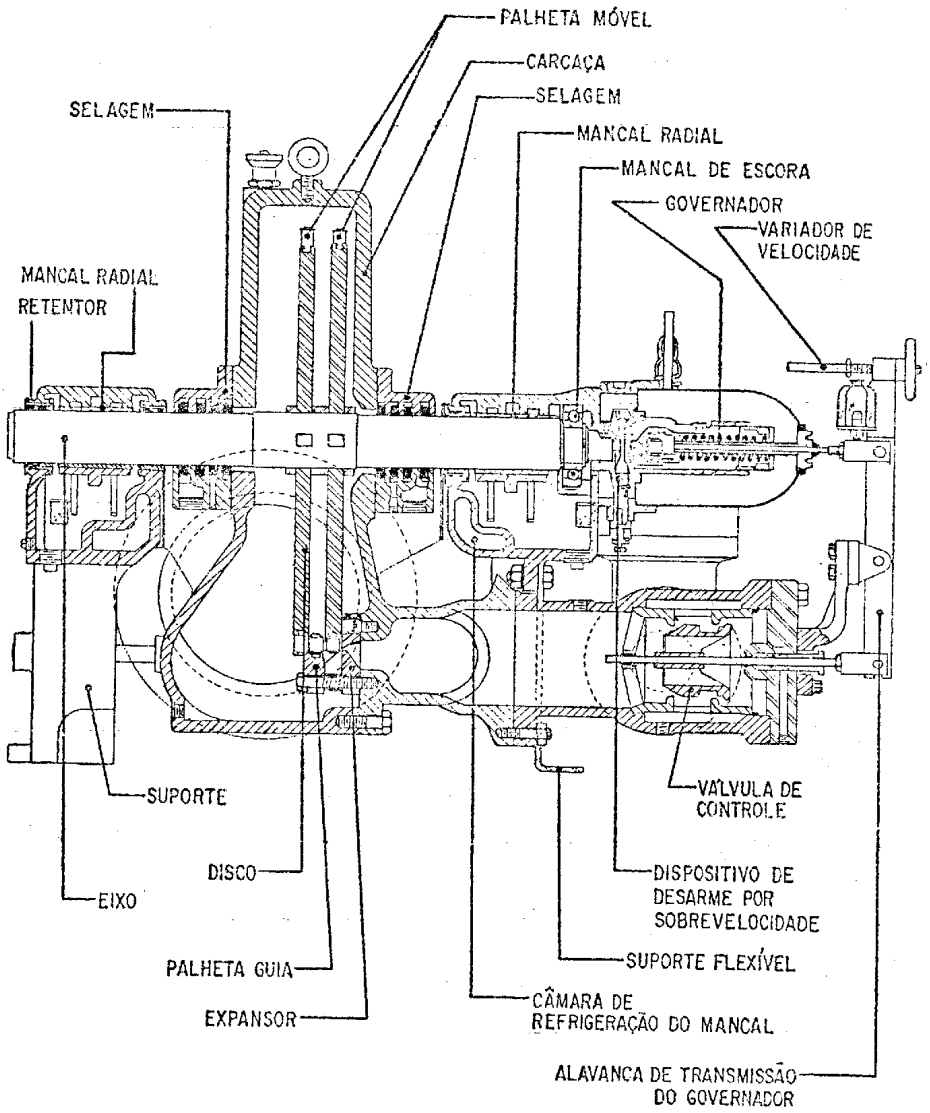


Figura 4.1 – Turbina de uso geral típica, com estágio único (de velocidade)

Têm-se basicamente dois tipos de turbinas: as turbinas de uso geral (“general purpose turbines”) e as turbinas de uso especial (“special purpose turbines”).

TURBINAS DE USO ESPECIAL

São máquinas de média ou alta potência utilizadas principalmente no acionamento de geradores elétricos ou de máquinas de processo (compressores centrífugos).

Possuem alto rendimento e trabalham com vapor de alta pressão. São de múltiplos estágios, sendo normalmente os dois primeiros de ação (normalmente de velocidade). Os estágios seguintes podem ser de ação (pressão) ou de reação, o que altera de maneira significativa a forma construtiva da turbina como mostram a Figura 4.2 e Figura 4.3, onde para as turbinas de ação temos a montagem tipo disco e diafragma e para as de reação temos a montagem tipo tambor rotativo.

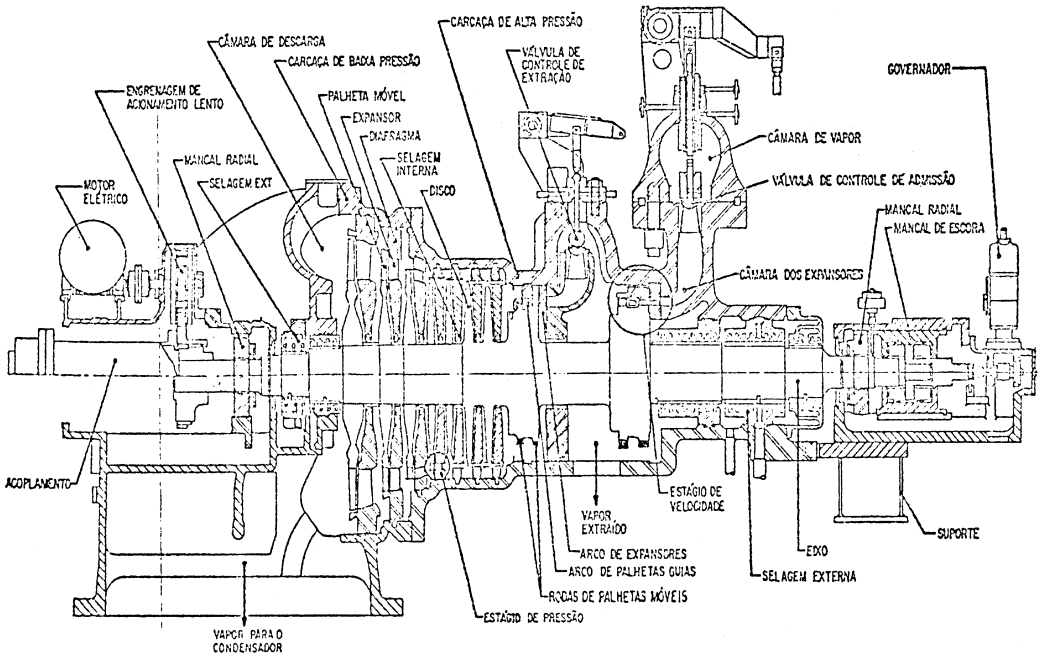


Figura 4.2 – Turbina de uso especial, de ação com extração automática, construção tipo disco e diafragma

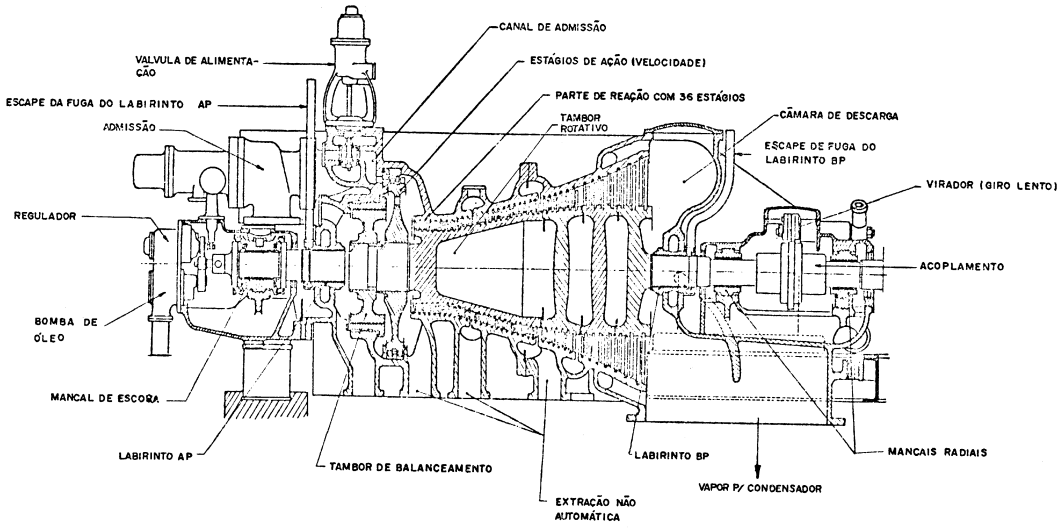


Figura 4.3 – Turbina de uso especial, de reação com extração não automática, construção tipo tambor rotativo

TIPOS CONSTRUTIVOS USUAIS

Existem dois tipos de turbina a vapor, bastante característicos em sua concepção construtiva: as turbinas de pequena potência, normalmente de estágio único, e as máquinas de média e grande potência, normalmente de estágios múltiplos.

Nas turbinas de pequena potência o projeto é orientado no sentido de obter uma máquina de baixo custo inicial, compacta, de boa confiabilidade operacional ,construtivamente simples, fácil de operar e manter, mesmo que para isto sejamos levados a certas concessões em termos de eficiência. Estas máquinas normalmente recebem vapor de média pressão e descarregam com contra - pressão. São usualmente máquinas de ação de um só estágio, que costuma ser um estágio de velocidade, podendo, entretanto, em máquinas muito pequenas ser um estágio de pressão.

Nas turbinas de média e grande potência existem duas preocupações básicas: a eficiência da máquina e sua confiabilidade operacional. A importância da eficiência cresce na medida que cresce a potência da máquina. Naturalmente quando orientamos o projeto da turbina no sentido de melhorar sua eficiência e confiabilidade, sacrificamos outras características como a simplicidade construtiva, o custo inicial, a facilidade de operação e manutenção. Estas máquinas recebem normalmente vapor de alta pressão e descarregam para condensador, na grande maioria, ou com contrapressão, em alguns casos. São sempre máquinas de estágios múltiplos, podendo ser de dois tipos: ação ou reação.

As máquinas de reação têm normalmente como primeiro estágio um estágio de ação, que costuma ser um estágio de velocidade, seguido de vários estágios de reação, dos quais para simplicidade do desenho, apenas dois estão mostrados na Figura 2.6.

Nas máquinas de ação o primeiro estágio e também usualmente um estágio de velocidade, só que agora seguido de vários, estágios de pressão.

TURBINA DE FLUXO RADIAL

O fluxo de vapor em todas as turbinas, que vimos ate agora, tinha uma direção axial. Esta e a solução adotada na grande maioria das turbinas. Existe, entretanto, um tipo de turbina, de origem sueca, conhecida como Ljungstrom, onde o fluxo de vapor tem direção radial, conforme mostrado na Figura 4.4, em duas vistas ortogonais. O vapor é admitido no centro da máquina e escoa, radialmente, através de várias rodas de palhetas, todas elas móveis e de reação, no sentido do exterior da máquina.

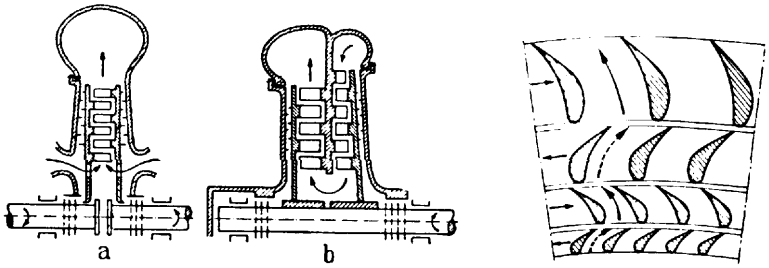


Figura 4.4 – Turbina de fluxo radial

Esta máquina de duplo sentido da rotação, de reação e de fluxo radial tem somente palhetas móveis. Cilindros alternados de palhetas móveis, todas de reação, são montados em rodas de sentido de rotação opostos. A turbina tem dois eixos, de sentido de rotação opostos, comumente utilizados para acionamento de alternadores ligados em paralelo, para assegurar eletricamente a sincronização dos dois eixos. Se cada eixo acionasse uma carga independente, haveria tendência de uma roda disparar em relação à outra.

TURBINAS USADAS EM INDÚSTRIAS

As turbinas usadas em indústrias podem, de acordo com a aplicação a que se destinam, ser enquadradas em três tipos básicos: as turbinas de uso geral, as turbinas de uso especial e os turbo-geradores.

As turbinas de uso geral (general purpose turbinas) são máquinas de pequena potência (<100 HP), usadas para acionamento mecânico de bombas e ventiladores. São máquinas compactas, normalmente possuindo um estágio único, de ação, que pode ser de velocidade nas de maior potência, ou de pressão nas menores. São máquinas de produção em série, onde a preocupação básica é obter uma máquina simples, de baixo custo inicial, mesmo que com sacrifício de sua eficiência. Trabalham em baixa rotação comumente a 3600rpm, ou mais raramente a 1800rpm.

As turbinas de uso especial (special purpose turbines) são máquinas média ou alta potência (>1000 HP), usadas para acionamento dos grandes compressores centrífugos de processo, existentes nas refinarias ,petroquímicas e siderúrgicas, que são quase sempre acionados a turbina, já que os motores elétricos não se adaptam satisfatoriamente a este serviço. A turbina a vapor ao contrario, possui todas as características necessárias ao tipo de serviço.

A primeira delas esta relacionada com a partida da máquina. Os compressores centrífugos de processo são sempre máquinas de potência elevada. Como sabemos os motores elétricos apresentam Sérios problemas de partida, à medida que sua potência Cresce. A turbina a vapor, ao Contrário, mesmo em potências elevadas não apresenta qualquer dificuldade relacionada com sua partida, a não ser uma certa demora do procedimento de partida, decorrente da necessidade de se permitir um aquecimento e dilatação uniformes da máquina.

A segunda característica esta ligada ao fato de que a maneira mais adequada para se Controlar a vazão e a pressão de descarga de um compressor centrífugo de processo e a variação de sua rotação. Qualquer tentativa de se obter um acionamento com velocidade variável, e ainda mais com potência elevada, a partir de um motor elétrico se torna bastante complicada e antieconômica. A turbina a vapor, ao contrário, se presta a variação de velocidade necessária com absoluta facilidade.

Uma terceira característica seria a rotação de trabalho dos compressores centrífugos, situada normalmente acima de 4000rpm. Para podermos acionar o compressor com um motor elétrico, nestas rotações, teríamos necessidade de utilizar um multiplicador de velocidade, entre o motor e o compressor. Já a turbina a vapor, sendo uma máquina de alta rotação, pode ser ligada ao eixo do compressor por acoplamento direto.

As turbinas de uso especial são sempre máquinas multi-estágio, podendo ser de ação (normalmente um estágio de velocidade, seguido de vários estágios de pressão) ou de reação (normalmente um estágio de velocidade, seguido de vários estágios de reação). São máquinas de projeto e fabricação especial, para cada aplicação específica. A preocupação com a eficiência e a confiabilidade operacional passa a ser características fundamentais da máquina, resultando em máquinas de custo inicial elevado. Estas máquinas trabalham normalmente em rotação elevada, com possibilidade de variação de velocidade dentro de certa faixa.

Finalmente as turbinas que acionam os geradores elétricos, existentes na central termo - elétrica da industria, são bastante semelhantes às turbinas de uso especial. Inclusive a potência dos turbo - geradores e usualmente próxima da potência das turbinas que acionam os maiores compressores centrífugos em refinarias. Existem, porém, duas diferenças básicas entre ambas: os turbo - geradores trabalham a rotação baixa e constante (3600rpm é a velocidade usual para geração de corrente de 60 C/s) e costumam possuir uma Possibilidade de extração de vapor, em um estágio intermediário, para fornecimento de vapor de media pressão, para consumo da industria

Embora no caso específico das refinarias e siderúrgicas os turbo - geradores sejam bastante semelhantes às turbinas que acionam os compressores centrífugos, os turbo - geradores usados nas grandes centrais termo - elétricas de serviço público já possuem características bastante diferentes. O objetivo de uma grande central termo - elétrica de serviço público é produzir e vender energia elétrica. Seu lucro será tanto maior quanto menor for o custo da energia gerada. A maneira de diminuir o custo da energia gerada e aumentar o rendimento do ciclo. Buscando esta melhoria de rendimento, as centrais termo - elétricas moderna tem trabalhado com condições de vapor (pressão e temperatura) crescentes e com potências bastante grandes por máquina. O fato de receberem vapor a alta temperatura e possuírem grande potência fazem com que estas máquinas tenham algumas características bem diferentes dos turbo - geradores industriais, que são máquinas de menor porte e que não trabalham com condições de vapor tão severas.

Capítulo 5. Tipos e Aplicações

INTRODUÇÃO

As turbinas a vapor são partes de um sistema gerador de potência. As instalações de potência com turbina a vapor visam, fundamentalmente, obter energia elétrica ou mecânica e vapor para processo industrial.

Basicamente, as centrais a vapor são plantas transformadoras de energia, isto é, elas transformam:

Energia Calorífica → Energia Mecânica → Energia Elétrica,

como podemos verificar pela Figura 5.1, que representa os componentes básicos de uma instalação típica.

A geração de energia elétrica pode ser através de centrais termelétricas convencionais ou nucleares e a geração de energia mecânica tem a finalidade básica de acionar máquinas rotativas, como bombas centrífugas, compressores centrífugos e axiais, ventiladores, etc.

As condições (temperatura e pressão) do vapor em uma turbina variam com as necessidades de cada aplicação, tendo como limite superior condições em torno de 306atm e 650ºC.

Quanto à potência desenvolvida podemos ter desde 1HP, usadas para acionamento mecânico de máquinas de pequeno porte, até turbinas de 1200MW, para acionamento de geradores, em grandes centrais termoelétricas.

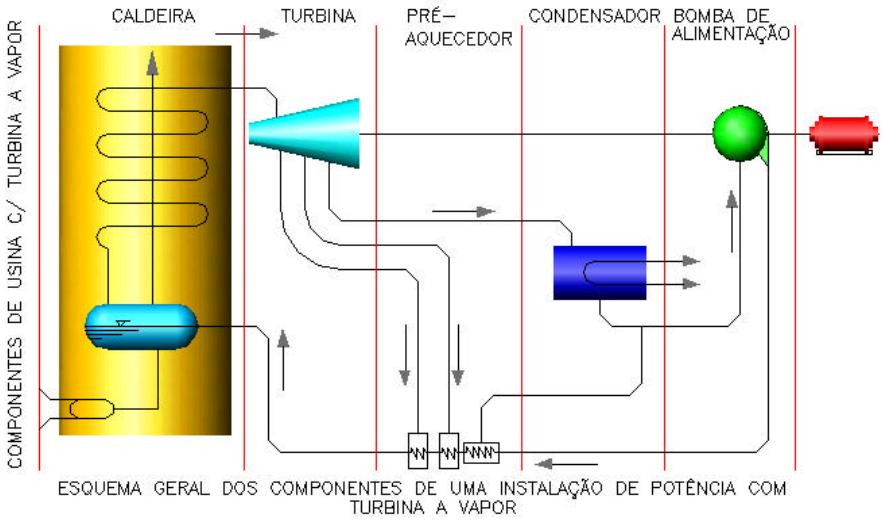


Figura 5.1 – Componentes básicos de uma instalação típica

As turbinas que acionam os geradores elétricos são normalmente ligadas por acoplamento direto (grande porte) girando a 3600rpm (gerador de dois pólos) ou em 1800rpm (gerador de quatro pólos), para que a corrente gerada tenha uma freqüência de 60Hz, ou ligadas por meio de um redutor de velocidade (menor potência) o que possibilita rotações maiores que 3600rpm.

TIPOS BÁSICOS

De acordo com sua pressão de descarga as turbinas podem ser divididas em: de condensação, quando a pressão de descarga for menor que a atmosférica, e de contra-pressão (ou não-condensante), quando a pressão de descarga for superior à atmosférica.

Quanto ao fluxo de vapor que passa pelas turbinas, como mostra a Figura 5.2, teremos:

- de fluxo direto
- com reaquecimento
- com extração automática
- com indução
- com duplo fluxo
- com extração-indução
- com extração não-automática

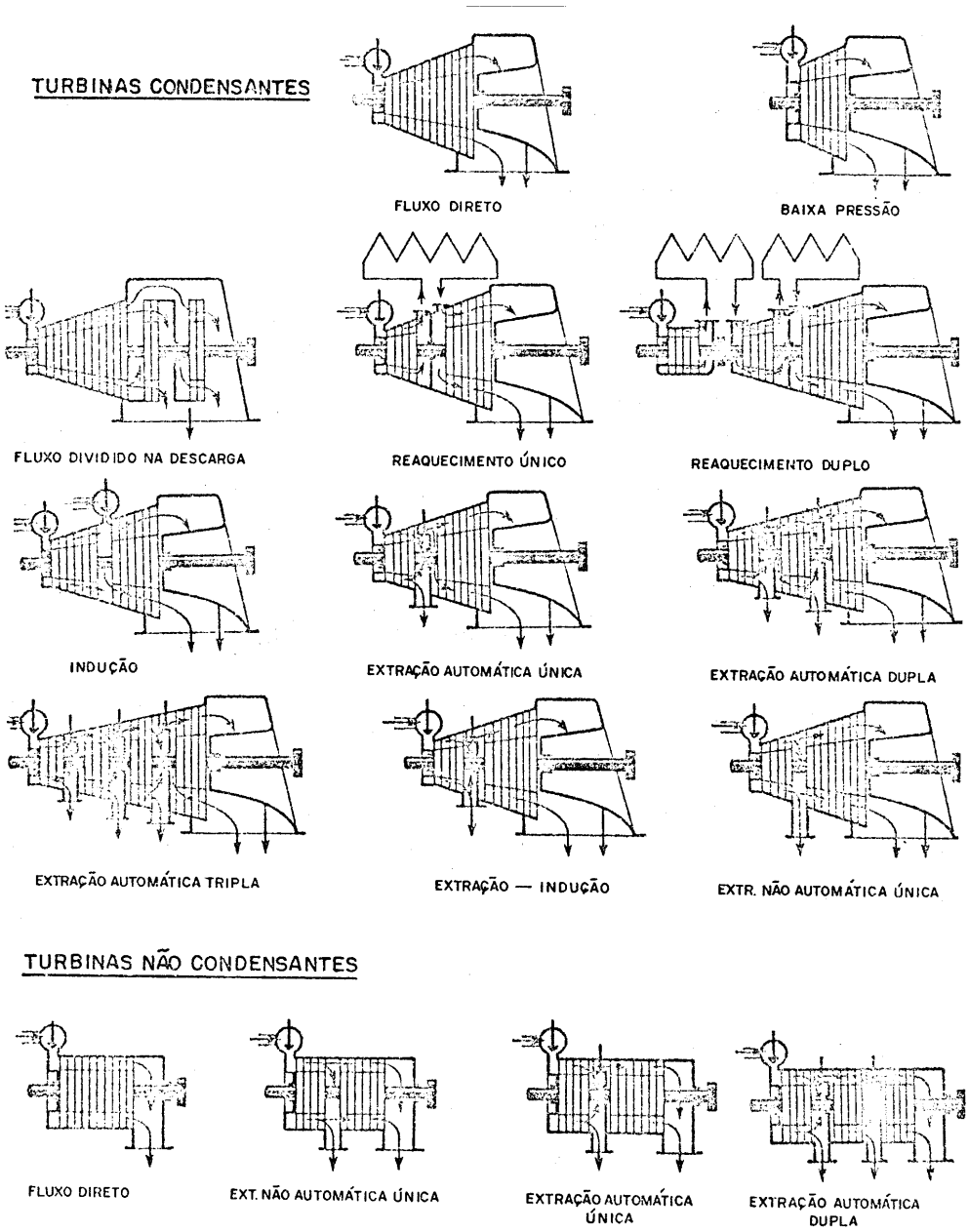


Figura 5.2 – Turbinas a vapor condesantes e não condensantes.
Tipos básicos com relação ao fluxo através da turbina

a) <u>Turbina de Fluxo Direto (simples fluxo)</u>

É a turbina em que o vapor admitido atua do primeiro ao último estágio sem qualquer retirada de vapor.

b) <u>Turbina com Reaquecimento</u>

Todo o fluxo de vapor admitido na máquina é retirado em um estágio intermediário, reaquecido na caldeira, e retorna ao estágio seguinte da turbina, de onde evolui, através dos estágios finais, até a descarga. Algumas vezes encontramos turbinas com reaquecimento duplo.

c) Turbinas com Extração Automática

Há em um, dois ou três estágios intermediários, uma retirada parcial de vapor, para fins de aquecimento ou uso no processo industrial. A pressão do vapor extraído é mantida constante por meio das válvulas de controle de extração. O sistema de controle de uma turbina com extração automática atua simultaneamente sobre as válvulas de controle de admissão e sobre as válvulas de controle de extração, para manter constantes a velocidade da turbina e a pressão do vapor extraído, quaisquer que sejam as flutuações da carga e da demanda de vapor extraído, desde é claro que não seja excedida a capacidade máxima da máquina.

d) Turbinas com Extração Não-Automática

Pode haver até nove pontos de retirada de vapor, em diferentes estágios e pressões. A pressão do vapor extraído, em cada ponto de extração, de uma turbina com extrações não-automáticas, varia com as flutuações da carga da turbina. Estas variações de pressão, embora inadmissíveis se o vapor estiver sendo extraído para uso em um processo industrial, podem perfeitamente ser aceitas se o vapor extraído for usado apenas para aquecimento regenerativo da água de alimentação da caldeira, nos ciclos regenerativos das grandes centrais termelétricas de serviço público.

e) Turbina de Indução

Se em uma determinada instalação houver disponibilidade de dois fluxos de vapor, um de alta pressão e outro de média pressão, ambos podem ser combinados para acionar uma turbina de indução.

f) Turbina com Extração-Indução

Em alguns casos particulares de instalações onde ora há um consumo de vapor de média pressão, ora há uma produção deste mesmo vapor, poderemos usar uma turbina com extração-indução.

g) Turbinas com duplo fluxo

Em turbinas de condensação de potência elevada, as áreas necessárias à passagem do vapor crescem exageradamente nos últimos estágios da máquina, o que obrigaria o uso de palhetas de altura excessiva nestes estágios finais. Para diminuir os inconvenientes mecânicos que resultariam destas palhetas muito grandes, emprega-se nestes casos, turbinas com fluxo dividido na descarga.

APLICAÇÕES DE TURBINAS DE MÚLTIPLOS ESTÁGIOS

Contrapressão Direta

a) Contrapressão de atmosfera até 5 kgf/cm^2

Aplicações:

1. Quando todo ou praticamente todo o vapor de exaustão pode ser usado para processo ou aquecimento.
2. Quando o custo do vapor disponível é baixo.
3. Quando o condensado não puder ser aproveitado no sistema de processo.
4. Para unidades de pequena potência

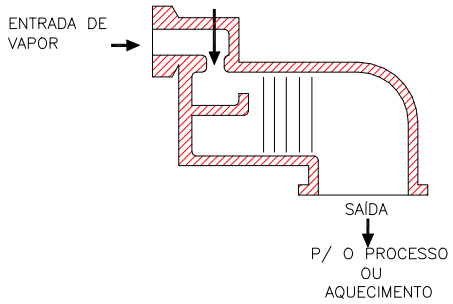


Figura 5.3 – Contrapressões atmosféricas até 5 kgf/cm²

b) Contrapressões de 5 kgf/cm^2 até 50 kgf/cm^2

Aplicações:

1. Como turbina de topo, sendo o vapor de exaustão utilizado para acionar outros equipamentos.
2. Onde pressões de vapor altas e moderadas são requeridas para o processo.

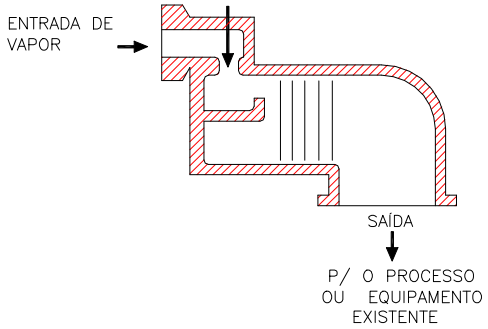


Figura 5.4 – Contrapressões atmosféricas de 5 kgf/cm² até 50 kgf/cm²

Contrapressão com Simples Extração ou Sangria

Aplicações:

1. Quando o processo requer vapor em dois níveis de pressão diferentes.
2. Quando as necessidades de vapor no processo são variáveis e intermitentes.

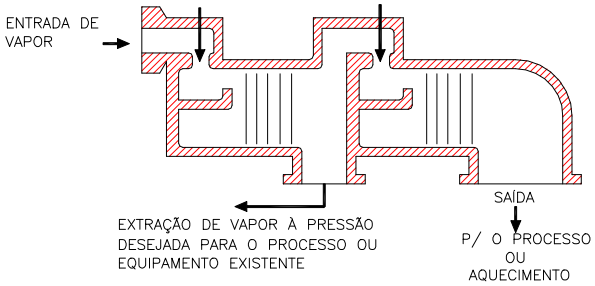


Figura 5.5 – Contrapressão com simples extração ou sangria

Contrapressão com Dupla Extração ou Sangria

Aplicações:

1. Quando o processo requer vapor em três níveis de pressões diferentes.
2. Quando as necessidades de vapor no processo são variáveis e intermitentes.
3. Quando for requerido vapor para acionar outros equipamentos no sistema.

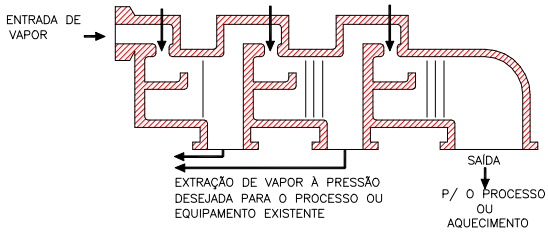


Figura 5.6 – Contrapressão com dupla extração ou sangria

Contrapressão com Indução

Aplicações:

1. Quando existe fornecimento variável ou intermitente de vapor vindo do processo ou quando o vapor de exaustão de outro equipamento pode ser aproveitado.
2. Quando a potência a ser produzida é maior do que aquela que poderia ser gerada com o vapor disponível na entrada da turbina

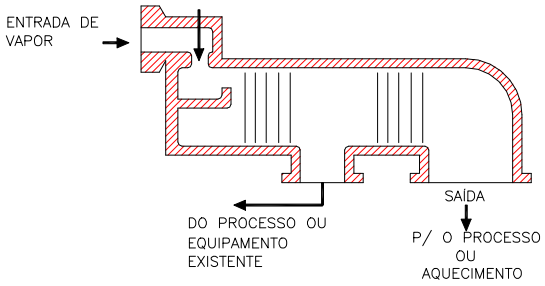


Figura 5.7 – Contrapressão com indução

Contrapressão com Indução ou Sangria

Aplicações:

1. Quando em determinados períodos de tempo existir excesso de vapor à baixa pressão, e em outros períodos, falta.

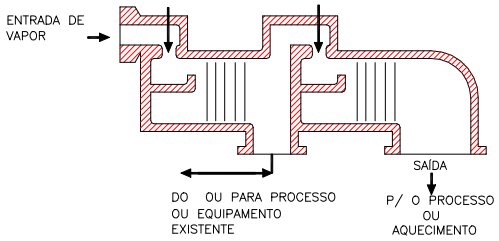


Figura 5.8 – Contrapressão com indução ou sangria

Condensação Direta

Aplicações:

1. Quando o vapor de exaustão não pode ser utilizado e a energia deva ser gerada com a menor quantidade possível de vapor.
2. Para assegurar a máxima produção de energia em instalações com capacidade de caldeira limitada.

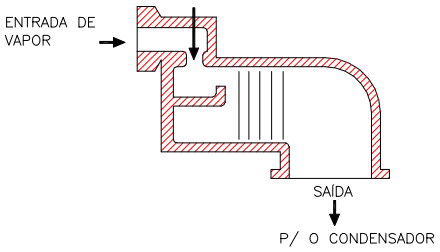


Figura 5.9 – Condensação direta

Condensação com Simples Extração ou Sangria

Aplicações:

1. Quando as necessidades de vapor no processo são variáveis e intermitentes.
2. Quando as necessidades de vapor no processo são de tal ordem que toda a potência requerida não poderia ser produzida pelo vapor necessário ao processo ou aquecimento.

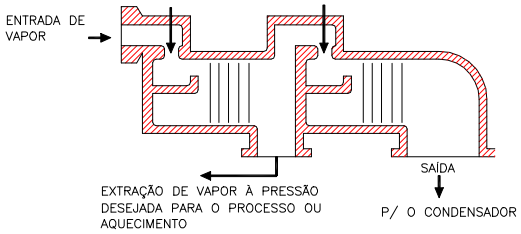


Figura 5.10 – Condensação com simples extração ou sangria

Condensação com Dupla Extração ou Sangria

Aplicações:

1. Quando o processo requer vapor em dois níveis de pressões diferentes.
2. Quando as necessidades de vapor no processo são variáveis e intermitentes.
3. quando toda a potência requerida não possa ser gerada pela quantidade de vapor requerida para o processo.

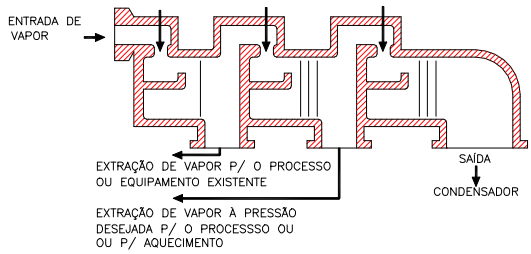


Figura 5.11 – Condensação com dupla extração ou sangria

Condensação com Indução

Aplicações:

1. Quando existe a possibilidade de se fornecer vapor de baixa pressão em condições variáveis ou intermitentes.
2. Quando a potência a ser gerada for maior do que aquela que poderia ser produzida com vapor de baixa pressão disponível.

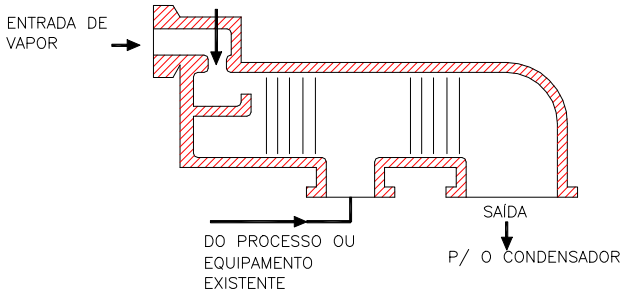


Figura 5.12 – Condensação com indução

Condensação com Indução ou Sangria

Aplicações:

1. Para fornecer vapor ao processo ou utilizar vapor vindo do processo quando este for disponível.

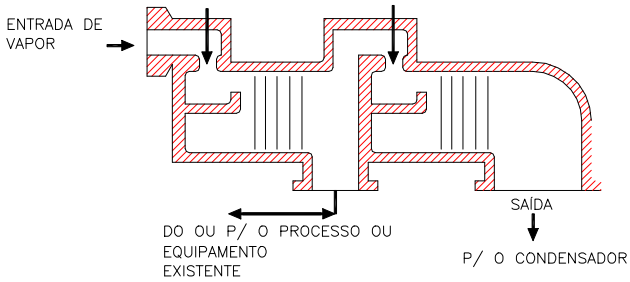


Figura 5.13 – Condensação com indução ou sangria

Condensação com Vapor de Baixa Pressão

Aplicações:

1. Quando o fornecimento de vapor à baixa pressão for constante ou aproximadamente constante.

2. Quando em uma turbina de contrapressão o vapor de exaustão, em determinados períodos, não puder ser utilizado para o processo ou aquecimento.
3. Para aumentar a potência gerada em uma instalação, sem necessidade de aumentar a capacidade de caldeira.

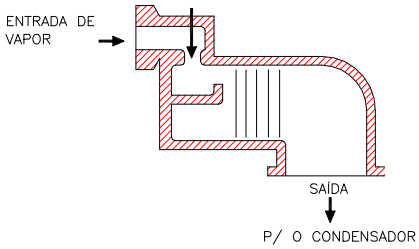


Figura 5.14 – Condensação com pressão de baixa pressão

TURBINAS COMPOSTAS EM SÉRIE E EM PARALELO

As turbinas usadas industrialmente dificilmente têm potência superior a 20.000HP e por isso são usualmente máquinas de carcaça única e conjunto rotativo único.

Já para as turbinas de grande potência, usadas nas centrais termelétricas, cuja potência pode chegar a 1.200.000kW, a construção com carcaça única e conjunto rotativo único torna-se praticamente impraticável. Adotam-se, então, construções compostas, com mais de uma carcaça e mais de um conjunto rotativo, como mostra a Figura 5.15.

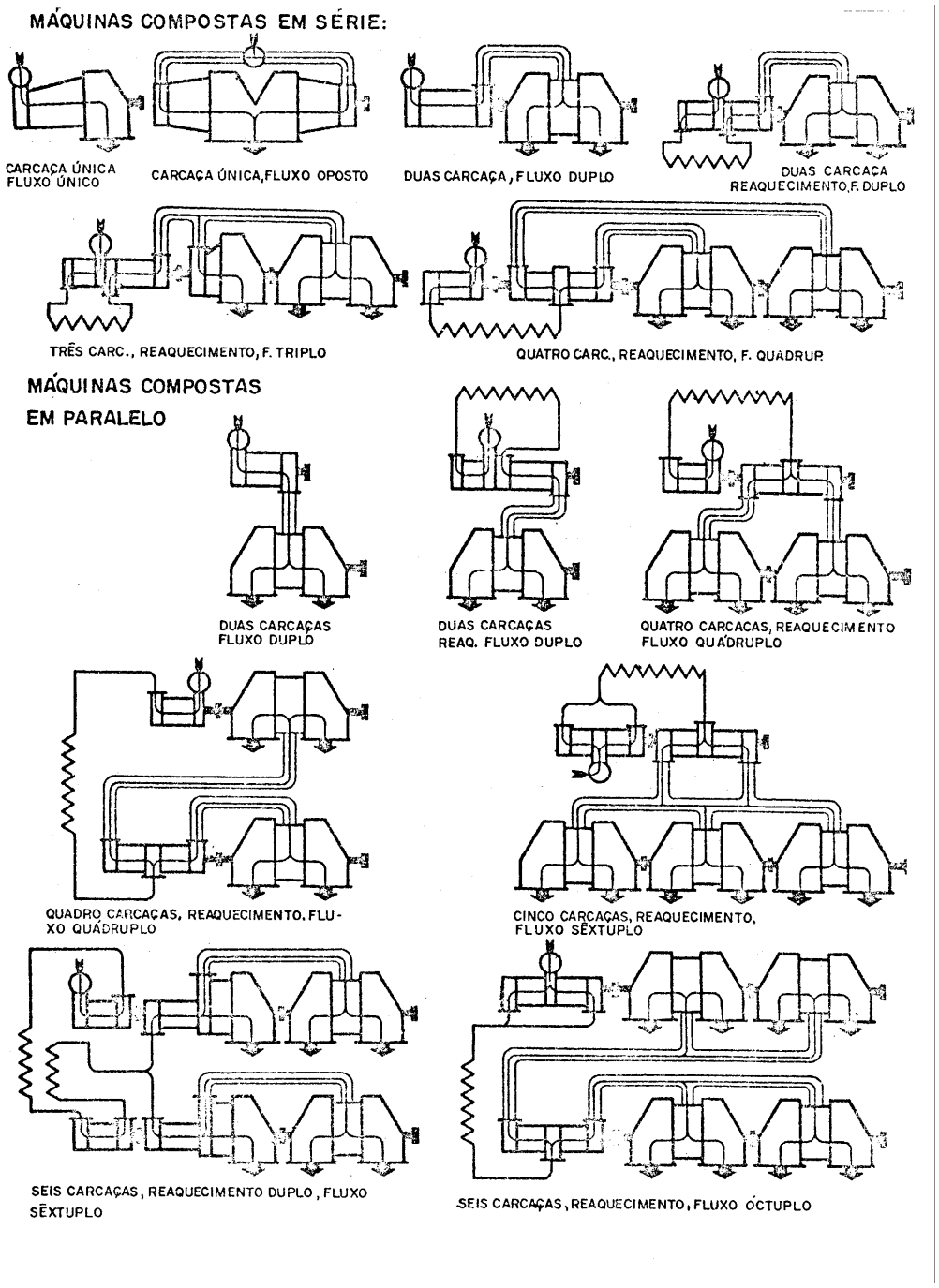


Figura 5.15 – Turbinas compostas em série e em paralelo

TIPOS CONSTRUTIVOS USUAIS

I – Turbina composta em paralelo ou em série

a) Seção de alta pressão

A carcaça de alta pressão de uma turbina composta em paralelo possui câmaras de vapor independentes da carcaça. As válvulas de bloqueio automático são montadas nas câmaras de vapor. Tubulações ligam as câmaras de vapor às diversas câmaras de expansores no interior da turbina. A

construção adotada, com carcaça dupla, permite o resfriamento com vapor das partes que trabalham a alta temperatura, além de conduzir a menores espessuras de paredes tanto na carcaça interna como na carcaça externa, reduzindo os problemas de tensões térmicas. A descarga desta seção de alta pressão normalmente retorna a caldeira, para reaquecimento. O vazamento de vapor através da selagem desta seção é usualmente encaminhado para um estágio de baixa pressão da turbina, onde será aproveitado.

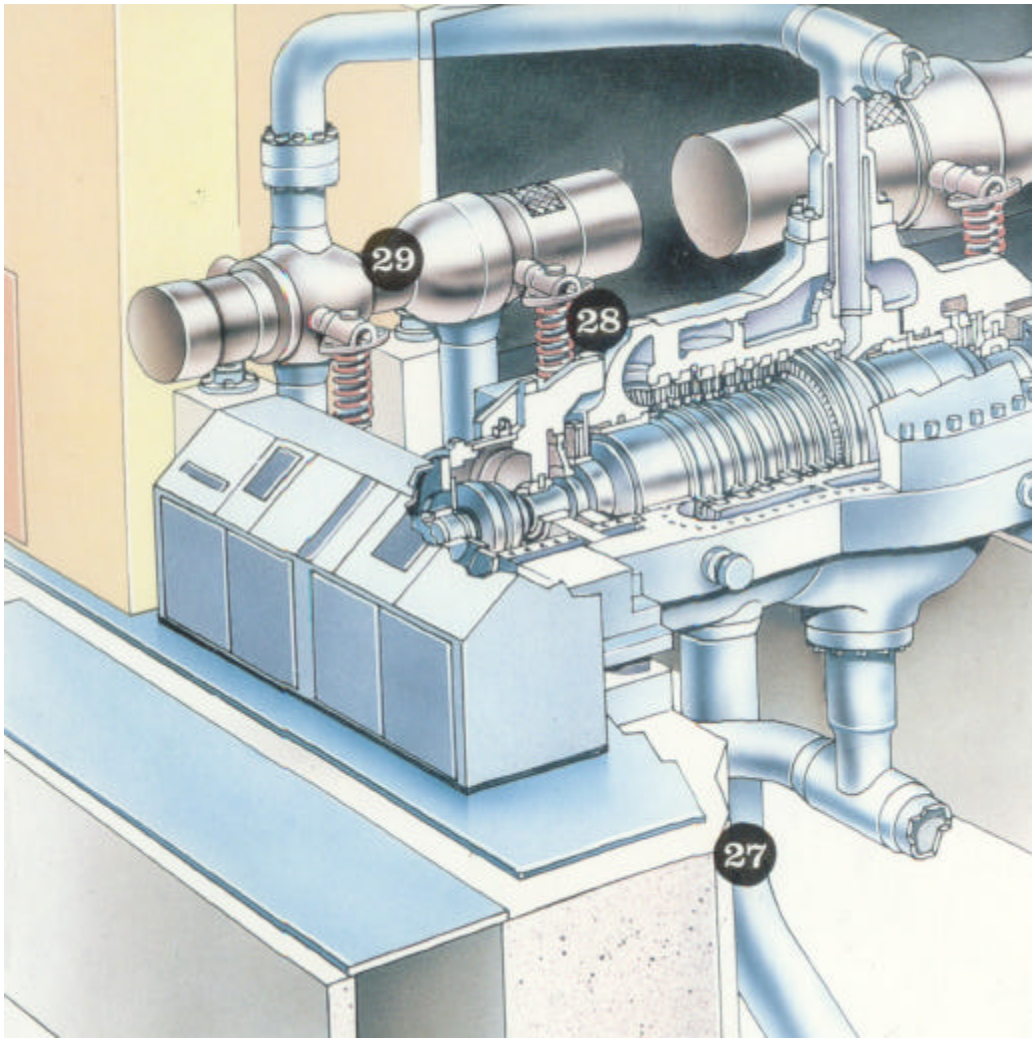


Figura 5.16 – Seção de alta pressão

onde:
27 – Tubo de Trabalho do Reaquecedor
28 – Cilindro de Alta Pressão
29 – Válvulas das Câmaras de Alta Pressão

b) <u>Seção de média pressão</u>

A seção de pressão intermediária é mostrada aqui, juntamente com a terça parte da seção de baixa pressão de uma turbina de fluxo triplo na descarga. O vapor reaquecido, que retorna da caldeira, é admitido no estágio inicial desta seção (do centro para a direita). Depois de passar através de três estágios de reação,

um terço do fluxo total de vapor segue através de mais três estágios à direita e então é levado através de uma tabulação externa até o primeiro dos seis estágios da seção de baixa pressão, que aparece na Figura 5.17. Os restantes dois terços do fluxo de vapor deixam a seção intermediária, através de uma outra tabulação externa, e são levados para as outras duas seções de baixa pressão não mostradas na figura.

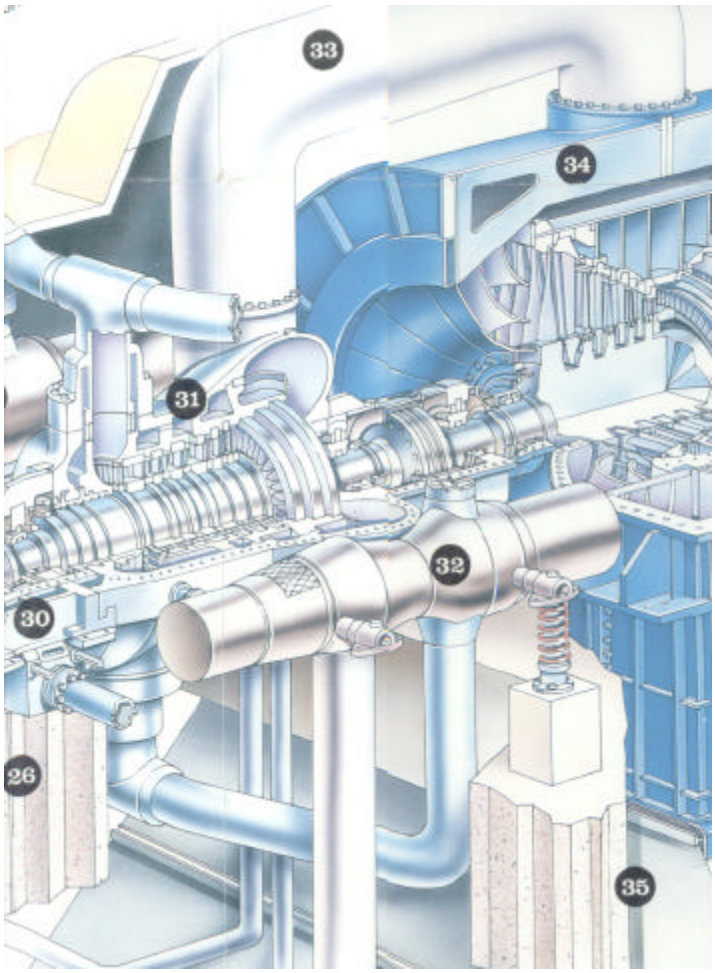


Figura 5.17 – Seção de média pressão

onde:

26 – Base de Concreto da Turbina

30 – Base de Pressão

31 – Cilindros de Pressão Intermediária (Média)

32 – Válvulas das Câmaras de Média Pressão

33 – Tubo de Passagem de Vapor

34 – Cilindro de Baixa Pressão

35 – Condensador

c) <u>Seção de baixa pressão</u>

Esta seção de baixa pressão e fluxo duplo recebe o vapor descarregado pela seção de média pressão. O vapor é admitido no centro e se divide em dois fluxos opostos, um dirigido para cada extremidade da máquina, ambos em direção paralela ao eixo. O último estágio é seguido por um difusor, que permite recuperar parte da energia cinética residual ao vapor antes de descarregá-lo para o condensador. As palhetas dos últimos estágios têm forma torcida porque sua altura é bastante significativa em relação ao diâmetro total do estágio.

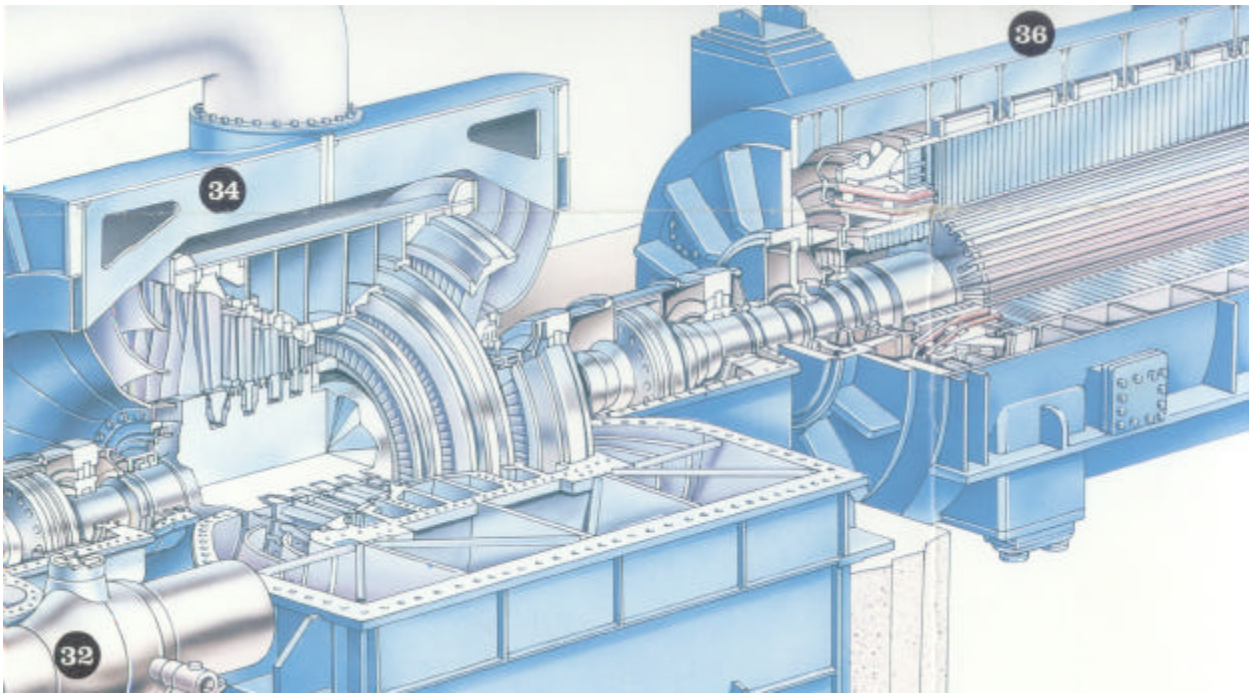


Figura 5.18 – Seção de baixa pressão e Gerador

onde:

36 - Gerador

II – <u>Turbina composta em série, duplo fluxo, com reaquecimento</u>

Nesta turbina composta em série o vapor é admitido na carcaça de alta pressão, onde trabalha através de seus vários estágios. O vapor reaquecido é admitido na seção de média pressão, onde trabalha do centro para a esquerda. O vapor descarregado desta seção é levado por uma tubulação externa para o centro da seção de baixa pressão, onde trabalha com fluxo dividido. Após percorrer a seção de baixa pressão o vapor é descarregado para o condensador.

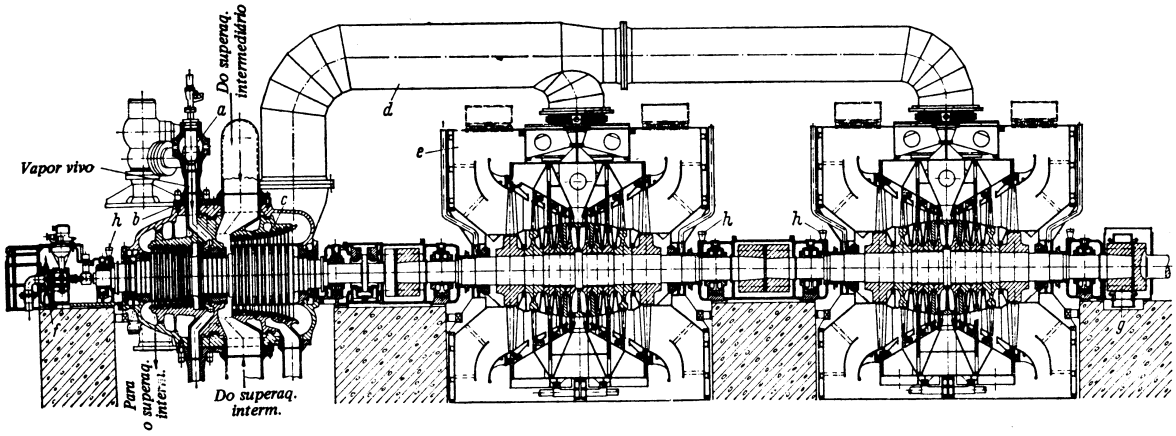


Figura 5.19 – Turbina composta em série, duplo fluxo, com reaquecimento

III – Turbina de uso especial, multi-estágio, de ação, condensante, com extração não automática

Nesta turbina a câmara de admissão de vapor é integral com a carcaça e tem as válvulas de controle acionadas por cames. O primeiro estágio é um estágio de velocidade, com admissão de vapor em toda a circunferência. Dois pontos de extração não-automática permitem retiradas de vapor para aquecimento regenerativo da água de alimentação da caldeira. Os últimos cinco estágios tem palhetas torcidas, com grau de reação variável ao longo da altura da palheta; os outros estágios têm palhetas de ação pura. Nesta construção tipo disco-diafragma, típica para turbinas de ação, os diafragmas são simplesmente encaixados na carcaça.

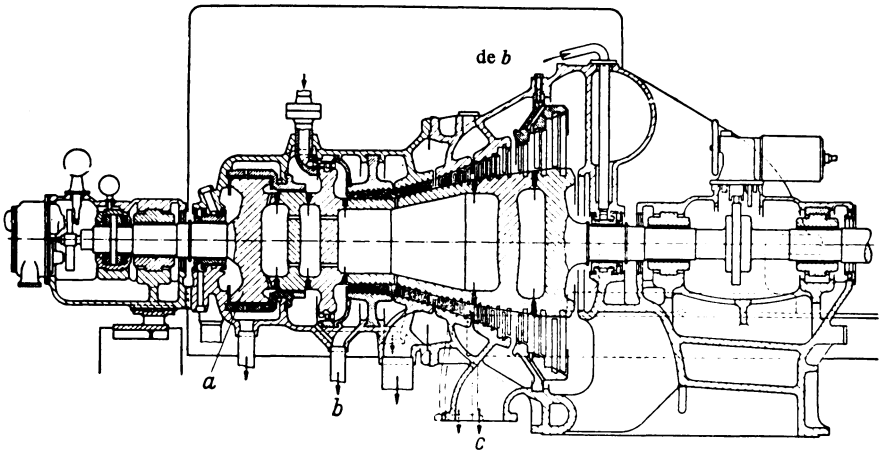


Figura 5.20 – Especial, multi-estágio, de ação, condensante, com extração não-automática

IV – Turbina de uso especial, multi-estágio, de ação, condensante, com extração não-automática e fluxo dividido na descarga

Nesta turbina condensante o vapor é admitido a 600psi (42,18 kgf/cm²) e 750ºF (398,9ºC) e descarregado a $3{,}5inHg_{abs}$ (1,21kgf/cm²). O arranjo com fluxo dividido no último estágio permite que as palhetas deste estágio sejam menores e que a turbina possa trabalhar até 6.500 rpm, para acionamento mecânico. O flange de descarga desta máquina está colocado na metade superior da carcaça, o que não é uma construção usual. A construção adotada é tipo disco-e-diafragma, característica de ação, e todos os estágios possuem palhetas de aço.

V – Turbina de uso especial, multi-estágio, de reação, condensante, com extração não-automática

Nesta turbina de construção tipo tambor rotativo, característica de turbina de reação, o primeiro estágio é um estágio de velocidade, ao qual se seguem vários estágios de reação.

Um tambor de balanceamento, à esquerda, alivia a carga sobre o mancal de escora, resultante do empuxo axial dos estágios de reação. O tambor rotativo desta máquina, de origem européia, é obtido por construção soldada a partir de várias seções forjadas. O tambor soldado é tratado termicamente e usinado para receber as palhetas móveis. Existem quatro pontos de extração não-automática de vapor para aquecimento regenerativo de água de alimentação da caldeira.

VI – Turbina de fluxo radial

Esta turbina aciona dois geradores de corrente alternada, um ligado a cada ponta de eixo. Os geradores devem ser ligados em paralelo, para que o sincronismo elétrico mantenha velocidades iguais em ambos, impedindo uma roda de disparar em relação à outra. Esta máquina por esta razão não pode ser usada para acionamento mecânico, mas somente para geração de energia elétrica. Este tipo de turbina não tem muito sucesso comercial, pois embora apresente boa eficiência, é um pouco complicada mecanicamente.

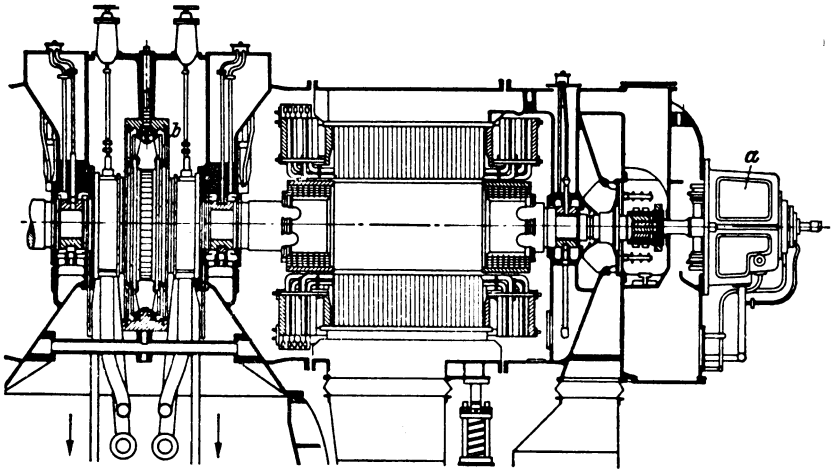


Figura 5.21 – Turbina de fluxo radial

VII – Turbina de uso geral, com um estágio de velocidade

Esta turbina de uso geral com estágio de velocidade é a construção típica para turbinas que acionam bombas centrífugas de processo em refinarias. Podem ser projetadas para potências que vão desde pouco mais de 1HP até cerca de 500HP. Como mostra a Figura 5.22 estas turbinas possuem normalmente mancais radiais de deslizamento, lubrificados por anel pescador; mancal de escora de rolamento; selagem por anéis de carvão; válvula de controle de admissão única e válvulas parcializadoras manuais; governador mecânico com transmissão mecânica; carcaça de partição horizontal.

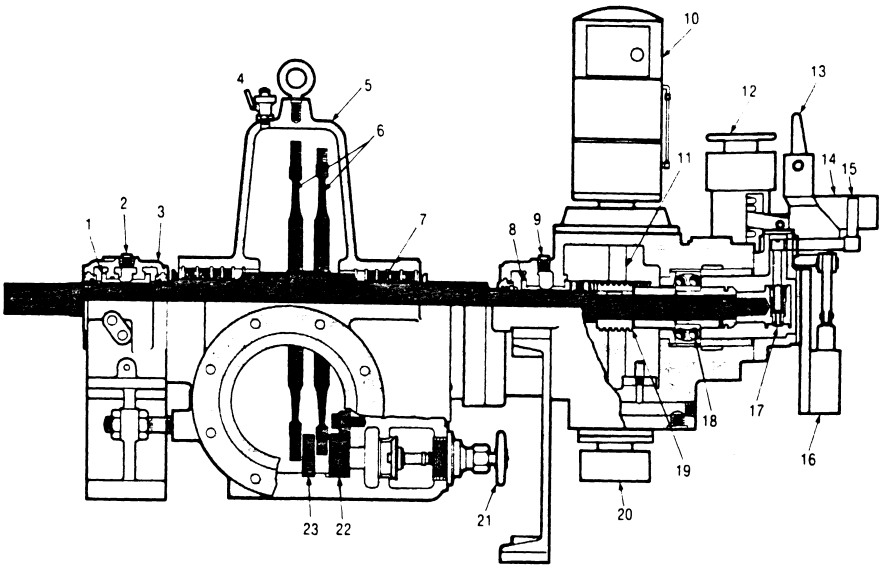


Figura 5.22 – Turbina de uso geral, com um estágio de velocidade

VIII – Turbina de uso geral, com um estágio de pressão

Esta turbina tem uma construção típica para máquinas de pequena potência (até no máximo 100 HP). Possui apenas um estágio de pressão, mancais radiais de rolamento e partição vertical da carcaça, que são, todas as três, soluções construtivas empregadas somente em máquinas de pequena potência.

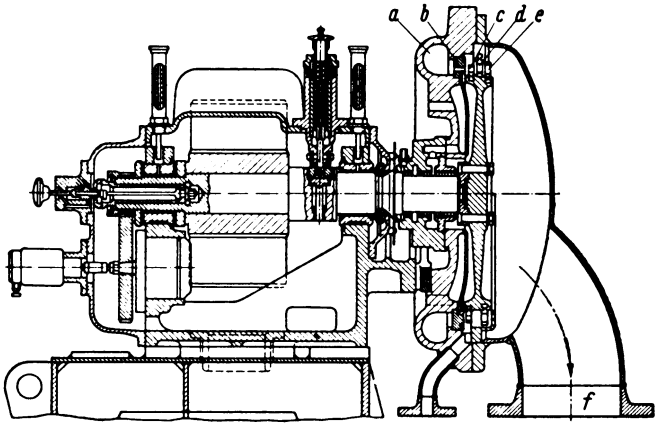


Figura 5.23 – Turbina de uso geral, com um estágio de pressão

IX – Turbina de uso geral, multi-estágio

Em certas aplicações típicas de turbina de uso geral, porém com potência um pouco superior ao usual (normalmente em uma faixa que vai de 500 a 1.000HP), a turbina empregada embora mantenha todas as demais características de turbina de uso geral, como por exemplo mancais radiais lubrificados por anel pescador, selagem por anéis de carvão, governador mecânico de ação direta, válvula de controle única com válvulas parcializadoras manuais, terá não apenas um estágio de velocidade, mas sim um estágio de velocidade seguido por alguns estágios de pressão.

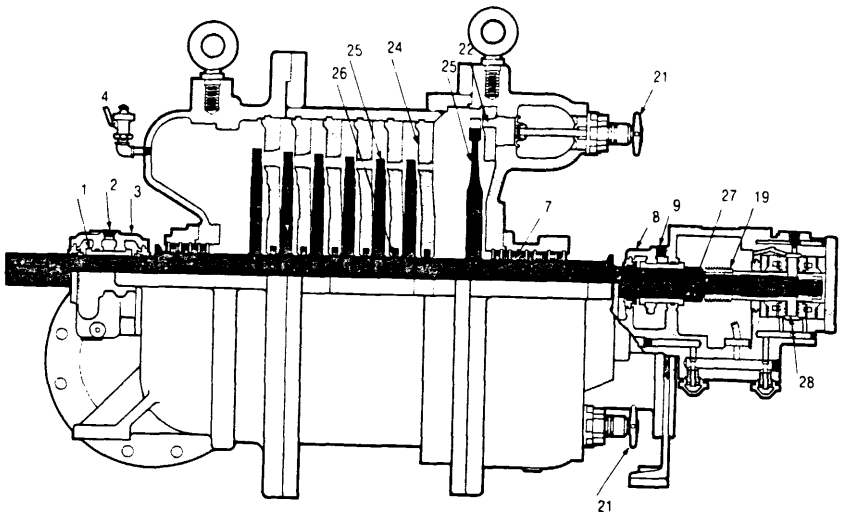


Figura 5.24 – Turbina de uso geral, multi-estágio

Capítulo 6. Materiais Empregados

Cada componente de uma turbina, em virtude de trabalhar sob diferentes condições de serviço, sua dimensão, tipo de fabricação, esforços a que está submetido, leva a definir um certo número de critérios que permite escolher entre os diversos materiais que poderiam ser empregados em sua fabricação, aquela que permita assegurar os serviços exigidos nas condições mais econômicas possíveis.

A capacidade dos materiais para desempenhar o papel que lhe é designado se define e controla mediante ensaios mecânicos, químicos, metalográficos e elétricos em peças acabadas ou em processo de fabricação.

As partes críticas de uma turbina, quanto a material, são aquelas em contato com o vapor de admissão (alta pressão, alta temperatura) visto que as características mecânicas de um metal se modificam bastante com a elevação da temperatura. A partir dos 400ºC aparece o fenômeno de fluência no aço e, modifica a resistência e a resiliência, e diminui de maneira não desprezível o módulo de elasticidade.

Além disto os materiais devem satisfazer determinadas condições físicas e químicas, como por exemplo:

- apresentar boa resistência à oxidação e corrosão;
- apresentar boa estabilidade estrutural sob elevada temperatura durante um espaço de tempo prolongado;
- apresentar dureza superficial para resistir a erosão (palhetas B.P. em turbinas de condensação);
- ser soldável, pois em alguns casos o único modo de montagem (resistência e construção) é a soldagem.

O aço é o material mais utilizado na construção das turbinas a vapor e para melhorar sua qualidade, deve ser aliado a outros elementos tais como, cromo, molibdênio, níquel, vanádio, titânio, magnésio, formando ligas capazes de satisfazer as condições mencionadas. É bom salientar que estes elementos de ligas são caros, aumentando assim o custo da máquina.

CARCAÇA

O material empregado na carcaça da turbina pode ser ferro fundido, aço ou liga de aço, dependendo das condições pressão e temperatura. De uma forma geral, as carcaças são bipartidas horizontalmente, como mostra a Figura 6.1 e unidas por parafusos prisioneiros com junta metálica entre elas. A carcaça pode ser sub-dividida ao longo do seu comprimento o que caracteriza as seções de alta e baixa pressões.

a) Carcaça de alta pressão

É sempre uma peça fundida, com câmara de vapor independente em máquinas de altas pressão e temperatura para minimizar os problemas da dilatação térmica.

Para condições moderadas de temperatura e pressão do vapor, a carcaça de alta pressão pode ser fabricada em carbono fundido. À medida que as condições da pressão e temperatura de vapor vão se tornando mais severas, o material da carcaça de alta pressão muda para um aço de baixa liga fundido, um aço inoxidável ferrítico, ou mesmo, em condições extremas, um aço inoxidável austenítico.

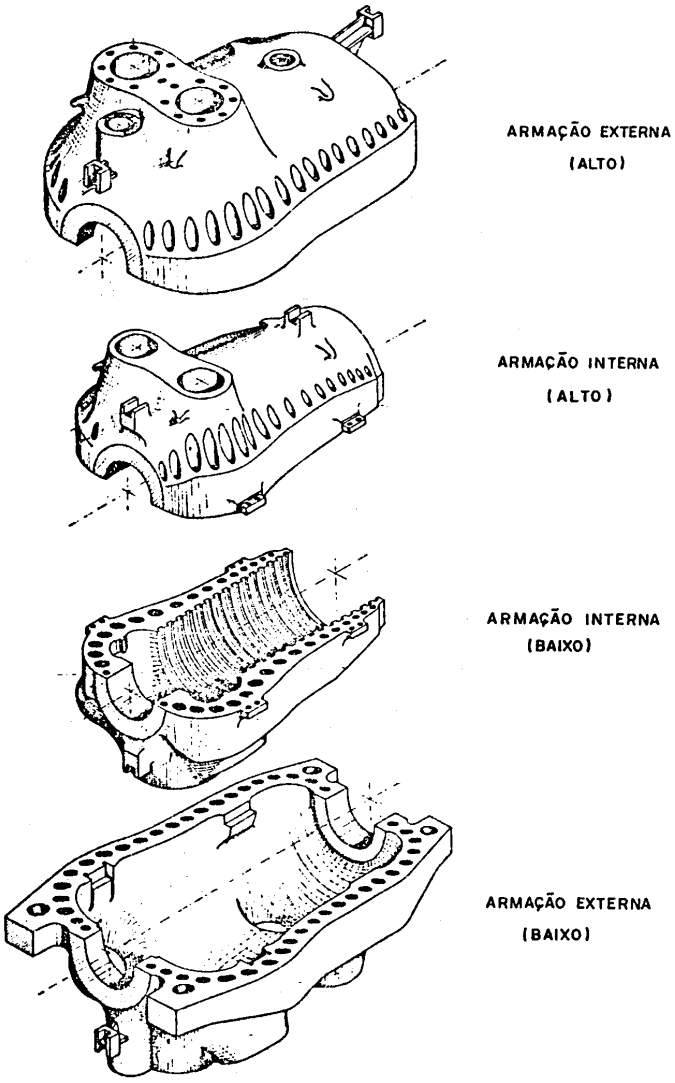


Figura 6.1 – Corpo de alta pressão com carcaça dupla

b) Carcaça de baixa pressão

A carcaça de baixa pressão, que recebe vapor em condições de pressão e temperatura bem mais baixas, pode ser obtida em ferro fundido ou, para condições um pouco mais elevadas, em aço carbono fundido.

Em turbinas condensantes de potência elevada, a carcaça de baixa pressão é bastante avantajada fisicamente. Nestes casos é bastante comum, por facilidade construtiva, a adoção de uma construção soldada, a partir de chapas de aço carbono, que oferecem também como vantagens, maior rigidez, menor tempo e custo de fabricação e união perfeita com o condensador diretamente por soldagem.

CONJUNTO ROTATIVO

O conjunto rotativo de uma turbina é usualmente obtido por meio de rodas montadas, com interferência e chaveta, em um eixo único. Em máquinas de alta rpm, entretanto, usa-se uma construção integral para o conjunto rotativo, com as rodas e o eixo obtidos a partir de um forjado único.

Em ambos os casos é indispensável o balanceamento estático e dinâmico do conjunto rotativo.

a) Conjunto rotativo com rodas montadas por interferência

Em conjuntos rotativos obtidos a partir de rodas montadas por interferência em um eixo, o eixo pode ser usinado a partir de uma barra de aço carbono laminada, para temperaturas de trabalho moderadas, ou a partir de uma barra laminada ou um tarugo forjado de aço liga, para temperaturas de trabalho mais elevadas.

As rodas podem ser usinadas a partir de chapas de aço carbono laminadas, para temperaturas moderadas, ou a partir de discos forjados em aço liga, para temperaturas mais elevadas.

b) Conjunto rotativo integral

Conjuntos rotativos integrais são normalmente obtidos por usinagem a partir de uma peça forjada em aço liga.

PALHETAS

O projeto de uma palheta de turbina deve considerar: a performance termodinâmica e a eficiência da palheta, sua resistência mecânica na temperatura de trabalho, seu comportamento com relação a vibrações e sua resistência à erosão. Para garantir a confiabilidade operacional das palhetas de suas turbinas, todos os fabricantes possuem laboratórios de testes de palhetas, onde submetem seus projetos de palhetas a exaustivos testes.

Palhetas de turbinas são quase sempre feitas em aço inoxidável ferrítico com 13% cromo, porque este material apresenta boa resistência mecânica em temperaturas elevadas, boa capacidade de amortecimento de vibrações e boa resistência à erosão.

As palhetas de pequena altura dos estágios iniciais da turbina, que recebem vapor de alta pressão e alta temperatura, são normalmente obtidas por usinagem a partir de barras laminadas a quente. As palhetas de maior altura dos estágios seguintes, que recebem vapor em pressão e temperatura mais baixas, podem ser obtidas a partir de perfis laminados a frio.

As palhetas de grandes dimensões dos últimos estágios das turbinas condensantes de grande potência são muitas vezes obtidas por forjamento.

Em algumas aplicações particulares, em turbinas que recebem vapor de alta pressão e alta temperatura e trabalham com elevada rpm, pode ser usado um conjunto rotativo usinado por eletroerosão. Neste caso o conjunto rotativo completo (eixo, rodas e também as palhetas) é obtido a partir de uma única peça forjada, usinada por eletroerosão, isto e, por uma corrosão eletroquímica controlada.

EXPANSORES

Os expansores de uma turbina de ação, conforme sua situação na máquina, podem estar colocados em um arco de expansores (primeiro estágio ou estágio único) ou em um anel de expansores.

Um arco de expansores pode ser obtido a partir de uma peça única onde são usinados os expansores. Esta construção é muito usada para turbinas pequenas de estágio único.

O arco de expansores usado no primeiro estágio de máquinas multi-estágio é obtido pela usinagem individual dos expansores, a partir de blocos de aço inoxidável ferrítico com 12% cr. Estes expansores são então encaixados e soldados no arco de expansores.

Os estágios intermediários de uma turbina de ação têm os expansores constituindo o que se chama um anel de expansores. O anel de expansores fica colocado em uma peça circular, encaixada na carcaça da turbina, o diafragma.

Os diafragmas dos estágios intermediários, onde a pressão é mais elevada, são usualmente de construção soldada. Já os diafragmas dos estágios finais, onde a pressão é menor, são normalmente fundidos. Em ambos os casos os expansores são normalmente de aço inoxidável ferrítico com 12% cr, enquanto as partes estruturais, externas e internas, são de aço carbono nos diafragmas fundidos.

SELAGEM

Nas selagens externas de uma turbina a vapor ocorre uma condensação contínua de vapor. Para resistir à corrosão, nestas condições, todos os componentes da selagem, como labirintos, espaçadores dos anéis de carvão, molas, devem ser de material resistente à corrosão, como aço inoxidável, monel, inconel.

MANCAIS

a) Mancais radiais (apoio)

Os casquilhos dos mancais de apoio podem ser de aço, bronze ou ferro fundido, porém sempre revestidos internamente por uma camada de metal patente.

Os moentes do eixo (regiões de trabalho dos mancais radiais) devem ser usinados de maneira a apresentar um ótimo acabamento superficial, pois qualquer irregularidade poderá prejudicar a formação da cunha de óleo essencial ao bom funcionamento do mancal. Algumas vezes esta região recebe uma deposição eletrolítica de cromo, conhecida como "cromo duro", que permite obter um ótimo acabamento superficial e uma excelente resistência ao desgaste.

b) Mancais de escora

Como os casquilhos dos mancais radiais, as pastilhas oscilantes dos mancais de escora são também revestidos de metal patente.

O colar de escora, sobre o qual se apoiam as pastilhas, pode ser integral com o eixo ou não. No primeiro caso o seu material será obviamente igual ao do eixo. No segundo caso o colar de escora poderá ser de material diferente, ou receber um tratamento térmico diferente, visando aumentar sua dureza e diminuir seu desgaste.

PARAFUSOS DA CARCAÇA

Os parafusos da carcaça de alta pressão, de turbinas que recebem vapor de alta pressão e alta temperatura, trabalham submetidos a esforços e temperaturas elevadas, o que pode ocasionar problemas de "creep" nos parafusos. Na ocorrência de "creep", o alongamento gradual dos parafusos levará a uma diminuição da força de aperto da junta da carcaça e, após algum tempo, vazamento de vapor através da junta. Por esta razão estes parafusos devem ser fabricados em aço liga de alta resistência ao "creep".

VÁLVULAS DE CONTROLE

Para evitar a erosão de seu plugue ou sede, o que prejudicaria suas características de controle, ou a corrosão de sua haste, guias e bucha de vedação, o que poderia causar seu emperramento, as válvulas de controle tem plugue, sede, haste, guias e balsas de vedação fabricadas em material resistente a corrosão-erosão, normalmente um aço inoxidável ferrítico.

ESPECIFICAÇÕES DE MATERIAL

Em uma turbina a vapor, como o fluido de trabalho é sempre o mesmo, a especificação do material adequado a cada componente, não dependerá, como em uma bomba ou compressor, da agressividade (corrosão ou erosão) maior ou menor do fluido, mais somente de suas condições de trabalho (pressão e temperatura), e de considerações econômicas, que irão depender basicamente de tipo de máquina (uso geral ou uso especial).

Por esta razão as especificações de material dos diversos fabricantes, para um mesmo tipo de turbina, de uso geral ou de uso especial, são bastante semelhantes. A título de orientação, apresentamos a seguir as especificações do material de dois deles: da Elliott para turbinas de uso especial e da Worthington para turbinas de uso geral.

a) Especificação do material da Elliott para turbinas de uso especial

Carcaça de A.P.	Material	Especificação Comercial
600 psi – 750 ºF	Aço carbono fundido	ASTM A–216 Grau WCB
600 psi – 825 ºF	Aço carbono-molibdênio	ASTM A-217 Grau WC1
900 psi – 900 ºF	Aço cromo-molibdênio	ASTM A-217 Grau WC6
2000 psi – 950 ºF	Aço cromo molibdênio ASTM	A 217 Grau WC9

Carcaça de B.P.	Material	Especificação Comercial
Condensante e não condensante (fundida)	Ferro fundido de alta resistência	ASTM A-278 Classe 40
Não-condensante (fundida)	Aço carbono fundido	ASTM A-216 Grau WCB
Soldada	Chapa de aço carbono	ASTM A-283 Grau D
Expansores	Aço inox, 12% cr	AISI-405

Centro dos diafragmas	Material	Especificação Comercial
Soldado	Chapa de aço carbono	ASTM A-283 Grau D
Fundido	Ferro fundido de alta resistência	ASTM A-278 Classe 40

Disco	Material	Especificação Comercial
Forjado	Aço cromo-níquel- molibdênio	AISI-4340
Laminado	Aço liga para construção mecânica	USS T-1
Integral com o eixo	Aço cromo-níquel-molibdênio vanádio	ASTM A-470 Classes 4,7 ou 8
Palhetas	Aço inox, 12% Cr	AISI-403
Tira de ligação das extremidades das palhetas	**Aço inox, 12% Cr**	**AISI-410**
Arame amortecedor	Aço inox, 12% Cr	AISI série 400

Eixo	Material	Especificação Comercial
Construção não integral	Aço cromo-molibdênio	AISI-4140
Construção integral	Chapa de aço carbono	ASTM A-470 classes 4, 7 ou 8
Casquilhos dos mancais	Chapa de aço carbono	ASTM A-283 Grau D

Labirintos de selagem (Luva do eixo)		
Luva do eixo até 750ºF	Aço carbono	ASTM A-179
Luva do eixo acima de 750ºF	Aço cromo-molibdênio	AISI-4140
Labirintos estacionários	Aço cromo-molibdênio	AISI-4140
Válvulas de controle	Aço inox, 12% Cr	AISI-410
Hastes e buchas de selagem das válvulas de controle	Aço inox, 12% Cr	AISI-416
Sedes das Válvulas de controle	Aço inox, 12% Cr	AISI-416
Filtro de vapor	Aço inoxidável austenítico	AISI-321
Caixa de mancais	Ferro dúctil	ASTM A-536 Grau 60-45-10

b) Especificação de material da Worthington para turbinas de uso geral

Carcaça da válvula de controle	Material
Classe I	Ferro Fundido
Classe II e III	Aço Fundido
Haste, sede e plug da válvula de controle	Aço Inoxidável

Bucha de vedação da haste da válvula de controle	Material
Classe I	Ferro Fundido
Classe II e III	Aço Inoxidável

Filtro de vapor	Aço Inoxidável
Válvula de bloqueio automático	Até 4”, Aço Inoxidável
Haste, sede e guia da válvula de bloqueio automático	Aço Inoxidável
Alavanca de “trip”	Aço Forjado
Eixo da Alavanca de “trip”	Aço Inoxidável
Válvula sentinela	Bronze ou aço inoxidável
Eixo	Aço Liga
Discos	Aço
Palhetas	Aço Inoxidável, 12% Cr
Tira de ligação das extremidades das palhetas	Aço inoxidável, 12% Cr

Caixa de mancais e pedestal	Ferro fundido

Casquilhos	
metal base	Bronze
Revestimento	Metal patente

Anel pescador de óleo	Aço
Anéis de selagem	Carvão
Espaçadores dos anéis de selagem	Aço inoxidável
Molas dos anéis de selagem	Inconel
Mancal de escora	Rolamento radial de uma carreira de esferas
Arco de expansores	Aço
Suporte das palhetas guias intermediárias	Aço
Massas oscilantes do regulador	Aço
Arestas de apoio das massas oscilantes do regulador	Aço ferramenta
Mola do regulador	Aço
Haste do regulador	Aço inoxidável

Carcaça	
Classe I	Ferro fundido
Classes II e III	Aço fundido

Parafusos da carcaça	Aço liga, termicamente tratado
Placa de Identificação	Aço inoxidável

Bibliografia

TURBINAS A VAPOR

[1] FLÔRES, L. F. Valadão; *Sistemas Térmicos I* – Apostila EFEI, Itajubá, MG.

[2] NOGUEIRA, L. A. H.; *Turbinas a Vapor – Conceito, Operação e Manutenção* – Apostila FUPAI, Itajubá, MG

[3] GEC ALSTHOM – ENGETURB; *Turbinas Múltiplos Estágios – Instruções para Instalação, Operação e Manutenção*.

[4] DUBBEL; *Manual da Construção de Máquinas (Engº Mecânico)* – Tomo II, pp. 375 – 395

TURBINAS A GÁS

[1] VARELLA, Sebastião; *Introdução às Turbinas à Gás*; Apostila FUPAI – Fundação de Pesquisa e Amparo à Indústria – Itajubá, MG.

[2] HARMAN, Richard T. C.; *Gas Turbine Engineering*; The Macmillan Press Ltd.; Londres; 1981.

[3] COHEN, H.; ROGERS, G.F.C. and SARAVANAMUTTOO, H.I.H.; *Gas Turbine Theory*; 3rd Edition; London Scientific & Technical; Londres; 1987

[4] BOEING COMMERCIAL AIRPLANES; *Motor B-737-300 Maintenance Training Manual*; Departamento de Treinamento - Varig Cruzeiro;1990

[5] VIBRO-METER S.A.; *Monitoring of Industrial Gas Turbines*; Switzerland.

[6] BALJE, O.E.; *Turbomachines – A Guide to Design, Selection and Theory*; Hohn Wiley and Sons; USA; 1981.

[7] NASCIMENTO, Marco Antonio R.; *Comportamento de Turbinas a Gás Industriais – Análise Térmica*; Notas de Aula, 3ª Edição; Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Itajubá, MG, 1999

LINKS

{1} http://www.rolls-royce.com/education/default.htm

{2} http://www.hghouston.com/photoset.html

{3} http://cfd.me.umist.ac.uk/tmcfd/bladeposter/blade1.html

{4} http://www.me.umn.edu/divisions/tht/tcht/measurements/what.html

{5} http://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/shortp.html

{6} http://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/Animation/turbtyp/etff.html

{7} http://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/nozzleh.html

{8} http://www.gatorpower.ufl.edu/cogen/equipment/GTpicsindex.htm

{9} http://www.swri.org/3pubs/brochure/d04/turbn/turbn.htm

{10} http://www.gasturbine.pwp.blueyonder.co.uk/page1.htm

{11} http://www.asciimation.co.nz/turbine/

{12} http://geetel.net/~turbojer/

{13} http://www.alstom.ch/en/news/archives/pictures/e_default.htm

{14} http://www.utilitywarehouse.com/vnd/avon1533/avon1533picpage.htm

{15} http://www.psc.edu/research/netl/cizmas/cizmas.html

{16} http://www.aardvark.co.nz/pjet/
{17} www.ueet.nasa.gov/Engines101.html
{18} http://www.warbirdsresourcegroup.org/LRG/secrets.html
{19} http://www.soton.ac.uk/~genesis/Index.htm
{20} http://www.greatachievements.org/greatachievements/ga_3_3.html
{21} http://www.howstuffworks.com/3d/turbine-3d.htm
{22} http://www.allstar.fiu.edu/aero/flight67.htm

Ramjets

{23} http://www.aviation-history.com/engines/ramjet.htm
{24} http://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/ramjet.html
{25} http://www.aardvark.co.nz/pjet/ramjets.htm
{26} http://grin.hq.nasa.gov/ABSTRACTS/GPN-2000-000378.html
{27} http://www.isd.net/anowicki/SPBI104.HTM
{28} http://www.wpafb.af.mil/museum/space_flight/sf7.htm
{29} http://www.hitachi.co.jp/Div/hitachi/gas-turbine/index.htm
{30} http://energia.ansaldo.it/gas_turbines/gas_turbines.htm
{31} http://www.gri.org/pub/solutions/dg/gasturbines.html
{32} http://www.meefog.com/turbine/gtbd.html