

# C5: APROVEITAMENTOS TERMELÉTRICOS

Países não comprometidos com ciência estão condenados a carregar água e lenha para os países cientificamente desenvolvidos.

Ernest Rutherford

<b>5.1. Instalações Termelétricas .....</b>	<b>299</b>
<b>5.1.1. Introdução.....</b>	<b>299</b>
<b>5.1.2. Usinas a vapor .....</b>	<b>300</b>
5.1.2.1. Usinas nucleares .....	302
5.1.2.2. Usinas nucleares com água sob pressão (Pressurized Water Reactor) .....	302
5.1.2.3. Usinas nucleares com água fervente (Boiling Water Reactor) .....	304
5.1.2.4. Configuração de uma usina nuclear .....	305
5.1.2.5. Usinas convencionais a vapor.....	307
5.1.2.6. Usinas convencionais por queima de óleo .....	307
5.1.2.7. Usinas convencionais por queima de carvão .....	307
5.1.2.8. Usinas convencionais por queima de lixo ou de biomassa.....	309
5.1.2.9. Exemplo de uma usina por queima de combustível .....	311
5.1.2.10. Usinas termelétricas a vapor gerado por energia solar .....	312
5.1.2.11. Análise de um ciclo de usina termelétrica a vapor .....	313
5.1.2.12. Usinas a gás .....	314
5.1.2.13. Comparação entre motores a gás.....	315
5.1.2.14. Usinas a ciclo combinado gás-vapor .....	317
<b>5.2. Turbinas térmicas axiais a vapor e a gás .....</b>	<b>320</b>
5.2.1. Introdução.....	320
5.2.2. Exemplos de rotores de turbinas térmicas a vapor .....	320
5.2.3. Exemplos de rotores de motores térmicos a gás.....	323
5.2.4. Transformação de energia em turbinas térmicas .....	325
5.2.4.1. Aspectos energéticos comparados .....	326
5.2.4.2. O processo de transformação de energia em turbinas térmicas .....	327
5.2.4.3. Análise de um estágio de turbina térmica.....	328
5.2.4.4. Análise do estator .....	329
5.2.4.5. Análise da iteração estator-rotor .....	330
5.2.4.6. Análise do rotor .....	330
5.2.5. Triângulos de velocidade em pás de turbinas térmicas.....	332
5.2.5.1. Simplificações .....	334
5.2.5.2. Análise dos triângulos de velocidades.....	335
<b>5.3. Comentários finais .....</b>	<b>336</b>
<b>5.4. Problemas .....</b>	<b>337</b>
<b>5.5. Criptogramas.....</b>	<b>341</b>
5.5.1. Respostas dos criptogramas.....	346
<b>5.6. Bibliografia .....</b>	<b>347</b>
<b>5.7. Webliografia .....</b>	<b>348</b>
<b>5.8. Acompanhamento dos problemas .....</b>	<b>349</b>

## 5.1. Instalações Termelétricas

### 5.1.1. Introdução

Este capítulo apresenta as instalações termelétricas sob os seus aspectos genéricos, tecnológicos. Serão abordadas as várias fontes primárias de energia; óleo, carvão e fissão nuclear visando a produção de vapor, assim como a queima direta de gás. Paralelamente serão também apresentadas formas alternativas de geração de vapor, destacando-se a queima de bagaços de cana e cítricos e o uso de concentradores solares. Tais recursos alternativos revelam-se cada vez mais importantes em países que deles dispõem para a produção de energia elétrica dentro do critério de cogeração, particularmente em tempos de escassez de oferta.

Usinas termelétricas convencionais demandam energia perecível para a sua operação, aproveitando-se das características convenientes desta forma de energia para a sua instalação. Enquanto as usinas hidrelétricas têm a sua localização imposta pelo aproveitamento, as termelétricas podem ser implantadas em qualquer ponto de interesse, ao lado dos centros consumidores, com a forma de energia a ser transformada sendo levada até ela. Com isso dispensam-se as longas linhas de transmissão exigidas pelas hidrelétricas. Por esta razão tornam-se desnecessários os estudos de localização e análises preliminares de disponibilidade energética exigidos pelas hidrelétricas. Definida a potência a ser instalada, a forma de energia a ser transformada deve ser levada à usina e nela transformada, sem importar a sua origem ou a localização. Óleo e gás podem ser abastecidos por dutos, enquanto que carvão o é por rodovia ou ferrovia, assim como o urânio e o tório.

As termelétricas alternativas utilizam-se de biomassa e da energia solar, fontes renováveis de energia. Bagaços são queimados no próprio local de sua produção enquanto que a energia solar é a única fonte que apresenta restrições com relação à localização. Neste caso deve-se instalá-las em regiões de alta incidência solar, desérticas ou semidesérticas, demandando-se assim linhas de transmissão para chegar com a energia à maioria dos centros consumidores.

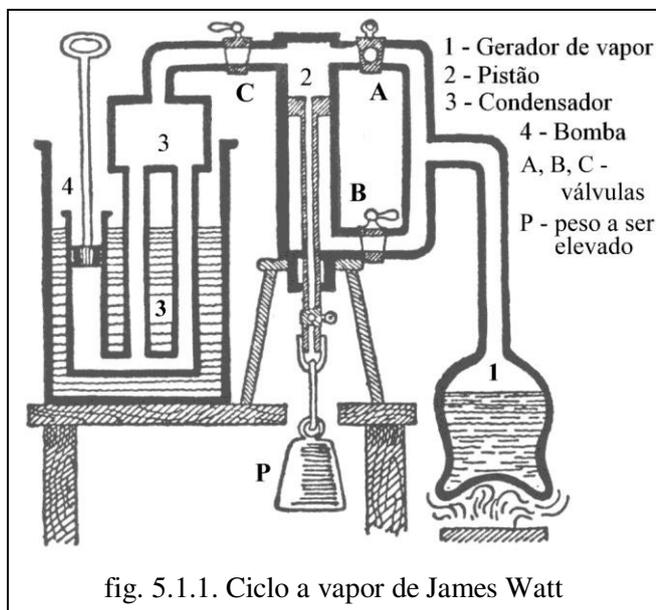
A aplicação de máquinas a vapor para a transformação de energia iniciou-se com a entrada em operação em 1882 da Pearl Street Station, construída por Tomas Alva Edison em Nova York. A sua potência instalada útil atingia cerca de 150 kW. O recorde mundial para uma única unidade é de 1300 MW, para usinas nucleares.

As instalações a gás tiveram o aumento de potência instalada inicialmente sacrificado pela dificuldade em se viabilizar a quantidade de ar necessária para a combustão de uma elevada massa de gás. Durante um longo período, tais instalações restringiram-se às máquinas alternativas de combustão interna. A viabilização de máquinas de fluxo de elevada potência passou a ser possível com a agregação de compressores ao eixo das turbinas, com a potência necessária à compressão do ar sendo fornecida pela própria turbina a gás. Tal solução equipa tanto as máquinas estacionárias quando as embarcadas em navios ou aviões.

### 5.1.2. Usinas a vapor

O aproveitamento termelétrico é anterior ao hidrelétrico, tendo se iniciado pelo uso do vapor. O primeiro ciclo completo a vapor foi viabilizado por James Watt em 1750, conforme figura 5.1.1. A partir dele houve apenas uma evolução tecnológica natural, com a agregação de novos acessórios para a melhoria de desempenho e a conseqüente elevação de rendimento.

O ciclo de Watt, bastante simples, incorporou inovações com relação aos ciclos anteriores, particularmente com a introdução do condensador (3), encontrado à esquerda da figura. O ciclo em discussão parte do aquecimento da água no gerador de vapor (1) e, com as válvulas A (fechada) e B (aberta) como indicado, eleva o peso P e mantém-no na posição. A abertura da válvula A, com a válvula C aberta conduz o vapor para o condensador (3), onde o vapor é condensado ao ser resfriado pela água da cuba. Com o fechamento da válvula B e a compressão pela bomba (4) retorna-se a água ao gerador de vapor.



Este processo em pouco difere dos processos atuais de realização de trabalho a partir da geração de vapor. O inconveniente do ciclo da figura 5.1.1. está na tubulação única para levar o vapor ao condensador e retornar a água ao gerador de vapor, o que inviabiliza o ciclo contínuo, necessário para a produção de energia.

O ciclo contínuo a vapor prevê uma segunda tubulação interligando a bomba de condensado (4) ao gerador de vapor (1), com uma válvula que impeça a passagem do vapor do gerador para a bomba. Tal ciclo pode ser encontrado nas seções subseqüentes.

Aplicado na geração de energia elétrica, o ciclo estende-se além da realização de trabalho direto como na fig. 5.1.1, passando pela expansão no interior dos rotores das turbinas a vapor. O trabalho transferido pelo vapor para a turbina apóia-se na variação de pressão e de velocidade ao longo de cada estágio da máquina, de forma semelhante às turbinas hidráulicas de reação ou sobrepessão.

O conceito de estágio está relacionado ao conjunto formado por uma pá do rotor e uma pá do estator, conforme será visto com mais detalhes ao serem estudadas as turbinas térmicas.

Na tabela 5.1.1. são apresentados os processos impostos à água durante o ciclo térmico de realização de trabalho.

	Fase 1 : <u>Obtenção do vapor</u> Elevação de temperatura e pressão	Fase 2 : <u>Realização de trabalho</u> Redução de temperatura e de pressão	Fase 3 : <u>Reaquecimento intermediário.</u> Elevação de temperatura e pressão. (pode inexistir)	Fase 4 : <u>Realização de trabalho.</u> Redução de temperatura e de pressão. (depende da fase 3)	Fase 5 : <u>Condensação do vapor</u> Redução de pressão e de temperatura.
vapor					
água					
Derivados de petróleo e gás natural	<u>Turbinas a vapor</u> Transferência de energia do vapor para os vários estágios da turbina.	<u>Recuperadores</u> Reaproveitamento de parte do calor perdido para elevação de temperatura e pressão ao longo do ciclo.	<u>Turbinas a vapor</u> Transferência de energia do vapor para os vários estágios da turbina.	<u>Condensadores</u> Transformação do vapor a baixas temperatura e pressão em água líquida.	
Combustão de Carvão					
Bagaços					
Lenha					
Reflexão solar	<u>Urânio</u> <u>Tório</u>				
Fissão nuclear de					

Tab. 5.1.1. Processos de troca de calor em ciclos a vapor em termelétricas.

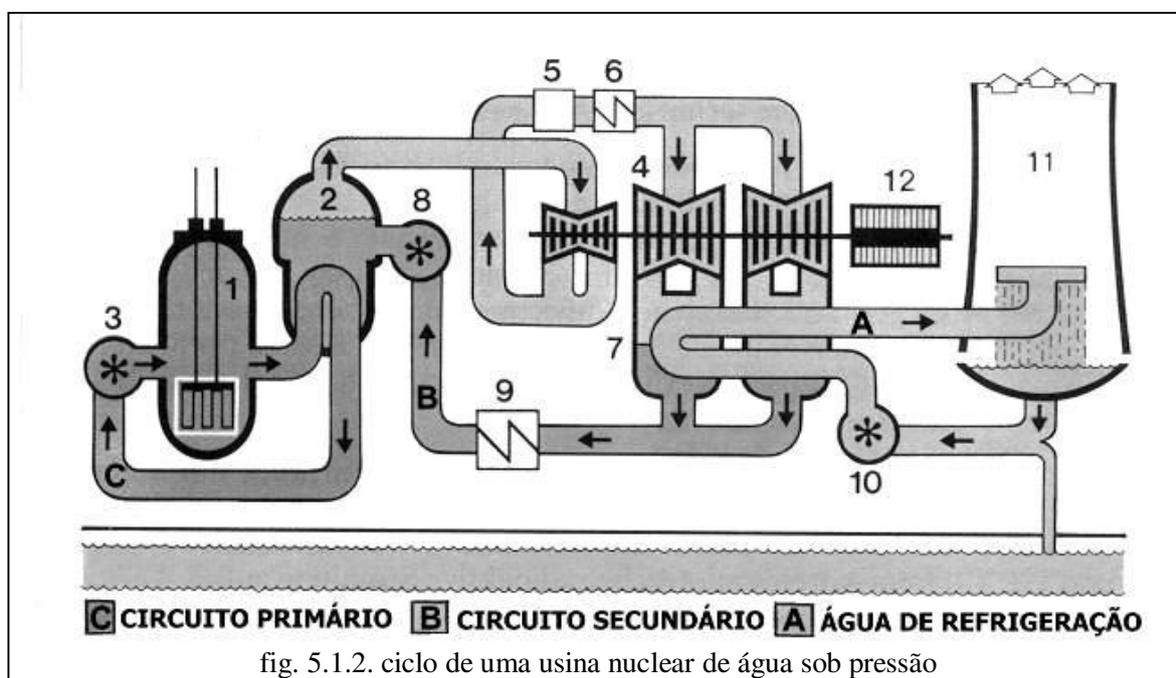
O princípio de obtenção do vapor por aquecimento diferencia as várias formas construtivas de usinas. As usinas termelétricas convencionais operam com vapor de água obtido em geradores de vapor a partir da queima de combustíveis tais como os derivados de petróleo e o carvão. A queima de lenha é uma alternativa não recomendada, exceto para casos de disponibilidade de resíduos inaproveitáveis, o que se revela a cada dia mais inviável. As usinas nucleares apóiam-se na geração de vapor de água ou vapor de sódio a partir da reação química de fissão de combustíveis nucleares tais como o urânio e o tório. São ainda encontradas algumas poucas usinas que geram o vapor a partir da reflexão concentrada de energia solar em um foco por onde escoar água. Outras formas de geração de vapor como a queima de lixo e de biomassa também podem ser utilizadas.

### 5.1.2.1. Usinas nucleares

As usinas nucleares diferenciam-se das demais usinas termelétricas na forma de gerar o vapor que movimenta as turbinas. Dentre as alternativas de combustível; urânio ou tório, o urânio é o mais usado, enquanto que a forma de transferência de energia no reator também apresenta duas alternativas; o de água sob pressão e o de água fervente. A configuração de água sob pressão apresenta também a alternativa da substituição da água por sódio líquido, como será visto adiante.

#### 5.1.2.2. Usinas nucleares com água sob pressão (Pressurized Water Reactor)

Nesta forma construtiva, apresentada na fig. 5.1.2., água escoo pelas barras de combustível do reator, porém submetida a uma pressão de tal forma elevada que não é possível a sua vaporização. Com isso o ciclo primário deve transferir calor à água do ciclo secundário que, submetida a pressões menores, vaporiza e movimenta as turbinas.



- |                         |                           |  |
|-------------------------|---------------------------|--|
| 1. Reator               | 2. Gerador de vapor       | 3. Bomba de circulação do fluido de refrigeração do reator |
| 4. Turbina              | 5. Separador de água      | 6. Aquecedor Intermediário                                 |
| 7. Condensador          |                           |  |
| 8. Bomba de alimentação | 9. Pré aquecedor          | 10. Bomba de circulação de água fria                       |
|                         | 11. Torre de resfriamento | 12. Gerador  |

O ciclo completo encontrado na fig. 5.1.2. apresenta três circuitos diferentes de movimentação de líquido, dois deles fechados. O líquido contido no ciclo primário, identificado por C, é circulado pela bomba 3. Este líquido é aquecido e contaminado pela fissão do material radiativo no reator e troca calor no gerador de vapor, com isso aquecendo a água do circuito secundário. O ciclo primário deve ser estanque devido à contaminação por material radiativo. Esta configuração é chamada de reator de água sob pressão pelo fato de a água no seu interior estar sob pressão tão elevada que, apesar da elevada temperatura, a água não evapora. Por isso a necessidade de um ciclo secundário, responsável pela geração do vapor do processo de transferência de energia.

O ciclo secundário é o responsável pela realização de trabalho nas turbinas. Aquecida no gerador de vapor pelo líquido do ciclo primário, o vapor saturado a temperaturas ao redor de  $300^{\circ}\text{C}$  e pressões acima de  $3000\text{ kPa}$  ( $300\text{ kgf/m}^2$ ) escoam até a turbina de alta pressão, transferindo-se a seguir para as duas turbinas de baixa pressão. Ao deixar as turbinas de baixa pressão, a temperaturas e pressões reduzidas, o vapor restante é condensado pela água de refrigeração do ciclo A. Na forma líquida a água do circuito secundário, movimentada pela bomba 8, atravessa um pré aquecedor retornando ao gerador de vapor e, assim, completando o ciclo.

Note-se que o circuito de água de refrigeração é aberto, com a saída da água do condensador conectada a um leito de rio, lago ou mar. Este reservatório de água é o responsável pela complementação da água de refrigeração evaporada na torre de resfriamento.

A opção de uso de sódio como elemento condutor de calor para a geração de vapor superaquecido, é encontrada na figura 5.1.3.. Neste caso deve-se ter um ciclo semelhante ao da figura 5.1.2., com três circuitos diferentes para os líquidos utilizados.

Como pode ser visto na figura 5.1.3. a transformação de energia é idêntica à do caso anterior, diferenciando-se apenas a forma de geração de vapor. Neste caso tem-se dois ciclos de sódio, o primário, onde lança-se mão de um aquecedor intermediário para aquecer o sódio em circulação no ciclo secundário e este responsabiliza-se pelo processo de geração de vapor.

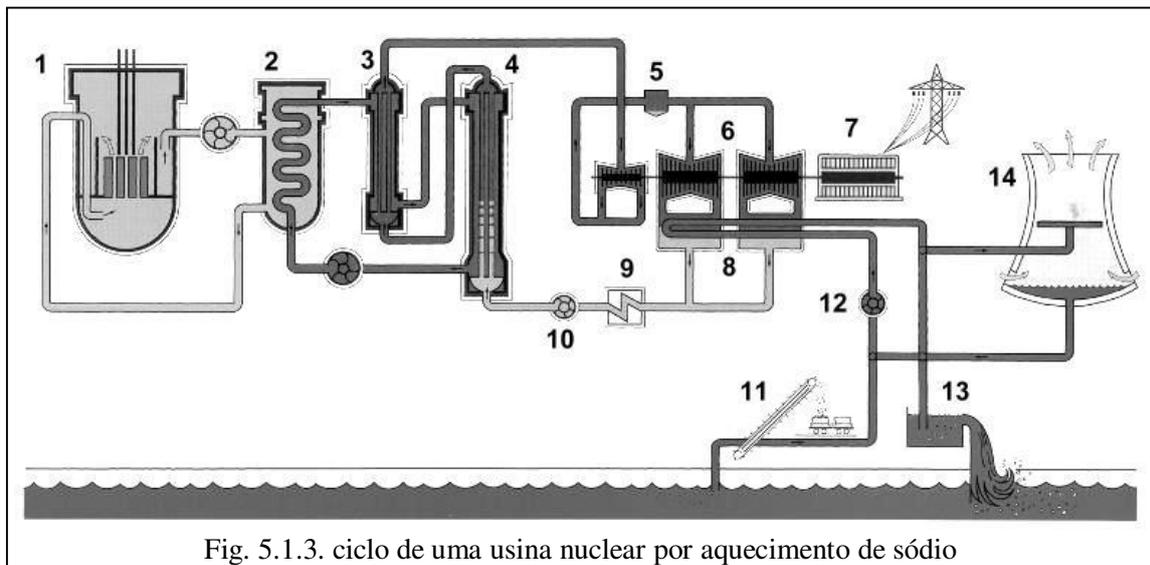


Fig. 5.1.3. ciclo de uma usina nuclear por aquecimento de sódio

- |                                      |                                    |                                      |                        |
|--------------------------------------|------------------------------------|--------------------------------------|------------------------|
| 1. Reator                            | 2. Trocador de calor intermediário | 3. Super aquecedor                   | 4. Aquecedor           |
| 5. Separador de água                 | 6. Turbina                         | 7. Gerador                           | 8. Condensador         |
| 9. Pré aquecedor                     | 10. Bomba de alimentação           | 11. Limpador da água de resfriamento | 12. Bomba de água fria |
| 13. Reservatório para extravazamento | 14. Torre de resfriamento          |                                      |                        |

### 5.1.2.3. Usinas nucleares com água fervente (Boiling Water Reactor)

Uma segunda forma construtiva para as usinas nucleares está apresentada na figura 5.1.4. Nela inexistente o ciclo primário da fig. 5.1.2., com o vapor gerado pela fissão nuclear atuando diretamente nas turbinas. Para isso acontecer deve-se ter pressões tais no interior do reator que permitam a vaporização da água que segue diretamente do reator para as turbinas.

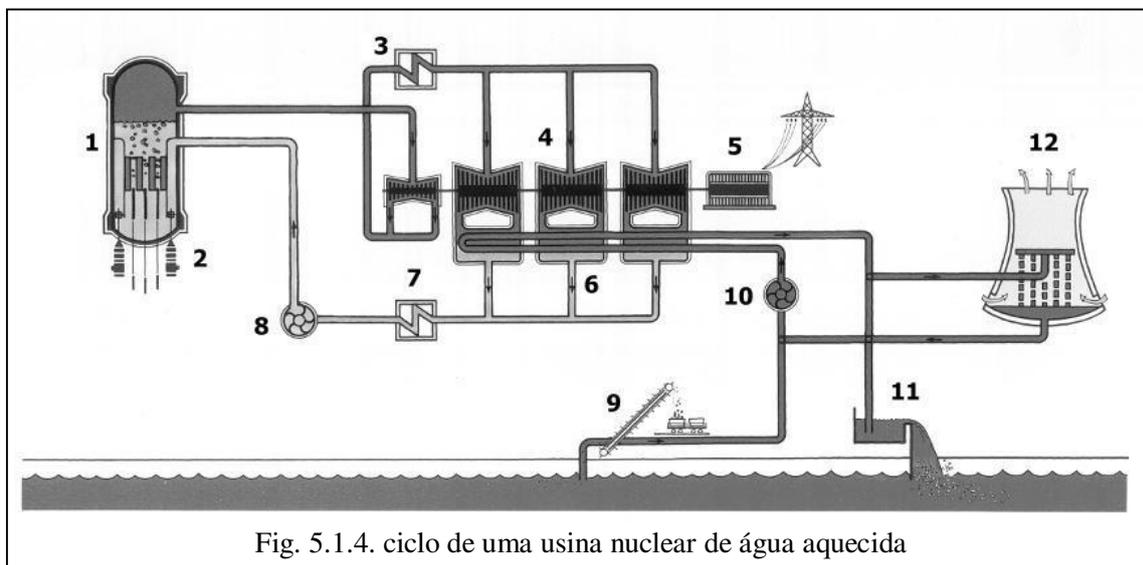


Fig. 5.1.4. ciclo de uma usina nuclear de água aquecida

- |                        |                                      |  |
|------------------------|--------------------------------------|--|
| 1. Reator              | 2. Bombas de circulação              | 3. Separador de água e aquecedor intermediário |
| 4. Turbina a vapor     | 5. Gerador elétrico                  | 6. Condensador                                 |
| 7. Pré-aquecimento     | 8. Bomba de alimentação              | 9. Limpador da água de resfriamento            |
| 10. Bomba de água fria | 11. Reservatório para extravasamento | 12. Torre de resfriamento                      |

Esta forma construtiva dispensa o ciclo primário encontrado na figura 5.1.2.. A água aquecida e contaminada pela fissão do material nuclear é transformada em vapor de processo para a transferência de energia. Por ter a água em elevada temperatura e na forma de vapor no interior do reator, esta forma construtiva tem o nome de reator a água fervente.

A água de processo é transformada em vapor saturado no reator nuclear (1), acionando a turbina menor, desta o vapor passa por um aquecedor intermediário, onde a água presente é separada (3) e então aciona as três turbinas (4). Ao final do processo de transferência de energia, o vapor é condensado pelo ciclo de água fria mantido em circulação pela bomba (10). A água líquida é pré-aquecida em (7) e retornada ao reator pela ação da bomba (8), reiniciando-se o ciclo. A quantidade de calor trocada no condensador exige uma torre de resfriamento para a redução da temperatura da água de resfriamento e posterior recirculação pelo ciclo de resfriamento. A água evaporada na torre é reposta pelo duto do limpador de água de resfriamento (9), enquanto que o excesso desta água retorna ao rio ou lago ou oceano pelo extravasor (11).

#### 5.1.2.4. Configuração de uma usina nuclear

A figura 5.1.5. mostra uma foto aérea da usina termelétrica nuclear Grafenrheinfeld, com potência nominal de 1300 MW, localizada ao norte do estado da Baviera (RFA), às margens do rio Reno. Esta usina foi a referência inicial para a construção da usina brasileira de Angra 2.

1. rio Reno
2. edifício do reator
3. torres de resfriamento

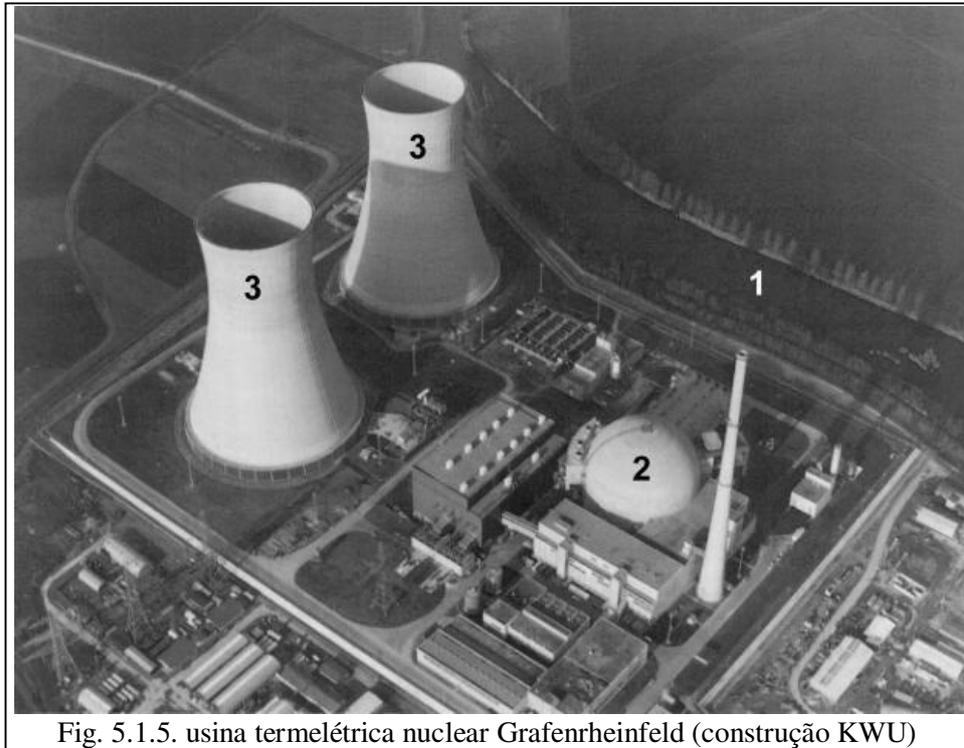


Fig. 5.1.5. usina termelétrica nuclear Grafenrheinfeld (construção KWU)

Usinas termelétricas operam com temperaturas elevadas e exigem um volume elevado de água fria para o resfriamento dos seus ciclos. Por isso a necessidade de sua construção próxima a grandes volumes de água. Centrais nucleares, por operarem um ciclo primário com temperaturas ainda mais elevadas exigem um volume ainda maior de água de resfriamento, o que leva à sua construção próximo a rios de elevada vazão ou do próprio mar. Neste último caso enquadram-se as usinas nucleares brasileiras, construídas à beira mar em Angra dos Reis.

A possibilidade de se levar a fonte de energia à usina e a reduzida área necessária para o aproveitamento, diferentemente das hidrelétricas, permite a construção das usinas nas proximidades do centro de demanda, como visto na figura 5.1.4. A única exigência restringe-se à proximidade da água de resfriamento.

A figura 5.1.6. mostra um desenho da instalação nuclear Mülheim-Kärlich, com potência elétrica nominal de 1227 MW, em operação na cidade de Koblenz, estado de Rheinland-Pfalz (RFA). As características operacionais da usina podem ser encontradas na tabela 5.1.2.

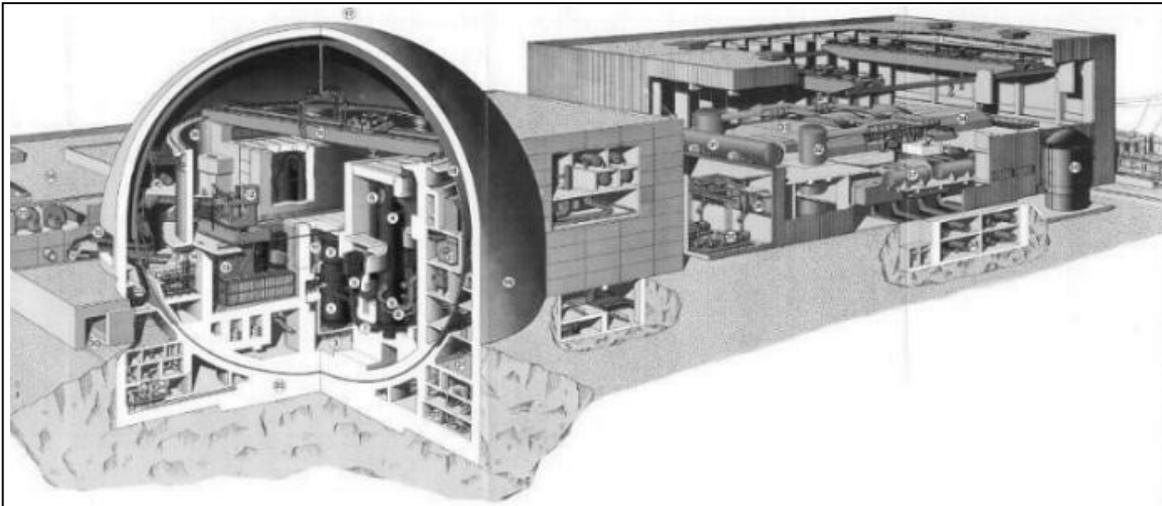


Fig. 5.1.6. Usina termelétrica nuclear Mülheim-Kärlich (construtor BBC)

Potência térmica (MW)	3760	Vazão de vapor na turbina (kg/s)	2021
combustível	urânio	Pressão do vapor na turbina (bar)	69
Vazão mássica do líquido de resfriamento do núcleo (kg/s)	19555	Temperatura do vapor na turbina (°C)	313
		Pressão no condensador (bar)	0,102
Temperatura do líquido de resfriamento do núcleo (°C)	313	Potência elétrica (MW)	1227
		Rendimento líquido (%)	32,6

Tab. 5.1.2. dados operacionais da usina nuclear Mülheim-Kärlich (construtor BBC)

### 5.1.2.5. Usinas convencionais a vapor

As usinas termelétricas convencionais têm este nome por ser o vapor gerado por queima, seja de carvão ou óleo combustível. Mais recentemente encontra-se também usinas com vapor gerado por queima de outras formas de energia, tais como a queima de bagaços de cana de açúcar e frutas, ou a própria queima de lixo. O circuito em muito se assemelha às usinas nucleares, diferenciando-se apenas pela forma de processamento da fonte primária de energia.

### 5.1.2.6. Usinas convencionais por queima de óleo

Estas usinas geram vapor a partir da queima de derivados de petróleo. A potência instalada define o tipo de derivado a ser queimado. Para potências elevadas dá-se preferência aos derivados de menor qualidade e custo. A configuração básica da usina é a encontrada na figura 5.1.6.

1. entrada do combustível
2. gerador de vapor
3. vapor
4. turbina
5. gerador
6. transformador elétrico
7. aproveitamento adicional do vapor
8. condensador
9. água de resfriamento
10. bomba de alimentação

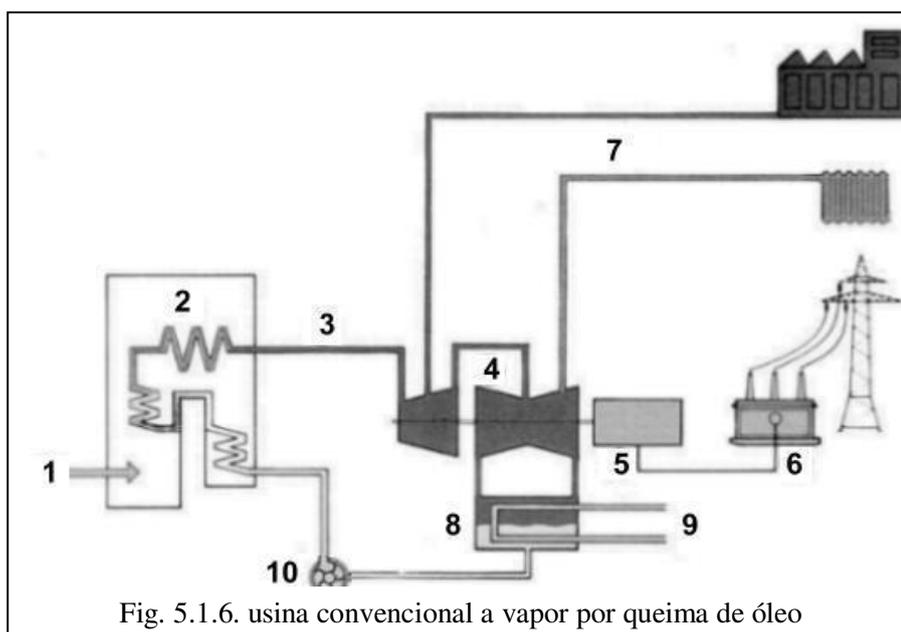


Fig. 5.1.6. usina convencional a vapor por queima de óleo

O aproveitamento adicional de energia pode ser efetivado a partir do uso de vapor a baixa pressão ou de água quente, elevando o rendimento do ciclo. Em países de temperaturas baixas este aproveitamento adicional do calor remanescente das usinas transpõe sob forma de água para aquecimento de ambientes.

### 5.1.2.7. Usinas convencionais por queima de carvão

Estas usinas, fig. 5.1.7 e 5.1.8, geram vapor a partir da queima tanto de carvão mineral, ou coque, quanto de carvão natural. O tipo de carvão impõe certas exigências construtivas para o sistema de combustão diferenciando as duas formas construtivas do sistema de geração de vapor.

O carvão mineral é misturado com cal para queima e posterior geração do vapor pelo aquecimento da água circulante na serpentina interna à câmara de combustão. A presença de cal permite a absorção dos óxidos de enxofre resultantes da combustão do enxofre contido no carvão. Os gases originados na combustão são conduzidos a uma turbina a gás para queima e geração adicional de energia.

1. carvão e cal
2. compressor e ar para combustão
3. gerador de vapor
4. vapor
5. turbina
6. gerador
7. transformador elétrico
8. aproveitamento adicional do vapor
9. filtro
10. turbina a gás
11. retirada das cinzas
12. condensador
13. água de resfriamento
14. bomba de alimentação

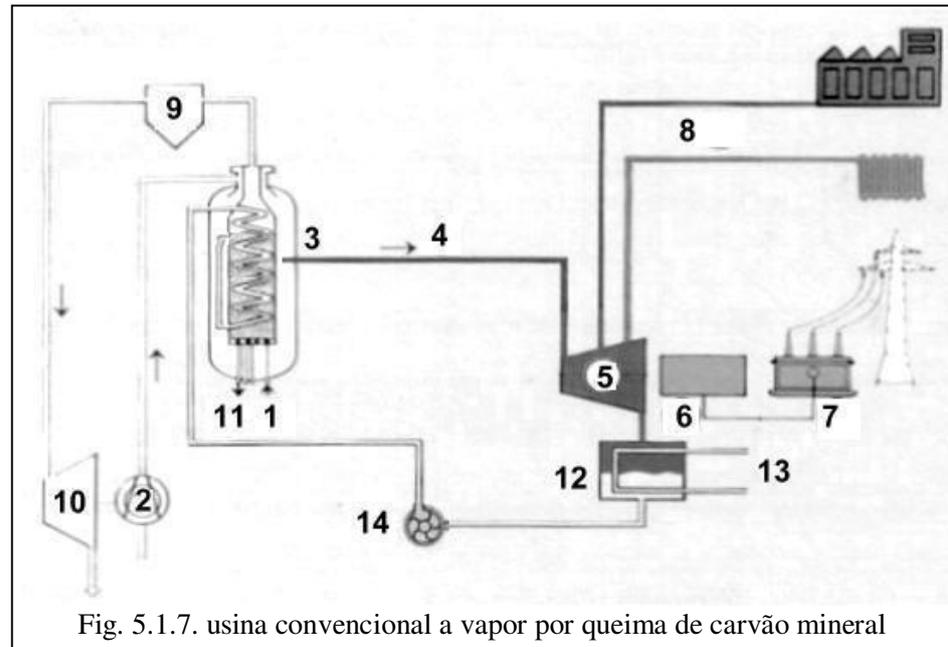


Fig. 5.1.7. usina convencional a vapor por queima de carvão mineral

O carvão natural é moído e a sua mistura com ar é injetada na câmara de combustão do gerador de vapor para queima e aquecimento da água circulante na serpentina. Os produtos de combustão são separados em um filtro, com o material particulado sendo retirado e removido para depósitos específicos enquanto os gases são lançados à atmosfera.

1. moinho de carvão
2. compressor e ar para combustão
3. gerador de vapor
4. filtro
5. vapor
6. turbina
7. gerador
8. transformador elétrico
9. aproveitamento adicional do vapor
10. condensador
11. água de resfriamento
12. bomba de alimentação

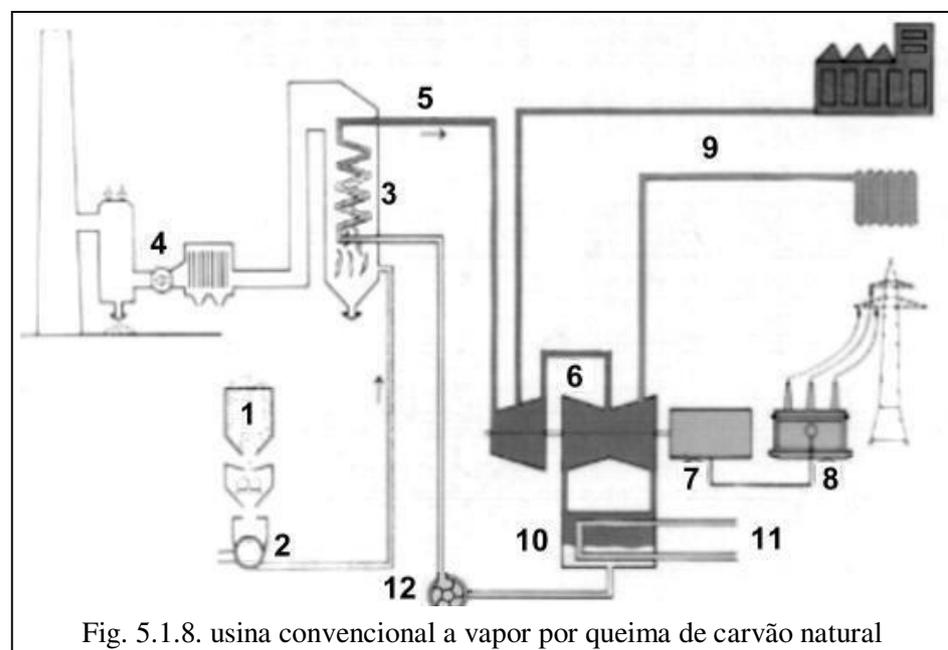


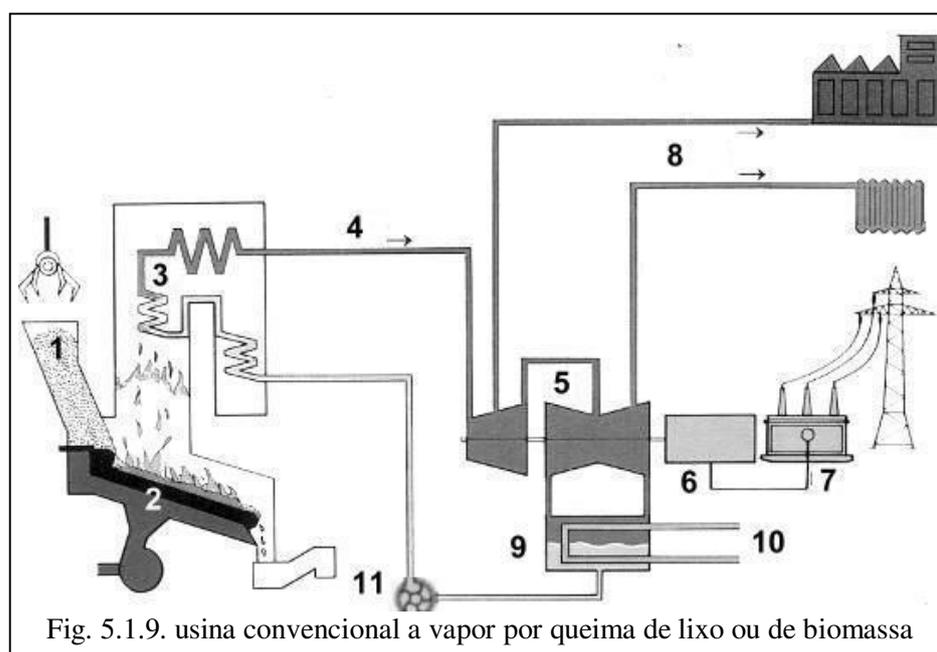
Fig. 5.1.8. usina convencional a vapor por queima de carvão natural

### 5.1.2.8. Usinas convencionais por queima de lixo ou de biomassa

Usinas por queima de lixo ou biomassa assemelham-se em muito e podem ser ambas representadas pela fig. 5.1.9.

Usinas de incineração de lixo são uma alternativa para aproveitamento do calor gerado pela queima de lixo em cidades onde se pratica a deposição de lixo em aterros sanitários ou a simples incineração. No primeiro caso desperdiça-se uma fonte de energia e cria-se sérios problemas ambientais. Com a simples incineração há o desperdício do calor gerado que, lançado à atmosfera, contribui para a elevação da temperatura ambiente da região. Sendo a produção de lixo diretamente proporcional às dimensões das cidades, este é um recurso bastante útil para minimizar a demanda por energia elétrica quando gerada por formas tradicionais.

1. lixo ou biomassa
2. grelha de queima
3. gerador de vapor
4. vapor
5. turbina
6. gerador
7. transformador elétrico
8. aproveitamento adicional do vapor
9. condensador
10. água de resfriamento
11. bomba de alimentação



Esta forma alternativa de geração de calor tem sido praticada em países europeus, com o vapor gerado sendo utilizado para a secagem do lixo úmido e posterior queima. É usado ainda para a geração de energia elétrica pela movimentação de turbinas a vapor e para o aquecimento para conforto térmico. Os resultados mais significativos estão relacionados com a eliminação dos depósitos de lixo e a redução da dependência de energia elétrica e de calor. Tal ação reduz a aplicação de formas mais nobres de energia primária, isto é, mais caras, como as usinas termelétricas nucleares, a carvão ou a óleo.

A incineração do lixo tem sido questionada, argumentando-se ser mais conveniente separá-lo e usar a parte orgânica não reciclável na obtenção de gás metano e de adubos. Neste caso torna-se necessária a construção de usinas de compostagem, onde o lixo é introduzido em biodigestores para decomposição e posterior aproveitamento dos sub-produtos daí originados. O metano irá então alimentar turbinas a gás para geração de energia e calor para processos industriais ou conforto térmico. O gás poderá ainda ser usado em processos químicos que dele necessitem, enquanto que o material sólido decomposto será usado como adubo orgânico.

A incineração de biomassa pode ser feita em instalação semelhante à apresentada para lixo, porém deve-se antes analisar a efetiva necessidade e conveniência da queima deste material. Para tanto torna-se necessária a implantação de projetos de reflorestamento para possibilitar a queima do material assim obtido.

A queima de bagaços de cana de açúcar e de cítricos é responsável pela geração de energia na totalidade das usinas instaladas. Sendo o bagaço o produto final de um daqueles dois processos, e dele nada mais restando a se aproveitar, ele é queimado para a geração de vapor para acionamento de geradores elétricos e produção de vapor de processo industrial.

Usinas termelétricas por queima de lixo são uma realidade em prática em várias cidades do mundo. Em muitos casos a simples queima do lixo tem sido substituída pela sua decomposição. O uso da queima de árvores para geração de energia não é praticado pois há utilizações mais rentáveis para projetos de reflorestamento, tais como a produção de papel.

Usinas para queima de bagaços podem tornar as indústrias independentes da energia elétrica externa e permitir ainda a venda dos excedentes para as destruidoras de energia elétrica, dentro do processo chamado de co-geração.

### 5.1.2.9. Exemplo de uma usina por queima de combustível

A Usina Termelétrica Fernando Gasparian, antiga UTE de Piratininga, localizada às margens do canal do Rio Pinheiros, na cidade de S. Paulo, será usada como exemplo de uma usina termelétrica por queima de combustível. Está localizada próximo à usina elevatória de Pedreira, na confluência do canal do Rio Pinheiros com a represa Billings. Inaugurada em 1954, a usina contou até recentemente (2001) com quatro unidades geradoras por queima de óleo, instaladas em épocas diferentes e, por esta razão, com características operacionais diferentes. Por razões de poluição ambiental as unidades foram reformadas e passaram a operar com gás natural.

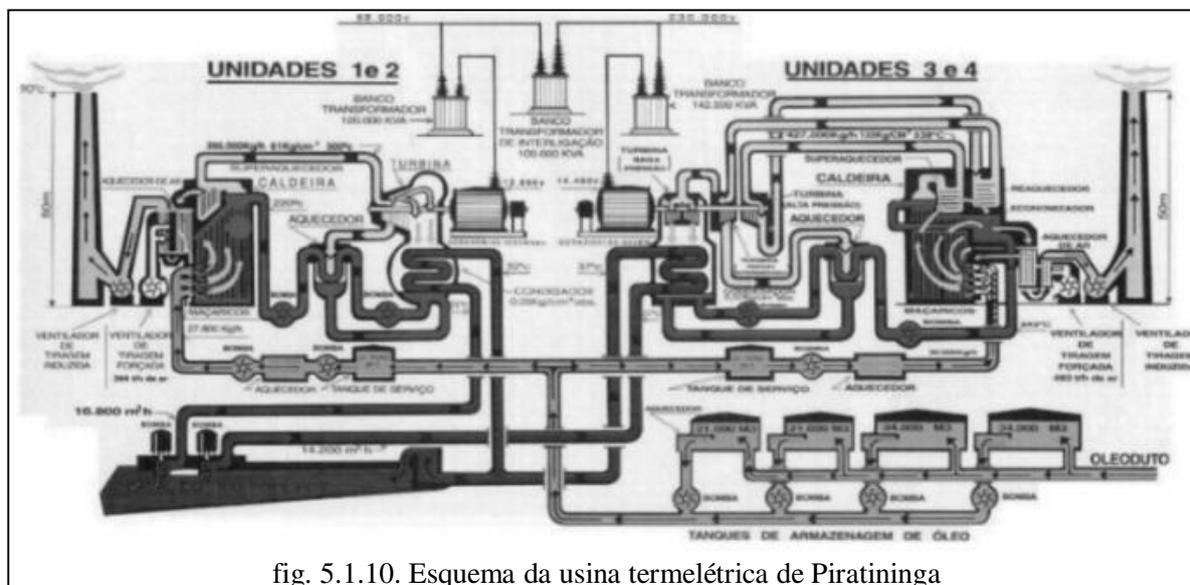


fig. 5.1.10. Esquema da usina termelétrica de Piratininga

A potência instalada da usina perfaz 472 MW devendo, a partir de consórcio com a Petrobrás assinado em 2001, receber 4 turbinas a gás a ciclo combinado acrescentando mais 400 MW à usina. Em abril de 2007 a Petrobrás arrendou a Usina por 17 anos, alterando o seu nome para Usina Termelétrica Fernando Gasparian. Os principais parâmetros operacionais da usina termelétrica de Piratininga, quando operava com óleo combustível, são encontrados na tabela 5.1.3. A figura 5.1.11 mostra o esquema das unidades 3 e 4 da referida UTE.

parâmetro	Unidades 1 e 2	Unidades 3 e 4
Vazão mássica de óleo combustível (kg/h)	27 800	30 000
Vazão mássica de vapor à saída do gerador(kg/h)	395 000	427 000
Pressão do vapor à saída do gerador (kgf/cm <sup>2</sup> ) - (kPa)	61 – 6x10 <sup>3</sup>	133 - 13x10 <sup>3</sup>
Temperatura do vapor à saída do gerador (°C)	500	530
Temperatura do vapor à saída das turbinas (°C)	220	240
Vazão de água de resfriamento (m <sup>3</sup> /h)	16 600	14 200
Temperatura da água à entrada do condensador (°C)	21	21
Temperatura da água à saída do condensador (°C)	32	37
4 tanques para armazenagem de óleo (m <sup>3</sup> )	110 000	
Potência elétrica útil (MW)	100 (cada)	136 (cada)

Tab. 5.1.3. Dados da Usina Termelétrica Fernando Gasparian



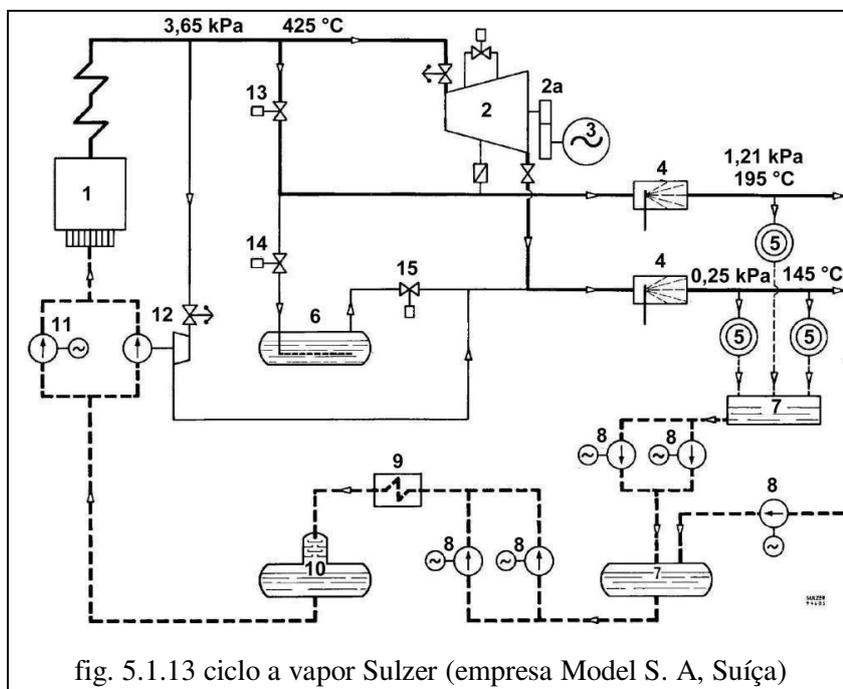
### 5.1.2.11. Análise de um ciclo de usina termelétrica a vapor

Partindo figura 5.1.13 da caldeira de radiação da, ou gerador de vapor, este é conduzido até a turbina onde ocorre o processo de transformação de energia térmica para mecânica. Antes de chegar à turbina parte da massa de vapor pode ser purgada (13) para ser usada no processo industrial. O variador de rotação, acionado pelo eixo da turbina, eleva a rotação do rotor do gerador elétrico, permitindo uma redução de seu diâmetro. A energia elétrica em corrente alternada, obtida pela transformação da energia mecânica, é fornecida à empresa.

O vapor purgado junta-se ao vapor que deixa a turbina e participa do processo industrial em duas condições diferentes, 1,21 kPa e 195 °C, e 0,2105 kPa e 145 °C.

O condensado oriundo do processo industrial é bombeado para o condensador para a sua transformação em água líquida. Em seguida é bombeada (11) do reservatório de alimentação (10) para a caldeira (1). A água bombeada por receber vapor vivo (12) para o seu pré-aquecimento.

1. caldeira de irradiação
2. turbina a vapor
- 2a. variador de rotação
3. gerador elétrico
4. refrigeradores de vapor
5. consumo de vapor de processo industrial
6. acumulador
7. reservatório de condensado
8. bombas de condensado
9. condensador
10. reservatório de alimentação
11. grupo moto-bomba de alimentação
12. idem 11 com entrada direta de vapor vivo
13. expansão do vapor de 3,7 kPa para 1,3 kPa
14. válvula de carga do acumulador de 1,3 kPa para 0,26 kPa
15. válvula de descarga do acumulador de 1,3 kPa para 0,26 kPa



### 5.1.2.12. Usinas a gás

A fig. 5.1.14. mostra o desenho esquemático do ciclo de uma usina termelétrica a gás, com as turbinas movidas pelos gases da combustão da mistura gás-ar.

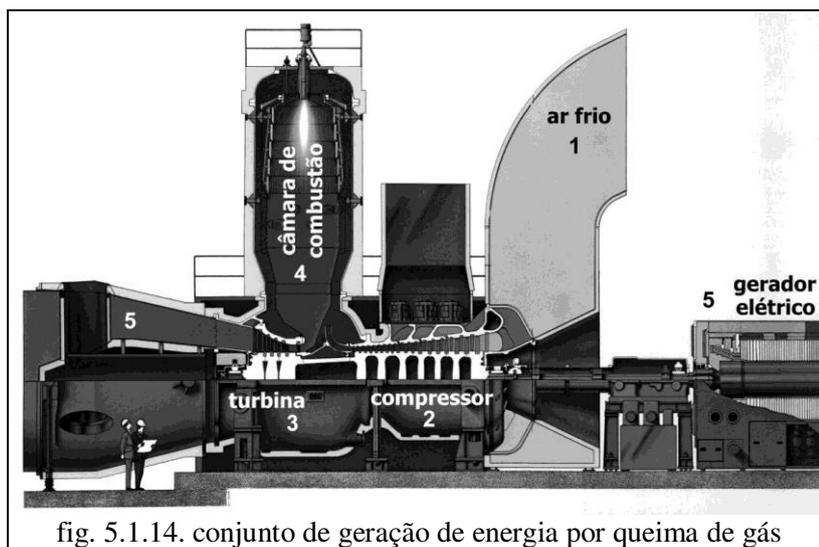


fig. 5.1.14. conjunto de geração de energia por queima de gás

O processo de geração de energia ou realização de trabalho em ciclos a gás é bastante simples.

Ar frio é succionado (1) do ambiente externo, comprimido (2), pré-aquecido e injetado na câmara de combustão (4) onde é misturado e queimado com o gás injetado na mesma câmara. O produto da combustão, em condições de elevada velocidade, pressão e temperatura, escoava pelas pás de uma turbina (3) onde o trabalho é realizado. Os gases de saída da turbina (5), ainda em temperatura elevada, podem ser aproveitados para aquecimento, elevando o rendimento do ciclo, ou lançados à atmosfera. Note-se que um único eixo interliga a turbina a gás, o compressor e o gerador elétrico, o que indica ser o trabalho dos gases usado também para a compressão do ar frio. Esta característica leva à identificação da máquina como um motor; com compressor e turbina solidários no mesmo eixo e a turbina fornecendo potência para o compressor. Esta configuração difere das demais máquinas de transformação de energia.

A fig. 5.1.15. mostra o desenho esquemático do ciclo de um motor a gás compacto, com as turbinas movidas pela combustão de mistura gás-ar. Nele o gás é comprimido e injetado na câmara de combustão pelo compressor que, por sua vez, recebe energia da própria turbina.

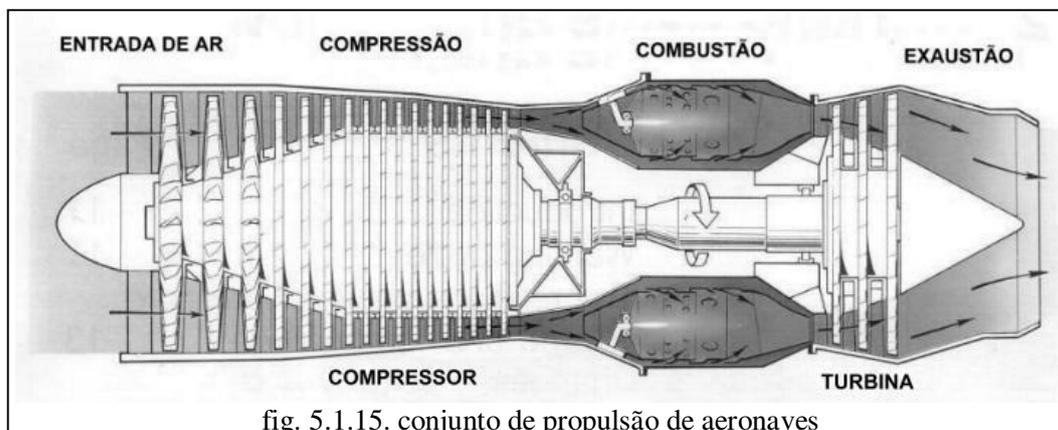


fig. 5.1.15. conjunto de propulsão de aeronaves

Motores a gás para propulsão de aeronaves apresentam as mesmas características expostas no parágrafo anterior. Diferenciam-se das usinas no tangente às dimensões e forma construtiva, assim como devido à inexistência de gerador elétrico acoplado.

Encontra-se uma variada gama de combustíveis usados em motores a gás. Aqueles combustíveis típicos de usinas a vapor, alguns derivados líquidos de petróleo e carvão, podem ser usados para queima e expansão em uma turbina a gás ao invés de serem queimados para a geração de vapor e posterior acionamento de turbinas a vapor. A potência desejada na usina é o fator limitante para a utilização de gás ou vapor para transformação em energia elétrica.

#### 5.1.2.13. Comparação entre motores a gás

Por agregarem num único conjunto todos os elementos necessários a uma usina a gás, exceto o gerador elétrico, motores de aeronaves são também utilizados para a geração de energia elétrica. Para tanto basta mantê-los estacionários e acoplar um gerador elétrico ao eixo do lado do compressor. A comparação entre as figuras 5.1.14. e 5.1.15. permite identificar as duas formas construtivas de motores a gás, embarcado ou estacionário.

O motor embarcado deve apresentar o menor peso e a maior potência específica possíveis, além de ter o formato aerodinâmico mais conveniente. Tais exigências dão a estes motores formas cilíndricas e compactas observando-se uma redução da relação comprimento-diâmetro nos motores mais atuais. Verifica-se que um elevado volume de ar frio envolvendo os gases de combustão que deixam a turbina reduz de forma significativa o nível de ruído gerado pelo choque térmico destes gases com o meio externo. Tal verificação leva à forma atual dos motores, vista na figura 5.1.16, onde o rotor (1) do compressor responsabiliza-se pela movimentação do ar frio que circunda o motor (4), assim como do ar frio que será comprimido (2) para a combustão e expansão nas pás da turbina (3).

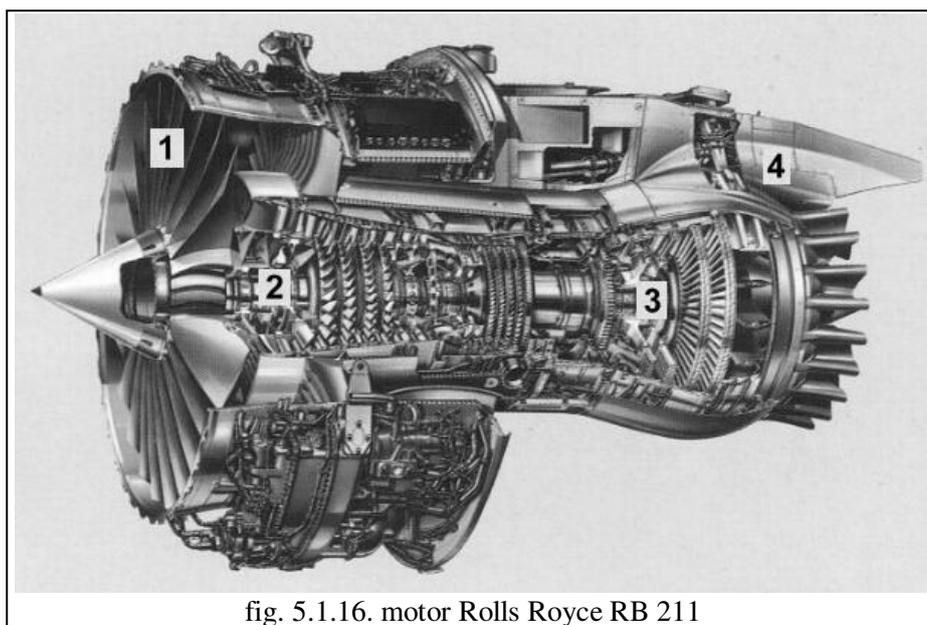


fig. 5.1.16. motor Rolls Royce RB 211

Todos os compromissos de peso, potência específica e forma inexistem nos motores estacionarios. Além disso a exigência de um gerador acoplado ao eixo da máquina do lado do compressor dificulta a admissão de ar para a combustão, levando à configuração da figura 5.1.14.

Motores a gás podem ainda ter sua condição operacional associada aos motores de combustão interna, cujo princípio de transformação de energia se apóia também na expansão de gases originados num processo de compressão e combustão. Diferenciam-se os dois processos por sua forma de ação, com os motores a combustão interna tendo uma operação cíclica, enquanto os motores a gás terem operação contínua. A associação entre as duas formas de transformação de energia é encontrada na figura 5.1.17.

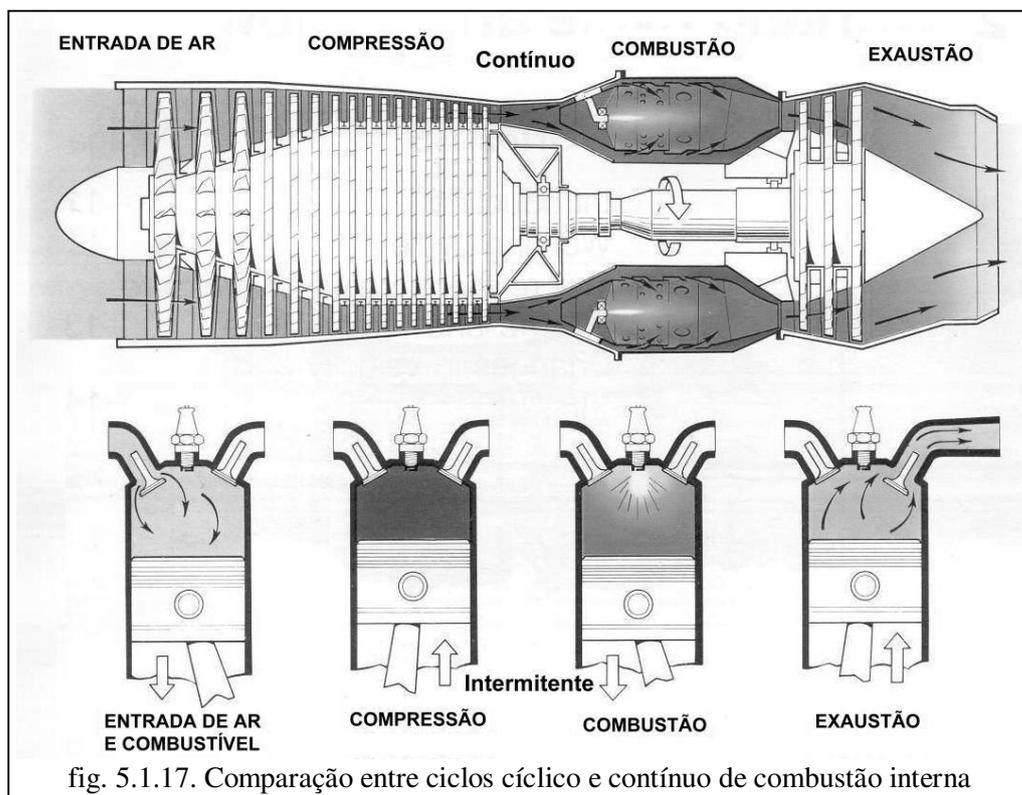


fig. 5.1.17. Comparação entre ciclos cíclico e contínuo de combustão interna

#### 5.1.2.14. Usinas a ciclo combinado gás-vapor

A rejeição dos gases de combustão de turbinas a gás a altas temperaturas sugere o seu aproveitamento para o aquecimento de água, o que implica em um aumento do rendimento do ciclo. A partir desta constatação foram propostas e são construídas as usinas de ciclo combinado, com a associação dos ciclos de gás e vapor na mesma usina, conforme visto na fig. 5.1.18.

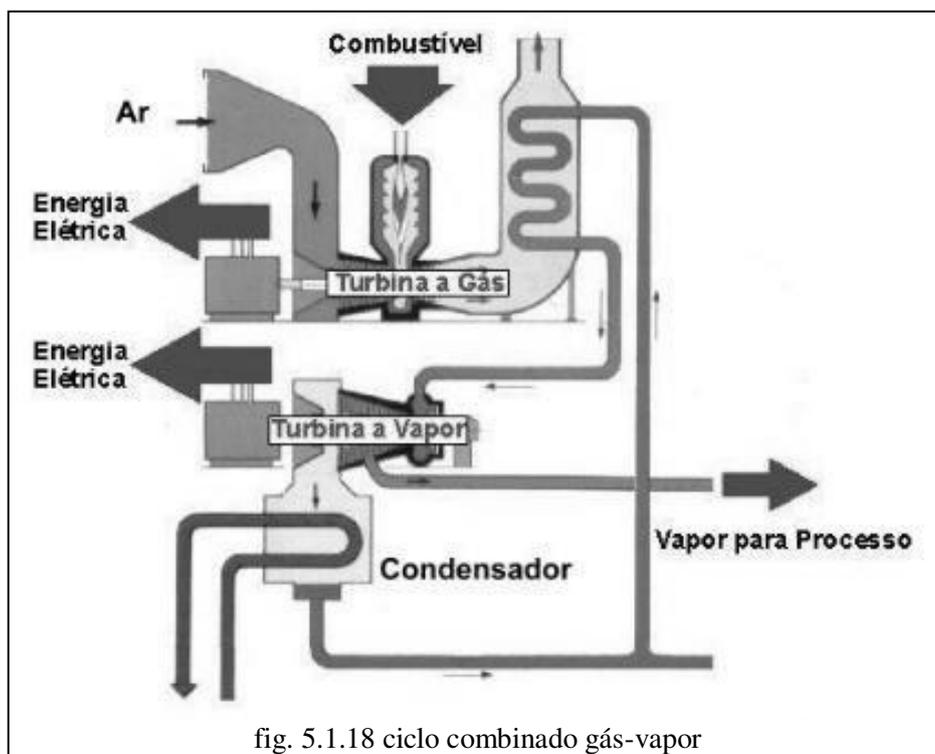


fig. 5.1.18 ciclo combinado gás-vapor

O esquema encontrado na fig. 5.1.19. mostra um ciclo combinado gás-vapor colocado em operação em outubro de 1978 na fábrica de papel de La Chapelle-Darblais na França.

O processo se inicia com a injeção e queima de 93900 kJ/s de gás na turbina a gás (1). Os gases de combustão são dirigidos à caldeira (3), nela entrando a 488 °C e saindo a 136 °C. O aquecimento adicional (2) é feito pelos gases de combustão e visa aquecer o ar para a queima do gás (ver retorno do ar quente para a câmara de combustão). Os gases de combustão atravessam a caldeira no sentido ascendente, enquanto a água para a geração do vapor o faz em contra corrente com os gases, no sentido descendente. Com isso tem-se um maior aproveitamento do calor dos gases. Duas serpentinas independentes permitem a geração de vapor. A serpentina superior gera 11,2 t/h de vapor. Este vapor, gerado na parte superior do gerador e, por isso a temperaturas mais reduzidas é complementado pelo vapor saído da turbina a vapor (4), somando as 63 t/h demandadas para as máquinas de produção de papel (5). A segunda serpentina, inferior, alimenta a turbina (4) com 55 t/h de vapor.

1. Turbina a gás
2. Aquecimento adicional
3. Caldeira; aquecimento com os gases de combustão
4. Turbina a vapor
5. Sistema de consumo de vapor (máquinas de produção de papel)
6. Acumulador
5. Deaerador

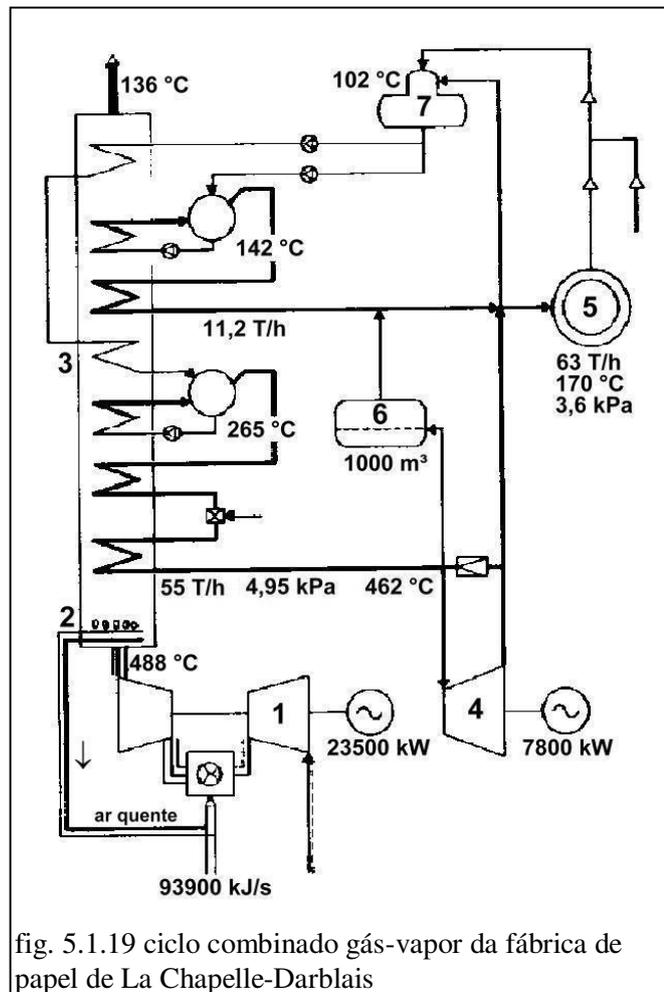


fig. 5.1.19 ciclo combinado gás-vapor da fábrica de papel de La Chapelle-Darblais

Se considerado apenas o ciclo a gás, com a rejeição para a atmosfera dos gases de combustão, o rendimento deste ciclo seria igual à relação simples entre a potência dos gases à entrada e a potência elétrica à saída, conforme a equação (5.1.1).

$$\eta = \frac{E_{elt}}{E_{entl}} = \frac{23500}{93900} = 0,25 \quad (5.1.1)$$

Com os ciclos de gás e vapor, deixando-se de lado o vapor de processo de produção de papel, o rendimento passa a ser dado pela equação (5.1.2.)

$$\eta = \frac{E_{elt}}{E_{entl}} = \frac{23500 + 7800}{93900} = 0,33 \quad (5.1.2)$$

Com o ciclo combinado completo, incluída a potência para o vapor do processo de produção de papel, dada por (5.1.3)

$$\dot{Q} = \dot{m} c \Delta t = \frac{63000 * 850 * (170 - 102)}{3600} = 1000 \frac{J}{s} \quad (5.1.3)$$

tem-se o rendimento elevado para para  $c = 850 \text{ J/kg K}$ .

$$\eta = \frac{E_{tot}}{E_{entl}} = \frac{23500 + 7800 + 1000}{93900} = 0,34 \quad (5.1.4)$$

O ciclo combinado completo faz com que seja obtido um acréscimo de cerca de 40 % no rendimento com relação ao ciclo simples a gás. Além disso, o calor rejeitado para a atmosfera a  $136^\circ\text{C}$  pode ainda ser aproveitado para conforto térmico, caso necessário, o que elevaria ainda mais o rendimento global do ciclo.

A fig. 5.1.20 mostra a evolução da eficiência em ciclo combinado de turbinas a gás Mitsubishi em função da temperatura de entrada dos gases de combustão na turbina.

Ciclos combinados atuais (2012) oferecem eficiências de ciclo combinado iguais ou superiores a 60%, como pode ser visto 5.1.19.

Em 2011 uma turbina Mitsubishi da série J operou com temperatura dos gases de entrada de  $1600^\circ\text{C}$ , e eficiência superior a 60%.

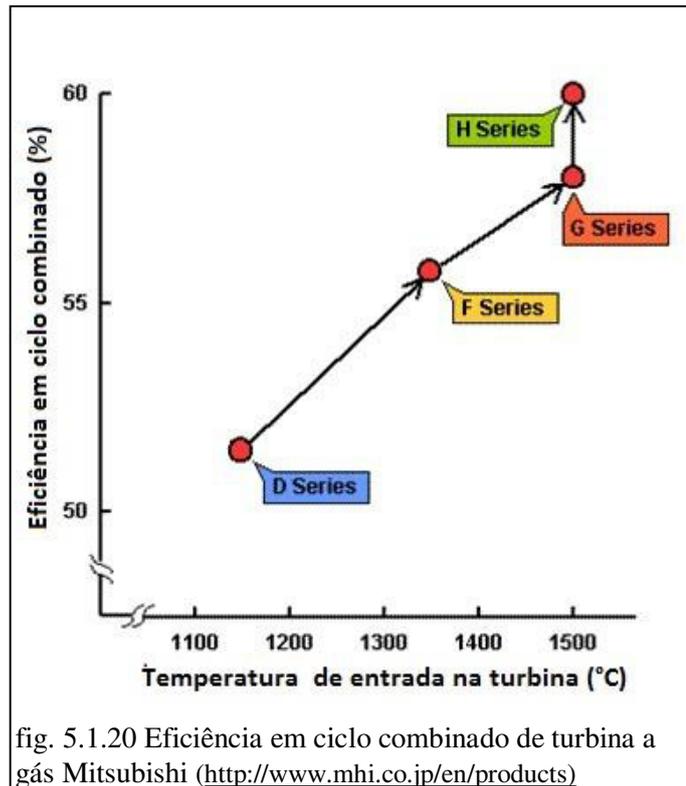


fig. 5.1.20 Eficiência em ciclo combinado de turbina a gás Mitsubishi (<http://www.mhi.co.jp/en/products>)

## 5.2. Turbinas térmicas axiais a vapor e a gás

### 5.2.1. Introdução

Como visto no capítulo 2. **Máquinas de Transformação de Energia**, o comportamento e o equacionamento das máquinas de fluxo seguem o mesmo padrão, o que nos leva a tratar as turbinas axiais a vapor e a gás de forma única. Tal simplificação é válida para as condições de operação das máquinas a vapor com este na condição de superaquecido, quando o seu comportamento pode ser associado ao de um gás perfeito. Se as condições do vapor estiverem abaixo daquelas de saturação, indicadas pelo diagrama de Mollier, a equiparação deixa de ser aplicável. Note-se que tal situação pode ocorrer nos estágios finais de uma turbina a vapor onde são encontradas condições de baixa pressão e temperatura.

As turbinas a vapor e a gás apresentam configurações específicas e únicas por serem suas condições de trabalho impostas pelo projetista. A definição dos valores de pressão, temperatura e vazão mássica do vapor ou gás diferenciam-se assim das máquinas hidráulicas, cuja definição de vazão mássica e altura de queda dependem exclusivamente das condições naturais impostas pelo sítio onde o aproveitamento será construído.

No tangente aos materiais envolvidos na construção de turbinas tornam-se mais relevantes propriedades relacionadas ao trabalho em elevadas temperaturas, que podem atingir valores ao redor dos 700 °C em máquinas a vapor ou acima de 1200 °C no caso de máquinas a gás. Problemas de vibrações nas pás dos rotores crescem com a redução da pressão e conseqüente aumento do diâmetro e que significa aumento no comprimento das pás, como pode ser visto no exemplo a seguir.

### 5.2.2. Exemplos de rotores de turbinas térmicas a vapor

Como exemplo de uma turbina a vapor será tomada a máquina K-50-90 LMZ, de fabricação soviética até a década de 80 e cujas características oficiais estão listadas a seguir:

Turbina a vapor K-50-90 LMZ -ano de projeto 1955-			
Potência útil	55,0 MW	Potência máxima	57,0 MW
Pressão de entrada	8,8 MPa	Pressão de saída	3,43 MPa
Temperatura de entrada	535,0 °C	Temp. da água de alimentação	226 °C
Temp. da água de resfriamento	10 °C	Consumo de vapor	57,2 a 60 kg/s
Pressão do óleo de regulação	2,0 MPa	Pressão do óleo dos mancais	0,15 MPa
Rotação nominal *	50,0 s <sup>-1</sup>	Rot. máxima / rot. nominal	1,10 a 1,12
Consumo específico de vapor	3,74 kg/(kW h)	Massa específica da turbina	3,3 kg/(kW h)
Comprimento da primeira pá (alta pressão)	40,0 mm	Comprimento da última pá (baixa pressão)	665,0 mm
Diâmetro do primeiro rotor (baixa pressão)	940,0 mm	Diâmetro do último rotor (baixa pressão)	2340,0 mm
Rendimento da instalação	38,8 %	* A rotação fornecida de 50 s <sup>-1</sup> não corresponde a um número inteiro de pares de pólos.	

Tabela 5.2.1. Dados da turbina a vapor K-50-90 LMZ

A figura 5.2.1. mostra um corte da turbina, tendo sido retirado da figura o mancal direito, apresentado na fig. 5.2.2., mantidas as proporções entre as duas figuras.

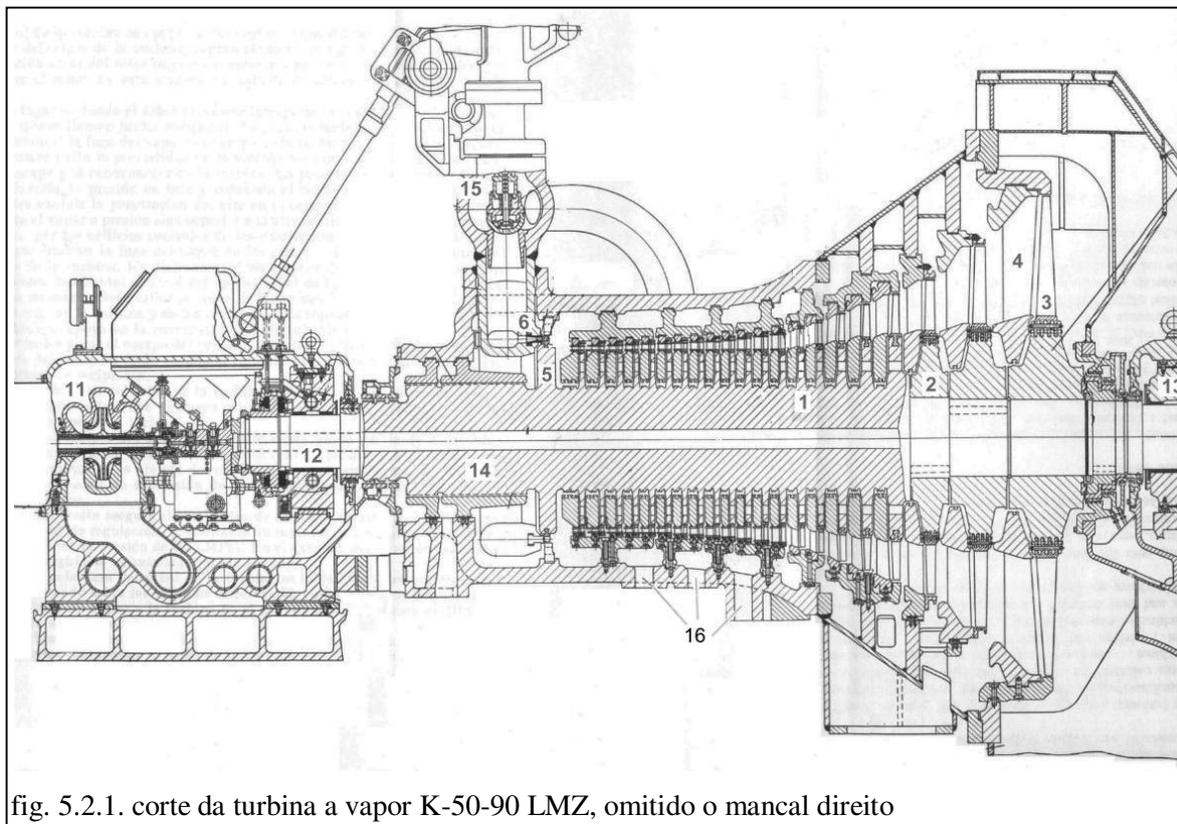


fig. 5.2.1. corte da turbina a vapor K-50-90 LMZ, omitido o mancal direito

As partes principais do conjunto da fig. 5.2.1. são:

1. disco de um dos estágios intermediários
2. disco de um dos estágios finais (baixa pressão)
3. pá de um dos rotores de estágio de baixa pressão
4. pá de um dos estatores de estágio de baixa pressão
5. disco do estágio de regulação
6. pás móveis e fixas do estágio de regulação
7. bomba centrífuga para pressurização do óleo de trabalho para mancais e regulação
8. mancal misto (radial-axial) dianteiro
9. mancal radial traseiro
10. eixo em aço forjado
11. válvula de admissão de vapor (uma de quatro)
12. tomadas intermediárias de vapor para aquecimento da água de alimentação do gerador de vapor,

e da fig. 5.2.2, são:

13. mecanismo para rotação do eixo,
14. mancal radial do gerador,
15. acoplamento semi-elástico para acoplar a turbina ao gerador.

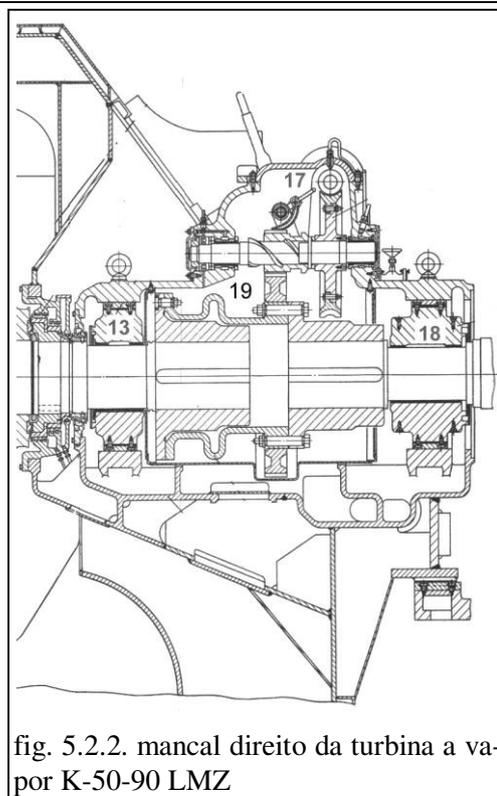


fig. 5.2.2. mancal direito da turbina a vapor K-50-90 LMZ

Algumas observações sobre os detalhes construtivos e operacionais da turbina apresentada na fig. 5.2.1 são expressos a seguir.

A vazão mássica na turbina é a mesma em todos os estágios, porém, com a redução da pressão e da temperatura do vapor ao longo dos estágios a massa específica do vapor aumenta. Tal fato exige uma maior área de escoamento e, com isso, o aumento do comprimento das palhetas e do estágio correspondente.

As palhetas fixas do estator (estacionário) são responsáveis pela elevação da velocidade do vapor e seu direcionamento com o mínimo de perdas para as pás do rotor.

Tomadas intermediárias de vapor viabilizam o aquecimento da água saída do condensador e que se dirige ao gerador de vapor, elevando o rendimento do ciclo.

Máquinas de grande porte recebem um sistema de movimentação do eixo, fig. 5.2.2.-17-, formado por motor elétrico e um conjunto de pinhão e rosca sem fim para facilitar trabalhos de manutenção e montagem.

A bomba hidráulica de fluxo de óleo, fig. 5.2.1. -11-, responsabiliza-se pela pressurização do sistema de regulação e a circulação do óleo dos mancais de deslizamento.

O sistema de controle de operação monitora a rotação do eixo da máquina, fechando totalmente as válvulas de alimentação de vapor quando de uma elevação de rotação máxima de 12% com relação à rotação nominal, síncrona, da máquina.

A fig. 5.2.3. mostra em detalhe a bomba hidráulica de fluxo de óleo -11- e os interruptores de segurança -20-. Estes últimos monitoram a rotação do eixo da máquina durante o seu funcionamento e a retiram de operação quando a rotação superar 1,12 vezes a rotação nominal.

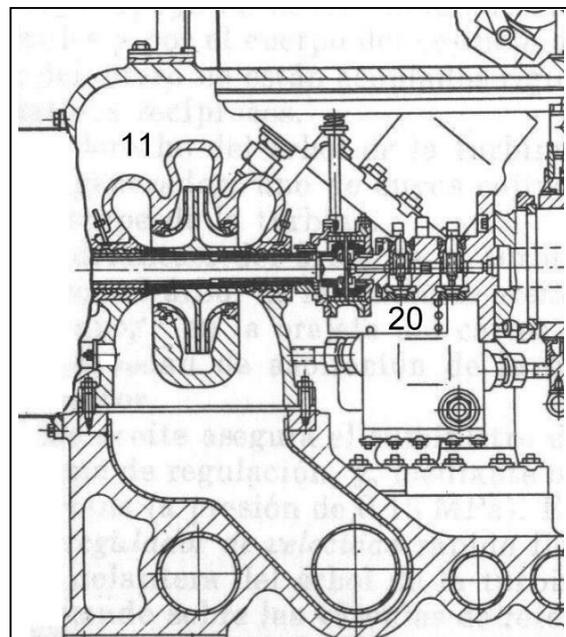


fig. 5.2.3. Bomba hidráulica de fluxo de óleo e interruptores de segurança

### 5.2.3. Exemplos de rotores de motores térmicos a gás

Turbinas a gás operam de forma diferente das turbinas a vapor, em que apenas a realização de trabalho do vapor acontece no interior da máquina, com o vapor sendo gerado externamente a ela. Nas máquinas a gás todo o processo de compressão do ar, mistura e combustão com o gás e realização de trabalho são realizados em um único conjunto. Desta forma não se pode falar em turbinas a gás mas em motores a gás, pois estes englobam tanto a parte de compressão quanto a de expansão. Sob a nomenclatura de motor a gás encontram-se as três partes principais envolvidas no processo de transformação de energia; o compressor, a câmara de combustão e a turbina.

Como exemplo de um motor a gás será tomada a máquina 501 G, de fabricação japonesa pela Mitsubishi Heavy Industries, projeto da década de 90 e cujos dados principais estão na tabela 5.2.2..

Máxima Potência útil	~ 500,0 MW
Temperatura dos gases de entrada	~ 1500 °C
Temperatura de saída	~ 530 °C
Consumo de gás	
Rotação nominal	3600 rpm
Rendimento em ciclo combinado	~ 58 %
Tabela 5.2.2. Dados da turbina a gás Mitsubishi 501 G	

A figura 5.2.4. mostra um corte da turbina, podendo-se observar a aparente semelhança entre a turbina a vapor e a gás.

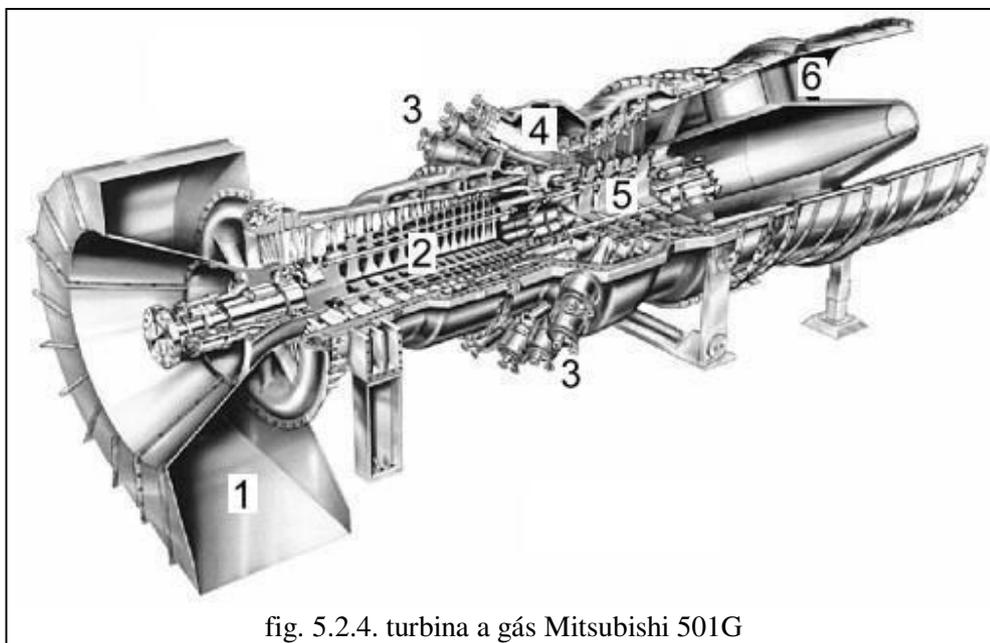


fig. 5.2.4. turbina a gás Mitsubishi 501G

As partes principais da turbina a gás indicada na figura 5.2.4. são:

- |                                   |                                      |
|-----------------------------------|--------------------------------------|
| 1. entrada de ar para compressão, | 2. compressor de múltiplos estágios, |
| 3. injetores de gás,              | 4. câmaras de combustão,             |
| 5. turbina de múltiplos estágios, | 6. saída dos gases de escape.        |

A figura 5.2.5. mostra um conjunto girante do motor a gás em análise sendo transportado para montagem, podendo-se observar os rotores do compressor (2) e da turbina (5) montados no eixo.

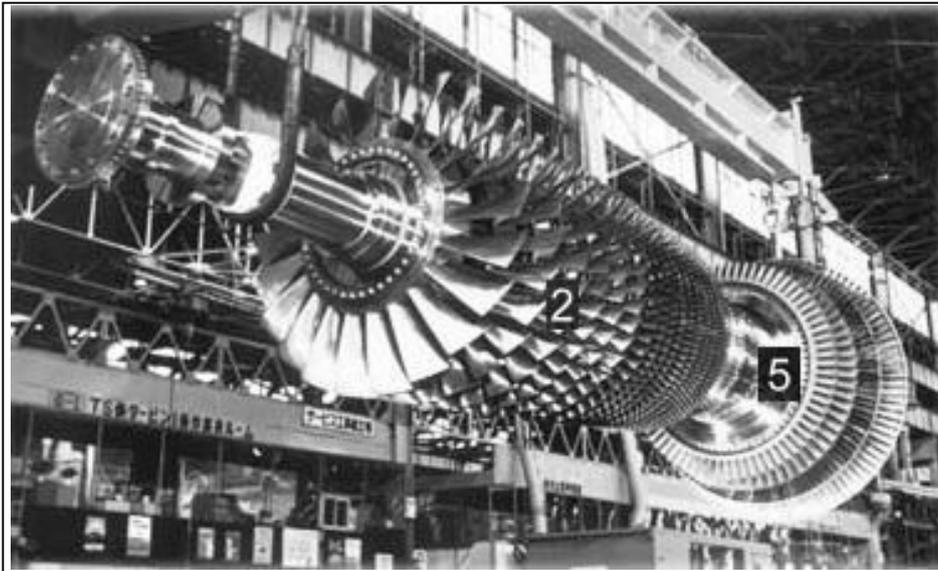


fig. 5.2.5. conjunto girante do motor a gás Mitsubishi

#### 5.2.4. Transformação de energia em turbinas térmicas

A transformação de energia em turbinas a gás ou a vapor parte da transformação em energia cinética da elevada energia de pressão encontrada à sua entrada. As pressões elevadas são obtidas ou pela compressão do ar, na turbina a gás, ou pelo bombeamento de água do gerador de vapor no ciclo Rankine.

Numa turbina de reação, ou sobrepessão, parte da realização de trabalho ocorre por redução de pressão, parte por variação de velocidade. Por outro lado deve-se manter a velocidade tangencial constante em cada um dos múltiplos estágios da turbina. A viabilização de manutenção de velocidade constante nos rotores impõe que esta seja elevada no estator para voltar a ser reduzida na próxima pá do rotor, elevada na seguinte do estator e assim sucessivamente. A energia de pressão deve, por sua vez, se reduzir ao longo da passagem pelos vários estágios tanto devido à sua contribuição para a realização de trabalho quanto para a viabilizar a elevação de energia cinética no estator. Paralelamente ao longo do processo de transformação de energia tem-se uma elevação da massa específica do fluido e um aumento do diâmetro dos rotores, que também contribuem para a manutenção das condições cinéticas no interior da turbina.

A figura 5.2.6. mostra de forma esquemática o comportamento da pressão e da velocidade ao longo dos vários estágios de uma turbina térmica axial.

No caso específico das velocidades, a fig. 5.2.6. apresenta os seus valores de entrada transferidos para o centro das pás do rotor e do estator. À entrada da pá do estator a velocidade deve ser mínima, enquanto que à sua saída deve ser máxima. Na pá do rotor tem-se velocidade de entrada máxima e de saída mínima, visto ter sido transferida energia à pá. Nas folgas entre as pás as velocidades também se reduzem. As variações de velocidade ocorrem continuamente ao longo das pás e também na folga entre elas, conforme figura 5.2.7.

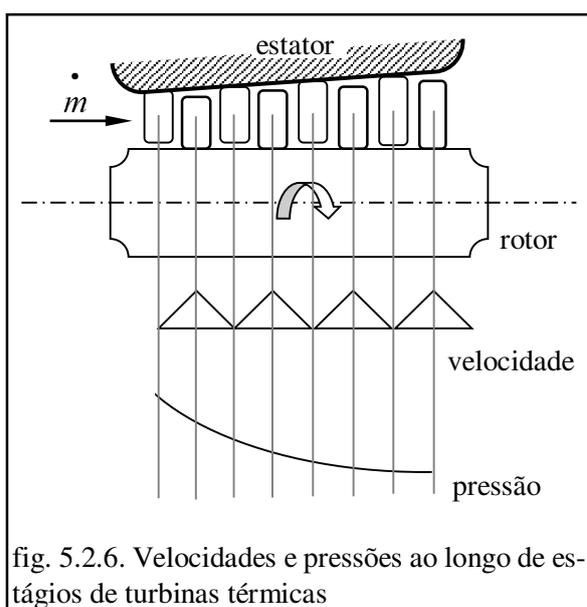


fig. 5.2.6. Velocidades e pressões ao longo de estágios de turbinas térmicas

### 5.2.4.1. Aspectos energéticos comparados

Como discutido no capítulo 2. **Máquinas de Transformação de energia**, os triângulos de velocidade não diferem conceitualmente em quaisquer máquinas de fluxo. Serão, como sempre, compostos pelas velocidades tangencial e relativa, cuja soma vetorial levará à velocidade absoluta. A obtenção destas velocidades se dá, porém, de forma diferente daquela das máquinas hidráulicas.

Máquinas hidráulicas operam com líquidos, fluidos de reduzida compressibilidade onde a energia potencial hidráulica é transformada em energia de pressão e energia cinética para efeito de realização de trabalho nas pás da turbina. Não há participação da energia térmica no processo, ou melhor, a participação da energia térmica é pouco relevante para o processo.

Pode-se, então, simplificar a equação da energia específica do escoamento **I**:

$$(2.5.1) \quad I = \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} + gh + u$$

para

(2.5.2.)

$$E = \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} + gh$$

onde  $E_i$ : energia mecânica específica, aplicável em processos envolvendo fluidos admitidos incompressíveis.

A absoluta maioria das máquinas térmicas convencionais, transforma combustíveis fósseis em calor, este viabiliza a expansão do vapor ou os gases de combustão. Através de sua expansão nos rotores de uma turbina é obtido, então, o trabalho desejado. Nestes casos são significativas as parcelas de energia térmica e de pressão envolvidas no processo.

Partindo-se da equação da energia específica do escoamento **I** e aplicando as simplificações discutidas em **2.6.4. Trabalho específico para fluidos compressíveis** pode-se obter:

$$(2.6.16) \quad E_c = \frac{p}{\rho} + u$$

(2.5.3.)

$$h_u = \frac{p}{\rho} + u$$

onde  $E_c$ : energia mecânica específica, aplicável em processos envolvendo fluidos compressíveis, e que corresponde à entalpia do processo  $h_u$ .

Deve ser ressaltado que naqueles casos em que a energia cinética do escoamento é significativa para o processo, a sua inserção no equacionamento poderá ser feita a partir da definição de estado de equilíbrio, conforme **2.6.4.5. Inserção da influência da energia cinética**. As novas pressão e temperatura a serem consideradas para efeito de cálculos numéricos passam a ser as temperatura e pressão de estagnação, dadas pelas equações abaixo.

$$(2.6.38) \quad T = t + \frac{c^2}{2c_p}$$

(2.6.39)

onde:

$$P = p \left( \frac{T}{t} \right)^{\frac{\alpha}{\alpha-1}}$$

$t$ : temperatura do processo;  $p$ : pressão do processo;  $T$ : temperatura de estagnação;  $P$ : pressão de estagnação;  $c$ : velocidade de escoamento;  $c_p$ : calor específico a pressão constante.

#### 5.2.4.2. O processo de transformação de energia em turbinas térmicas

O tópico anterior indica a necessidade da análise da entalpia local para a determinação das condições de escoamento ao longo da turbina. A energia disponível para o processo resume-se à entalpia, responsável pela viabilização do escoamento e, assim, pelas velocidades a ela associadas.

O diagrama termodinâmico mais conveniente para tais análises é o  $h_u, s$ , que relaciona a entalpia como função da entropia, tendo-se ainda as linhas de temperatura e pressão como parâmetros das curvas do diagrama. A figura 5.2.8. apresenta de forma simplificada o diagrama  $h_u, s$ .

Na fig. 5.2.8. está representado um processo simples onde a condição inicial é definida pelo ponto **2**, dado pela pressão  $p_2$  e pela temperatura  $t_2$ .

A condição final é representada pelos pontos  $1^+$ , com pressão  $p_1^+$  e temperatura  $t_1^+$ , caso o processo seja ideal ou isentrópico, isto é, ocorra com entropia constante. Caso o processo seja real, a sua condição final será representada pelo ponto **1**, com pressão  $p_1$  e temperatura  $t_1$  e conseqüente aumento de entropia.

O trabalho específico advindo do processo indicado na fig. 5.2.8. será expresso de duas formas:

Para o processo ideal tem-se o trabalho específico representado pela equação (2.6.1) e para o real por (5.2.1):

$$(2.6.1) \quad Y_{rd} = [h_2 - h_1^+]_{rev.ad.}$$

$$Y = [h_2 - h_1] \quad (5.2.1)$$

Na fig. 5.2.9. tem-se a indicação dos dois trabalhos específicos acima, identificando-se a diferença entre o trabalho específico ideal e o real.

Esta diferença corresponde à dissipação de energia durante o processo, dissipação esta que provocou o aumento de entropia observado.

$$\Delta Y = [h_1 - h_1^+] \quad (5.2.2)$$

$$\Delta s = [s_1 - s_1^+] \quad (5.2.3)$$

A grandeza  $\Delta Y$  definida nas condições acima será positiva, enquanto que  $\Delta s$  será sempre positiva.

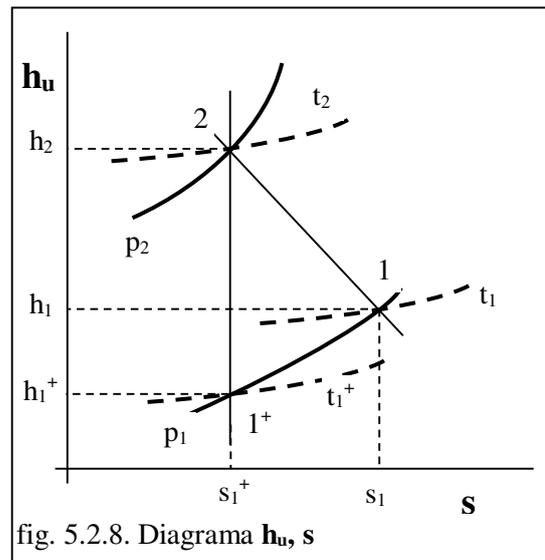


fig. 5.2.8. Diagrama  $h_u, s$

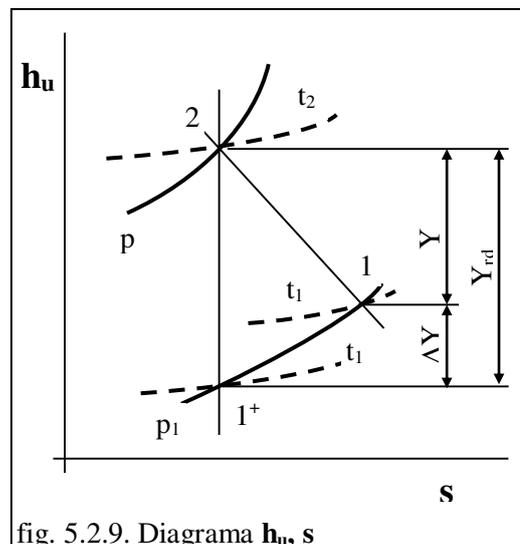


fig. 5.2.9. Diagrama  $h_u, s$

### 5.2.4.3. Análise de um estágio de turbina térmica

A figura 5.2.10. repete a figura 5.2.6., onde se ressaltam as pás do estator (e) e do rotor (r) e a distribuição de velocidades de um estágio de uma turbina térmica qualquer.

Como já discutido, em um estágio de turbina térmica a transformação se dá com a energia disponível no estator sendo transformada em energia cinética e transferida à pá do rotor. Entre as pás do estator e do rotor tem-se uma folga inevitável para viabilizar a operação da máquina.

Mantida a indiciação apresentada em 2.6. **Modelo para as máquinas de fluxo**, tem-se o índice 1 para a face de sucção das pás do rotores e, no sentido crescente de energia e inverso ao escoamento, o índice 2 para a face de pressão do rotor, 3 para a face de sucção das pás do estator e 4 para a face de pressão do estator. Tal seqüência está indicada na figura 5.2.11.

Definido o nível máximo de energia numa determinada seção de escoamento como a entalpia total  $h_{ut}$  tem-se:

$$h_{ut} = h_u + \frac{c^2}{2} \quad (5.2.2)$$

Transportado para um diagrama  $h_u, s$ , o processo ocorre segundo a figura 5.2.12., onde toda grandeza referida à condição de entalpia total terá a letra **t** em seu índice inferior. Desta forma serão definidas pressões referidas à entalpia total;  $p_{tx}$ . e pressões referentes à entalpia (não total),  $p_x$ .

O processo desenvolvido ao longo das pás do estator e do rotor serão considerados adiabáticos e irreversíveis. Isto significa que, por ser adiabático a entalpia será mantida constante e as perdas conseqüentes ao escoamento levarão a reduções de pressão.

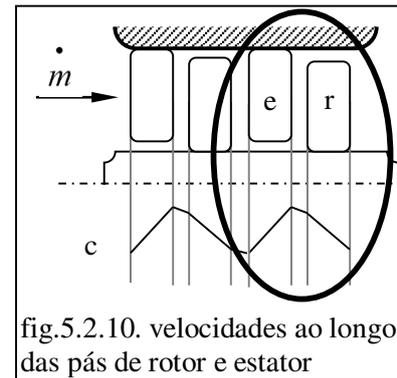


fig.5.2.10. velocidades ao longo das pás de rotor e estator

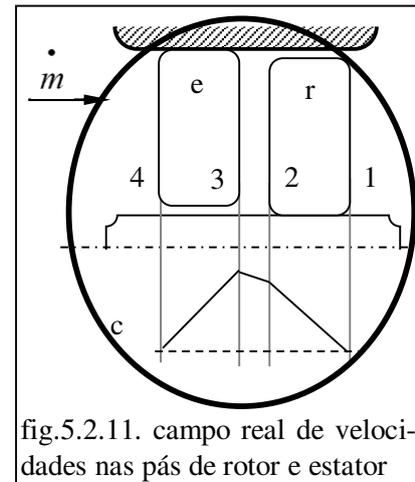


fig.5.2.11. campo real de velocidades nas pás de rotor e estator

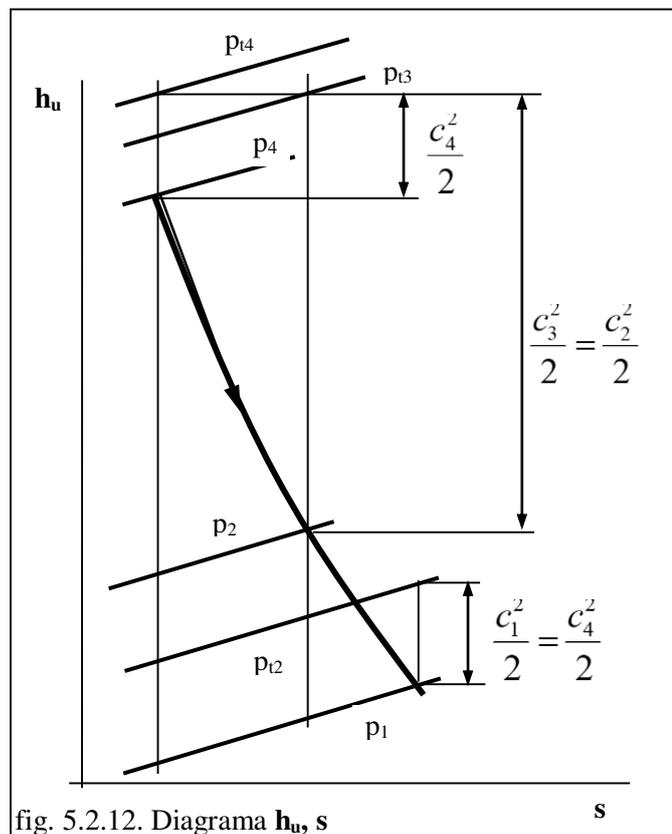


fig. 5.2.12. Diagrama  $h_u, s$

As linhas de isotermodura não são significativas para a análise a ser feita e não serão apresentadas. Objetiva-se assim otimizar as informações e facilitar o entendimento.

Admite-se que as condições de energia do escoamento à saída das pás do estator sejam iguais às de entrada nas pás do rotor, o que caracteriza um processo isoentrópico. Isto significa que:

$$\boxed{h_{u3} = h_{u2}} \quad \boxed{p_3 = p_2} \quad \boxed{c_3 = c_2} \quad \boxed{T_3 = T_2} \quad (5.2.3.a, b, c, d)$$

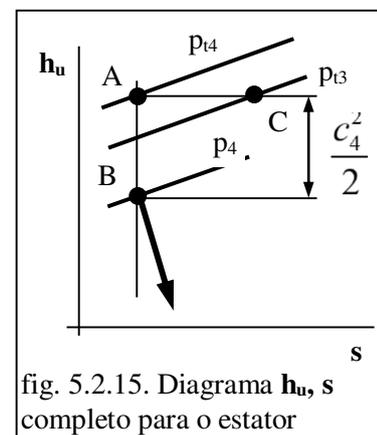
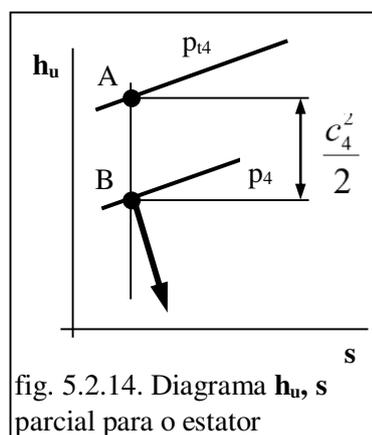
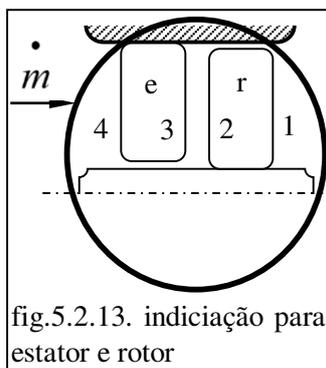
A análise das condições termodinâmicas do escoamento em cada região específica do estágio, aplicadas as premissas gerais apresentadas acima será detalhada a seguir e pode ser acompanhada nas figuras 5.1.13. a 5.2.18.

#### 5.2.4.4. Análise do estator

A análise se inicia com a passagem do fluido pela superfície de controle 4 da fig. 5.2.13., ponto A na fig. 5.2.14, onde as condições de energia são dadas pela pressão  $p_4$  e temperatura  $T_4$ . A entalpia total será dada por  $h_{u4}$ , conforme a equação (5.2.2) e indicada na figura 5.2.14 pelo ponto B.

A seta, com origem em B, indica a curva e o sentido do processo termodinâmico em análise.

Admitido o processo termodinâmico ao longo das pás como sendo adiabático, tem-se então a manutenção da entalpia total entre as seções 4 (de pressão) e 3 (de sucção) do estator. Consideradas as irreversibilidades do mesmo processo, como já discutido, as perdas do escoamento ao longo das pás do estator impõem uma redução da pressão associada à entalpia total,  $p_{3t}$ , conforme indicado na figura 5.2.15 pelo ponto C.



A figura 5.2.15. resume o processo termodinâmico agente entre a entrada e a saída, respectivamente faces de pressão e sucção, do estator e, com isso, de suas pás.

Deve-se agora acompanhar o processo ao longo da folga entre estator e rotor. Neste espaço vazio admite-se um processo isoentrópico, o que conduz à igualdade entre a velocidade absoluta na face de sucção do estator,  $c_3$ , e a velocidade absoluta na face de pressão do rotor,  $c_2$ .



Para determinar a velocidade absoluta à saída, face de sucção do rotor, deve-se considerar que: a saída de um rotor de um estágio, r1 na figura 5.2.18, está imediatamente à frente da entrada do estator do próximo estágio, e2 na mesma figura,

a energia cinética deve ser mantida constante entre a entrada e a saída de cada estágio, variando apenas no interior dos mesmos, conforme diagrama da figura 5.2.10, repetido na fig. 5.2.18,

nas folgas admite-se um processo isoentrópico, mantidas iguais as velocidades de saída de um órgão e entrada no próximo.

Isto significa que a velocidade de saída, face de sucção do rotor, deve ser igual à velocidade de entrada, face de pressão, do estator.

Retornando à figura 5.2.13., tem-se que:

$$c_1 = c_4 \quad (5.2.4)$$

A determinação da entalpia total na face de sucção do rotor é conseguida aplicando-se a equação (5.2.2) à pressão  $p_1$ .

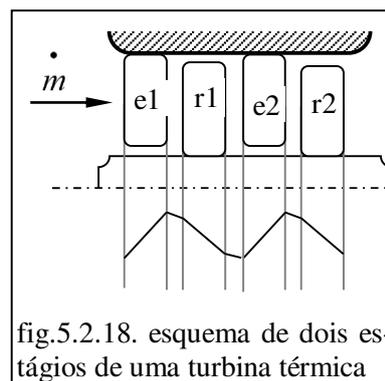


fig.5.2.18. esquema de dois estágios de uma turbina térmica

A figura 5.2.19. apresenta a determinação gráfica da entalpia e da pressão totais, a partir da pressão na face de sucção do rotor.

Somada a entalpia definida pelo ponto E da figura, à energia cinética correspondente à velocidade de saída do rotor chega-se à linha de pressão  $p_{t1}$ , encontrado o ponto F definidor da entalpia total na face 1.

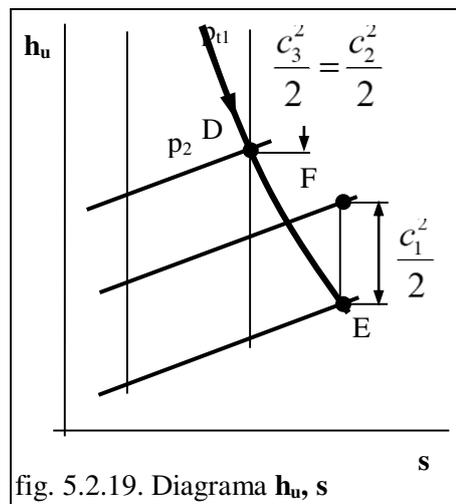


fig. 5.2.19. Diagrama  $h_u, s$

Encerra-se aqui a discussão relativa ao ciclo correspondente ao processo termodinâmico de realização de trabalho e transformação de energia em turbinas térmicas.

Pode-se, agora, discutir os triângulos de velocidades nas faces de pressão e de sucção dos estatores e rotores dos estágios daquelas máquinas.

### 5.2.5. Triângulos de velocidade em pás de turbinas térmicas

Serão analisados aqui os triângulos de velocidade pertinentes às turbinas a vapor e a gás, excluídos os compressores dos motores a gás.

Para o cálculo do desempenho das máquinas de fluxo interessam apenas os triângulos de velocidade nas faces de pressão e sucção das pás, indicadas por segmentos de reta brancos na fig. 5.2.20. Estas superfícies correspondem ao bordo de ataque (face de pressão) e ao bordo de fuga (face de sucção) dos perfís das pás. Para efeito de determinação da curvatura das pás devem ser analisados os triângulos de velocidade ao longo das pás no interior dos canais, entre as faces de pressão e sucção, o que não é de interesse no momento.

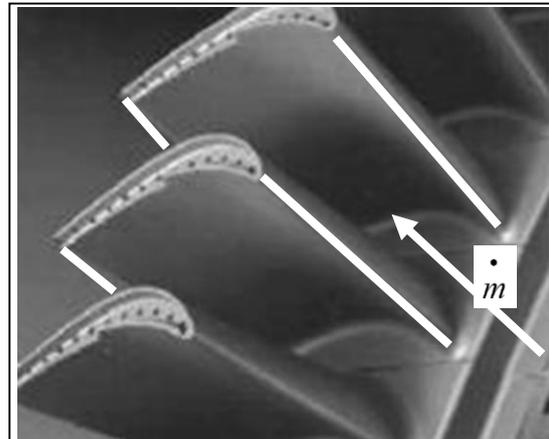


fig. 5.2.20. Superfícies de pressão e sucção das pás do rotor

A fig. 5.2.21. mostra a projeção plana de pás em cascata de um turbina térmica axial. As pás do estator, estacionárias, guiam o fluxo para as pás do rotor viabilizando a transferência de energia. A rotação do rotor induz a velocidade tangencial  $u$  indicada na figura e determinada por:

$$(4.3.4) \quad \vec{u} = \vec{\omega} \wedge \vec{r}$$

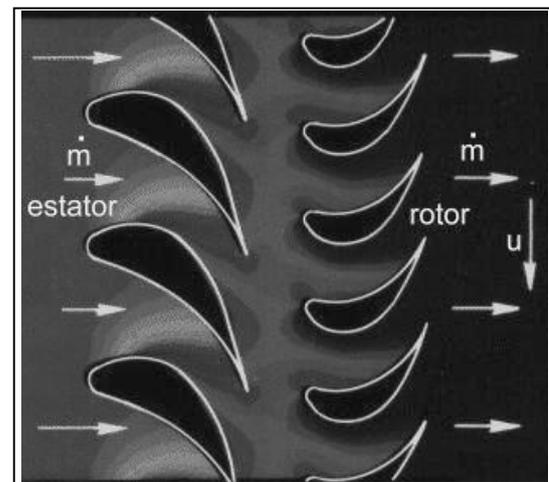


fig. 5.2.21. rotor e estator em projeção plana

As características do escoamento em turbinas térmicas foram discutidas em detalhes em 5.2.4.3. e, de forma resumida, sabe-se que as velocidades absolutas comportam-se como segue.

A velocidade absoluta de entrada,  $c_4$ , do fluido no estator é definida pelas condições locais de pressão e temperatura deste fluido. A velocidade absoluta de saída,  $c_3$ , do fluido no estator é definida pela geometria dos canais do estator assim como pelas condições de pressão e temperatura impostas pelas pás do estator ao longo do escoamento em seu interior. A velocidade absoluta  $c_2$  chega ao rotor na direção definida pela saída da pá do estator, sendo admitida igual a aquela em módulo e direção. A velocidade absoluta  $c_1$  deixa a pá do rotor com módulo e direção definidos pelas velocidade relativa e tangencial na face de sucção do rotor, definidas estas pelas condições de pressão e temperatura impostas pelas pás do rotor ao longo do escoamento no seu interior.

A figura 5.2.22. mostra de forma apenas qualitativa o campo de velocidades ao longo do escoamento da entrada das pás do estator até a saída das pás do rotor.

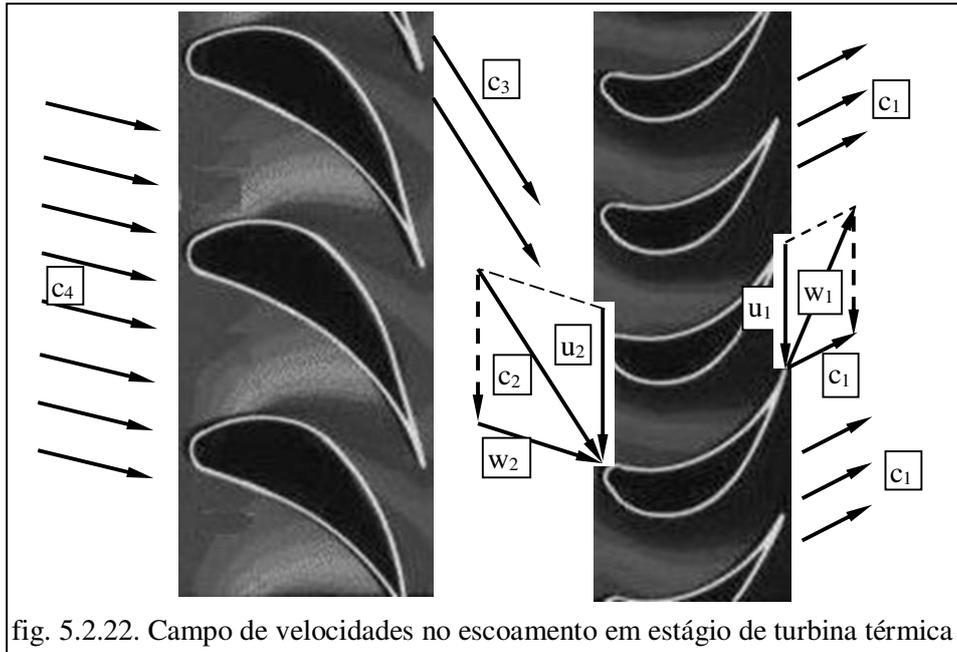


fig. 5.2.22. Campo de velocidades no escoamento em estágio de turbina térmica

A fig. 5.2.23. corresponde a parte da fig. 5.2.22. e mostra apenas os triângulos de velocidade nas faces de pressão e sucção do rotor em projeção plana.

A determinação das velocidades absolutas à entrada e saída do estator são definidas pelas condições termodinâmicas agentes nas suas faces de pressão e sucção, conforme 5.2.4.3.1. Para a análise a seguir serão mantidas as mesmas definições de ângulos usadas para as máquinas de fluxo hidráulicas, encontradas em 2.11.2. **Triângulos de velocidade em uma máquina de fluxo** e rerepresentadas aqui em sua forma gráfica na figura 5.2.24..

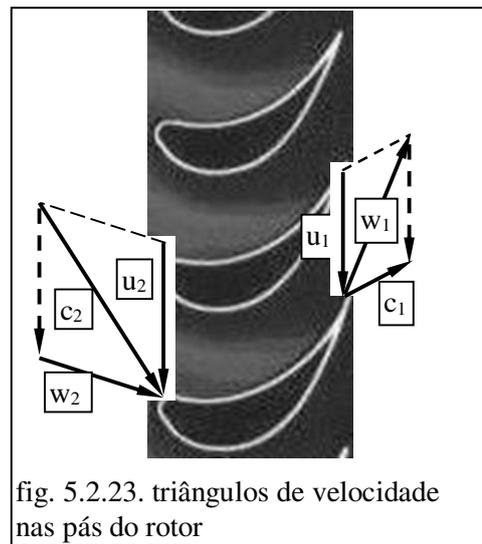


fig. 5.2.23. triângulos de velocidade nas pás do rotor

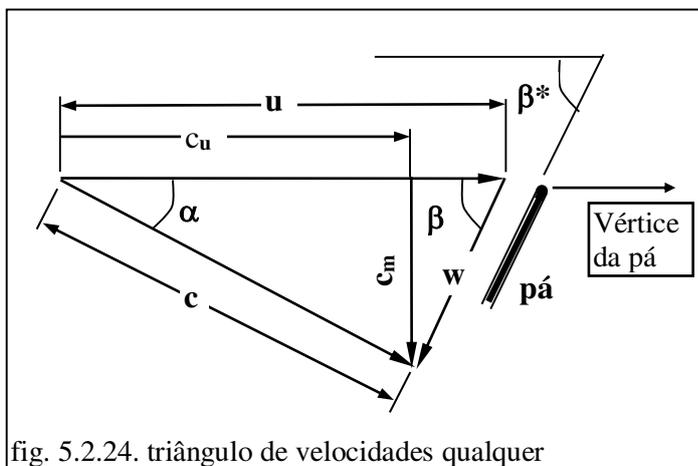


fig. 5.2.24. triângulo de velocidades qualquer

- $\vec{c}$  : velocidade absoluta;  $\vec{u}$  : velocidade tangencial;  $\vec{w}$  : velocidade relativa
- $\vec{c}_m$  : velocidade meridiana,
- $\vec{c}_u$  : projeção da velocidade absoluta paralelamente à velocidade tangencial
- $\alpha$  : ângulo formado pelas velocidades tangencial e absoluta
- $\beta$  : ângulo formado pelas velocidades tangencial e relativa
- $\beta^*$  : ângulo formado pela direção da velocidade tangencial e a face da pá

### 5.2.5.1. Simplificações

As simplificações já obtidas e as específicas das máquinas axiais e que permitem simplificar a análise de seus triângulos de velocidade são apresentadas a seguir. A indicação usada corresponde à encontrada na figura 5.2.22.

Para uma mesma linha de corrente, mesmo raio, a velocidade tangencial na face de pressão,  $u_2$ , se iguala à velocidade tangencial na face de sucção,  $u_1$ . O mesmo se repete para a projeção da velocidade absoluta na direção tangencial.

$$\boxed{u_1 = u_2 = u} \quad (5.2.5)$$

A velocidade na face de sucção do estator se iguala à velocidade na face de pressão do rotor.

$$\boxed{c_3 = c_2} \quad (5.2.3.c)$$

A velocidade na face de sucção do rotor se iguala à velocidade na face de pressão do estator.

$$\boxed{c_1 = c_4} \quad (5.2.4)$$

Por terem as suas condições de operação impostas pelo operador, diferente das turbinas hidráulicas, as turbinas térmicas podem operar sempre na mesma condição. Desta forma define-se apenas a operação no ponto ótimo, sem maiores preocupações relativas a operação em sobrecarga ou carga parcial, como nas turbinas hidráulicas.

Este fato vai de encontro com as características operacionais das máquinas axiais, térmicas ou hidráulicas de pás fixas, que revelam uma acentuada queda de rendimento quanto em operação fora do ponto de máximo rendimento, como confirmado pela figura 4.3.44.

**5.2.5.2. Análise dos triângulos de velocidades**

As simplificações discutidas no tópico anterior permitem uma análise conjunta dos triângulos de velocidade das faces de pressão e sucção das turbinas térmicas, o que será feito a partir do esquema da figura 5.2.25. Ressalte-se que as velocidades em discussão correspondem a aquelas referidas aos vértices das pás. As velocidades  $c_u$  e  $c_m$  não serão desenhadas na figura 5.2.25. para reduzir o número de informações nela apresentadas, sendo mostradas na figura 5.2.26.

- $c$  : velocidade absoluta;
- $u$  : velocidade tangencial;
- $w$  : velocidade relativa
- $c_m$  : velocidade meridiana, projeção da velocidade absoluta perpendicularmente à direção tangencial;
- $c_u$  : projeção da velocidade absoluta paralelamente à velocidade tangencial;
- $\alpha$  : ângulo formado pelas velocidades tangencial e absoluta;
- $\beta$  : ângulo formado pelas velocidades tangencial e relativa
- $\beta^*$  : ângulo formado pela direção da velocidade tangencial e a face da pá

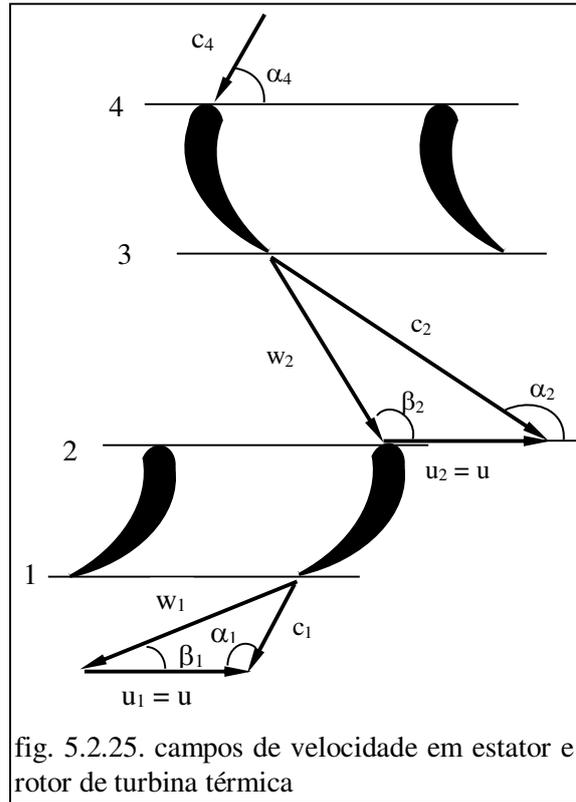


fig. 5.2.25. campos de velocidade em estator e rotor de turbina térmica

A partir dos ângulos definidos nos triângulos da figura 5.2.25. pode-se determinar os ângulos de saída do escoamento,  $\varphi_1$  para o rotor e  $\varphi_2$  para o estator.

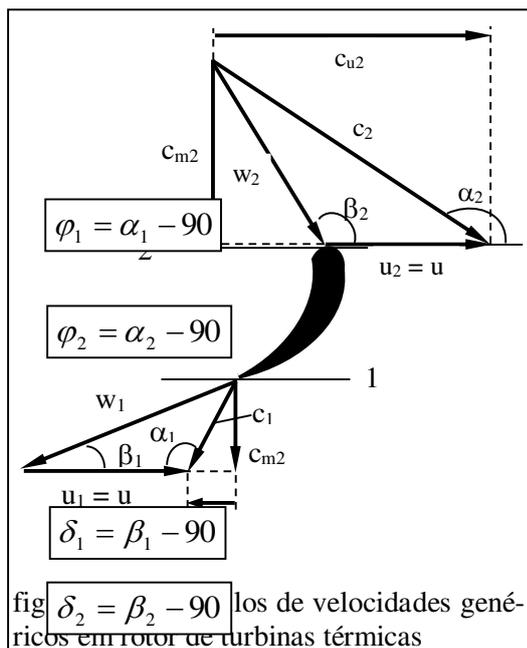


fig. 5.2.26. triângulos de velocidades genéricos em rotor e estator de turbinas térmicas

Tais ângulos são formados, na fig. 5.2.26., pela normal à superfície e a linha de ação da respectiva velocidade absoluta. Seus valores em graus serão:

$$\varphi_1 = \alpha_1 - 90 \tag{5.2.6}$$

$$\varphi_2 = \alpha_2 - 90 \tag{5.2.7}$$

Da mesma forma determina-se os ângulos entre a velocidade relativa e a normal,  $\delta_1$  e  $\delta_2$ , em graus:

$$\delta_1 = \beta_1 - 90 \tag{5.2.8}$$

$$\delta_2 = \beta_2 - 90 \tag{5.2.9}$$

### **5.3. Comentários finais**

O objetivo do capítulo se encerra com a apresentação dos triângulos de velocidade das turbinas térmicas.

Com o material aqui apresentado somado aos conceitos gerais encontrados nos capítulos anteriores, torna-se possível a identificação, o entendimento da operação e a análise das condições básicas de dimensionamento destas máquinas. A análise específica das características operacionais exigem um maior aprofundamento no projeto das turbinas e não faz parte de um curso introdutório como este. Eventuais interessados no projeto destas máquinas devem buscar outros cursos específicos, seja em disciplinas optativas de graduação, seja em pós-graduação ou, ainda, como trabalho de formatura.

## 5.4. Problemas

- 5.4.1. Descrever o ciclo de Watt da fig. 5.1.1., explicando todos os passos para viabilizar a movimentação do peso P e o retorno do condensado ao gerador de vapor.
- 5.4.2. Considerar a tabela 5.1.1 e discutir as conseqüências da inexistência das fases 3 e 4 para o rendimento de um ciclo térmico qualquer.
- 5.4.3. Analisar comparativamente os ciclos de realização de trabalho de uma usina hidrelétrica e de uma usina termelétrica e discutir as razões pelas quais o rendimento global da hidrelétrica é sensivelmente maior que o de uma termelétrica.
- 5.4.4. Analisar os ciclos nucleares de geração de vapor por água sob pressão e por água fervente e discutir vantagens e desvantagens, considerada também a segurança dos dois processos.
- 5.4.5. Discutir vantagens e desvantagens da aplicação do lixo para geração de energia elétrica, desconsiderados os aspectos ambientais.
- 5.4.6. Determinar o rendimento global das unidades 1 e 2 da Usina Termelétrica Fernando Gasparian (Piratininga), cujos dados são encontrados à pg. 301.
- 5.4.7. Determinar o rendimento global das unidades 3 e 4 da Usina Termelétrica Fernando Gasparian (Piratininga), cujos dados são encontrados à pg. 301.
- 5.4.8. Determinar o rendimento útil da turbina K-50-90 LMZ.

As figuras 5.4.8.1 e 5.4.8.2 apresentam imagens dos edifícios dos reatores e demais componentes externos das usinas termelétricas nucleares de Angra dos Reis (Brasil) e de Langenprozelten (Alemanha). O edifício do reator de Angra 1 é cilíndrico, enquanto que os demais o são de cúpula esférica.

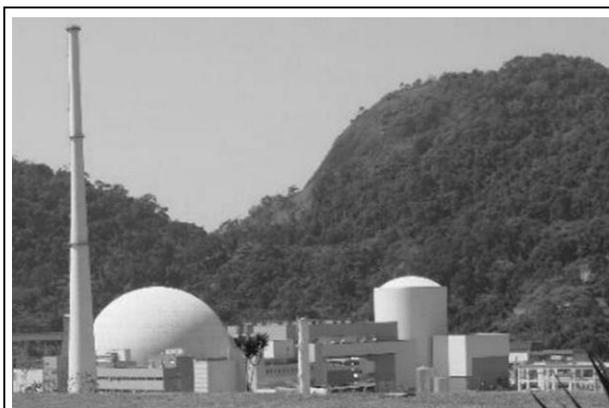


Fig. 5.4.8.1 Usinas Angra 1 e Angra 2

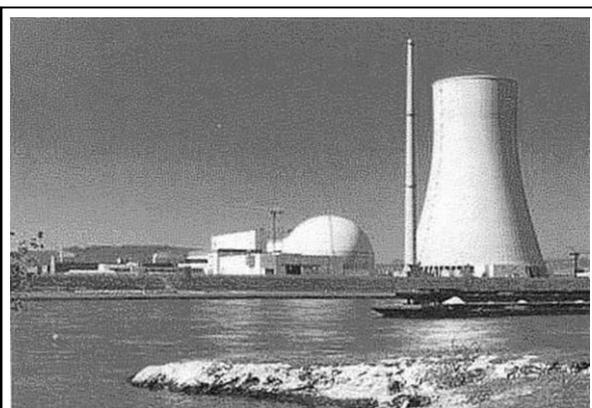


Fig. 5.4.8.2 Usina Langenprozelten

1. Identificar e nomear o componente presente em Langenprozelten e ausente em Angra dos Reis.
2. Justificar tecnicamente a afirmação: “O componente faltante em Angra dos Reis é desnecessário, enquanto que em Langenprozelten fundamental para a boa operação da usina”.

Encontram-se usinas nucleares caracterizadas como de água sob pressão, mais segura, e de água fervente. As diferencia o número de circuitos que envolvem todo o processo de geração e realização de trabalho pelo vapor. A figura 5.4.9 apresenta um esquema dos circuitos da usina de Angra 2

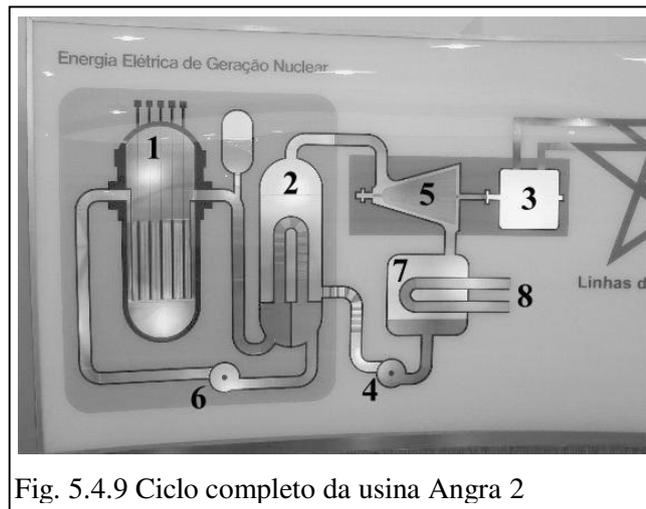


Fig. 5.4.9 Ciclo completo da usina Angra 2

5.4.10. Expôr a razão pela qual usinas de água sob pressão são mais seguras que usinas de água fervente.

5.4.11. Sabe-se que usinas de água fervente contam com apenas um circuito de vapor. Discutir os inconvenientes desta solução.

5.4.12. Nomear e expôr a função dos componentes 1, 5, 6 e 8, encontrados na fig. 5.4.9.

5.4.13. Nomear e expôr a função dos componentes 2, 3, 4 e 7, encontrados na fig. 5.4.9.

Turbinas a vapor se caracterizam por um número elevado de estágios, cada um composto por um número também elevado de pás, conforme a figura 5.4.13. Nelas são identificadas três seqüências de estágios: de alta, baixa e média pressão.

5.4.14. Expôr a região correspondente ao estágio de alta pressão. Justificar a resposta.

5.4.15. Expôr a região correspondente ao estágio de baixa pressão. Justificar a resposta.

5.4.16. Expôr a região correspondente ao estágio de média pressão. Justificar a resposta.

5.4.17. Justificar serem as pás dos estágios de baixa pressão muito afetadas por problemas de vibração.

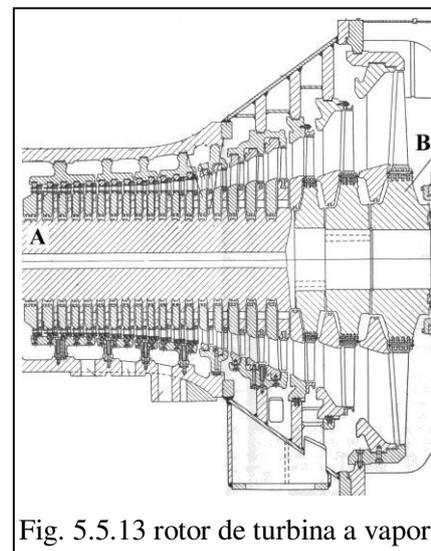


Fig. 5.5.13 rotor de turbina a vapor

A figura 5.4.18. mostra a casa de máquinas (1) e o edifício do reator (2) da usina Angra 2.

5.4.18. Justificar a razão pela qual o reator está alojado no interior de um corpo esférico.

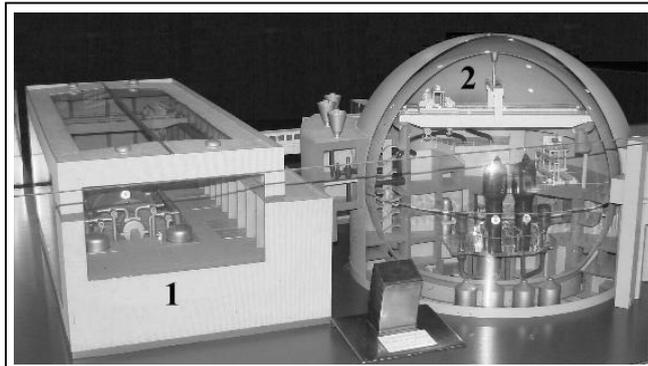


Fig. 5.4.18 Casa de máquinas (1) e edifício do reator

A figura 5.4.19 apresenta o ciclo combinado da fábrica de papel de La Chapelle-Darblais.

5.4.19. Nomear e expor a função dos equipamentos de números 1, 3, 4.

5.4.20. Indicar pelos respectivos números os equipamentos que se aproveitam do fluxo de energia de entrada de 93900 kJ/s para obtenção de energia elétrica. Expôr a função de cada um deles.

5.4.21. Determinar o rendimento do ciclo a gás da usina, sabendo-se que  $J/s = W$ . Apresentar e justificar todos os procedimentos necessários para tal.

5.4.22. Determinar o rendimento do ciclo gás + vapor da usina. Apresentar e justificar todos os procedimentos necessários para tal.

5.4.23. Determinar o rendimento do ciclo gás + vapor + vapor de processo da usina. Apresentar e justificar todos os procedimentos necessários para tal.

5.4.24. Determinar o fluxo de calor, que corresponde à potência do vapor de processo.

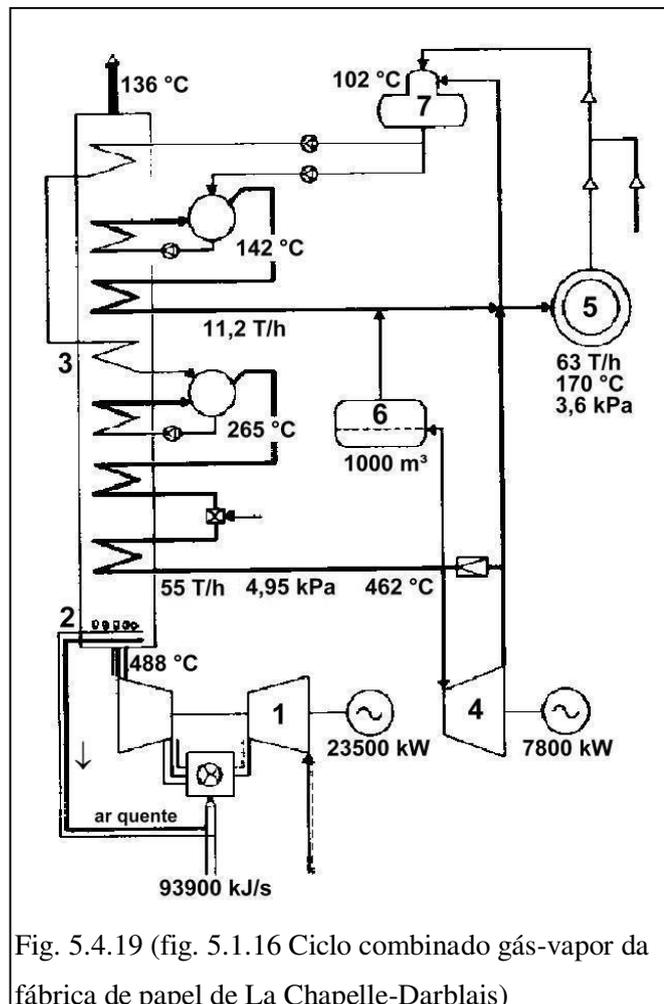


Fig. 5.4.19 (fig. 5.1.16) Ciclo combinado gás-vapor da fábrica de papel de La Chapelle-Darblais)

A tabela 5.4.25 apresenta alguns dados da turbina a gás Mitsubishi 501 G, onde se lê um rendimento de cerca de 58%. Sabe-se, por outro lado, que a operação isolada de uma turbina a gás apresenta rendimento sensivelmente inferior ao indicado.

Máxima Potência útil	~ 500,0 MW
Temperatura dos gases de entrada	~ 1500 °C
Temperatura de saída	~ 530 °C
Consumo de gás	
Rotação nominal	3600 rpm
Rendimento em ciclo combinado	~ 58 %
Tabela 5.4.25 (tab.5.2.2.)	

**5.4.25.** Expor a forma de operação de um motor a gás, indicando o trajeto de uma partícula de ar desde a entrada do motor até a saída dele e os processos de variação de nível de energia a que ela é submetida.

**5.4.26.** Expor o processo de ciclo combinado que permite elevar o rendimento do conjunto a valores acima de 58%.

## 5.5. Criptogramas

CRIPTOGRAMAS		MÁQUINAS DE FLUXO																
1	Usinas Termelétricas	Não há espaço entre duas palavras na mesma resposta. Palavras compostas têm o ífen ligando-as.										A cada número corresponde uma única letra.						
40	Máquina de transformação de energia que usa a combustão de gás e impõe limitações devidas ao seu peso próprio.	1	2	3	2	4	5	1	6	7	4	8	7	9	2			
12	Equipamento responsável pela viabilização do processo de transformação da energia em turbinas a vapor	10	5	4	7	9	2	4	9	5	11	7	12	2	4			
55	Condição de movimento da partícula fluida à saída do estator de uma turbina térmica.	11	5	13	2	8	14	9	7	9	5	1	15	16	14	1	7	
43	Usina térmica que usa a queima de um gás para a transformação de energia e os gases de combustão para a geração de vapor.	8	14	8	13	2	8	2	1	6	14	17	7	9	2			
1	Carvão e gás natural são ... de energia.	18	2	17	3	5	19	12	4	14	1	15	4	14	7	19		
20	Equipamento que lança mão do calor disponível no sistema para elevar a temperatura do ar de combustão.	12	4	20	21	7	22	23	5	8	5	9	2	4				
22	As pressões no interior de um gerador de vapor de uma usina nuclear podem superar este valor.	3	4	24	19	1	14	13	25	14	13	2	12	7	19	8	7	13
4	Processo para aproveitamento de resíduos sólidos das usinas de açúcar e álcool e das indústrias de sucos na transformação de energia.	22	23	5	14	1	7	9	5	6	7	10	7	26	2	19		
34	Substitutos do processo de queima de lixo para a transformação de energia.	6	14	2	9	14	10	5	19	3	2	4	5	19				
29	Processo de transformação de energia que usa recurso encontrado em reduzida quantidade e qualidade no Brasil.	22	23	5	14	1	7	9	5	8	7	4	11	27	2			
51	Estágios de pressão encontrados em turbinas a vapor.	7	13	3	7	1	20	9	14	7	5	6	7	14	16	7		
15	Forma construtiva de usina nuclear que apresenta três ciclos térmicos e o vapor de processo não é gerado no interior do reator.	15	10	23	7	19	2	6	12	4	5	19	19	27	2			

# CRIFTOGRAMAS

# MÁQUINAS DE FLUXO

2		Usinas Termelétricas																			
		Não há espaço entre duas palavras na mesma resposta. A cada número corresponde Palavras compostas têm o hífen ligando-as. uma única letra.																			
46	Rendimento da usina La Chapelle-Darblais de ciclo combinado, considerados os ciclos de gás e de vapor.	1	2	3	4	1	5	3	1	2	6	7	8	9	2	10	3	4	1	9	
19	Equipamento imprescindível exigido pelas usinas térmicas para processamento da água de condensação.	1	9	2	2	3	11	3	2	3	7	12	2	13	5	14	3	4	1	9	
14	Equipamento usado para reaquecer o vapor na passagem da alta para a média pressão.	2	3	10	15	8	3	2	5	11	9	2	3	7							
45	Rendimento da usina La Chapelle-Darblais de ciclo combinado, considerado apenas o ciclo de gás.	16	13	4	1	3	3	10	13	4	10	9	8	9	2	10	3	4	1	9	
8	Vantagem das usinas térmicas relativa à sua instalação para alimentar uma determinada comunidade	8	2	17	18	13	14	9	5	9	10	9	4	7	15	14	13	11	9	2	
25	Necessidade das usinas térmicas, em particular as nucleares, relativa à sua localização, para processamento da água de condensação.	19	2	5	4	11	3	7	16	9	20	15	14	3	7	11	3	21	19	15	5
27	Designação das usinas térmicas não nucleares.	15	7	13	4	5	7	10	9	4	16	3	4	10	13	9	4	5	13	7	
17	Designação do circuito responsável pela formação e transporte do vapor de processo nas usinas nucleares com água sob pressão.	10	13	2	10	15	13	1	9	7	3	10	15	4	11	21	2	13	9		
37	Componente de uma usina a gás responsável pela viabilização do gás do processo.	10	22	14	5	2	5	11	3	10	9	14	23	15	7	1	24	9			
42	Recurso usado em motores a gás embarcados para reduzir o nível de ruído conseqüente à exaustão dos gases.	3	4	16	9	20	1	17	2	13	5	11	3	5	2	12	2	13	9		
53	Efeito cinético responsável por parte da realização de trabalho em turbina.	16	5	2	13	5	25	24	9	11	3	16	3	20	9	10	13	11	5	11	3
60	Responsável pela irreversibilidade de um ciclo por ser sempre positiva.	16	5	2	13	5	25	24	9	11	3	3	4	1	2	9	8	13	5		

CRIPTOGRAMAS		MÁQUINAS DE FLUXO																					
3	Usinas Termelétricas	Não há espaço entre duas palavras na mesma resposta. Palavras compostas têm o hífen ligando-as.										A cada número corresponde uma única letra.											
		1	2	3	4	4	5	6	3	3	7	3	2	8	9	10	9	7	11	3	2	7	10
58	As duas grandezas que compõem a entalpia.																						
47	Rendimento da usina La Chapelle-Darblais de ciclo combinado, considerados os ciclos de gás, de vapor e o vapor de processo.	11	2	9	7	11	10	3	12	9	7	12	6	1	6	2	12	3	7	11	6		
18	Ciclo imprescindível para viabilizar um processo de transformação de energia apoiado no vapor.	13	8	14	10	15	3	2	3	16	2	9	8	3	2	10	17	5	6				
41	Máquina de transformação de energia apoiada na queima de gás em operação em usinas térmicas.	18	6	11	6	2	3	4	11	10	12	9	6	7	13	2	9	6					
21	As temperaturas no interior de um gerador de vapor de uma usina nuclear podem superar este valor.	4	3	9	4	12	3	7	11	6	4	8	2	10	14	4	12	3	19	4	9	14	4
52	Rendimento máximo aproximado de um ciclo combinado garantido pela empresa Mitsubishi.	12	9	7	12	6	3	7	11	10	3	6	9	11	6	1	6	2	12	3	7	11	6
54	Consequência inevitável do processo de transformação de energia ao longo dos estágios de um rotor de turbina.	2	3	15	14	17	5	6	15	3	1	2	3	4	4	5	6						
30	Forma com que o carvão mineral é queimado em usinas alimentadas por usado em usinas térmicas.	18	9	4	11	14	2	10	15	6	12	6	18	12	10	19							
48	Sub-produto de uma usina térmica purgado entre a saída das turbinas e a entrada no condensadores e responsável pelo aumento do rendimento global.	20	10	1	6	2	1	10	2	10	1	2	6	12	3	4	4	6					
57	Fundamentais para o projeto de qualquer máquina de fluxo. Em máquinas térmicas depende também de grandezas termodinâmicas.	11	2	9	21	7	8	14	19	6	4	15	3	20	3	19	6	12	9	15	10	15	3
26	Componente de uma usina responsável pela redução da temperatura das água de condensação.	11	6	2	2	3	4	15	3	2	3	4	16	2	9	10	18	3	7	11	6		
56	Condição de movimento da partícula fluida à entrada do estator de uma turbina térmica.	20	3	19	6	12	9	15	10	15	3	18	22	7	9	18	10						

CRIPTOGRAMAS		MÁQUINAS DE FLUXO																	
4	Usinas Termelétricas	Não há espaço entre duas palavras na mesma resposta. Palavras compostas têm o ífen ligando-as.												A cada número corresponde uma única letra.					
7	Forma de energia usada na maioria das usinas térmicas em operação.	1	2	1	3	4	5	6	7	1	3	1	8	9	10	1	11		
10	Usinas nucleares, por queima de óleo, carvão e bagaços, por reflexão solar, geotérmicas tem a viabilização do ... como único objetivo.	8	5	8	11	12	13	1	10	6	7	12	3						
5	Forma natural, primária e imprescindível à vida usada para transformação por células fotovoltaicas, para refrigeração, aquecimento de água etc.	1	2	1	3	4	5	6	14	12	11	6	3						
13	Criação de James Watt e que viabilizou o ciclo contínuo a vapor.	8	12	2	13	1	2	14	6	13	12	3							
2	Forma de energia em que se apoiaram as usinas térmicas até a década de 1960, quando foram viabilizadas as usinas nucleares.	15	11	1	12	8	6	3	10	16	12	4	17	14					
32	Forma de transformação de energia apoiada em sobras de processos de produção de álcool, açúcar e sucos.	18	19	1	5	20	6	13	1	3	1	14	9	13	19	12	14		
33	Recurso usado para geração de energia, hoje substituído por biodigestores e turbinas a gás.	18	19	1	5	20	6	13	1	11	5	21	12						
6	Processo imprescindível para a transformação da energia advinda da água em elevadas temperaturas e pressão.	4	1	3	6	22	16	12	13	1	10	6	7	12	3				
24	Denominação das usinas nucleares em que o vapor é gerado diretamente no reatores e, porisso, composta de apenas dois ciclos.	17	4	19	6	23	1	3	10	1	2	24	1						
49	Forma de montagem dos rotores das turbinas térmicas e dos compressores dos motores a gás.	6	14	14	12	8	5	6	13	12	14	1	20	14	25	3	5	1	
16	Responsável pelo aquecimento do vapor de processo nas usinas nucleares a água fervente.	8	5	3	8	19	5	24	12	7	3	5	20	17	3	5	12		
50	As pás de um rotor de turbina térmica são neles encontradas em ...	2	26	20	1	3	12	1	11	1	10	6	13	12					

CRIPTOGRAMAS		MÁQUINAS DE FLUXO											
5	Usinas Termelétricas	Não há espaço entre duas palavras na mesma resposta. Palavras compostas têm o ífen ligando-as.							A cada número corresponde uma única letra.				
38	Elemento responsável pela transformação da energia térmica em energia mecânica para posterior transformação em energia elétrica ou propulsão.	1	2	3	4	5	6	7					
11	Considerado o criador do processo de transformação de energia usado até hoje em usinas térmicas a vapor.	8	7	9	10	11	12	7	1	1			
36	Máquina de transformação de energia responsável por viabilizar elevadas potências em turbinas a gás.	13	14	9	15	3	10	11	11	14	3		
31	Forma com que o carvão mineral é queimado em usinas alimentadas por usado em usinas térmicas.	9	14	16	17	14							
3	Usinas térmicas cuja forma de geração de vapor se apóia no processo de fissão de urânio ou tório.	6	2	13	18	10	7	3	10	11			
23	Elemento químico usado no ciclo primário de geração de vapor em usinas nucleares.	11	19	17	5	14	18	16	20	21	5	17	14
44	As usinas de ciclo combinado usam estes dois estados de matérias diferentes para a geração de energia.	22	23	11	24	25	7	15	14	3			
9	Alternativa renovável para a geração de energia.	4	5	14	9	7	11	11	7				
39	Máquinas responsáveis pela locomoção até em velocidades transônicas, cada vez mais usada na geração de energia elétrica.	9	14	1	14	3	7	22	23	11			
28	Forma que, ao início do século 20, se associou à queima do carvão para a geração de vapor em usinas térmicas.	20	2	10	5	9	7	17	10	19	18	10	14
35	Recurso de rápida instalação e pouco poluente para a geração de energia elétrica.	2	11	5	6	7	11	7	22	23	11		
59	Grandeza termodinâmica que, associada à entropia, permite a análise do ciclo de operação de uma máquina térmica de fluxo.	10	6	1	7	18	15	5	7				

## 5.5.1. Respostas dos criptogramas

1	F O N T E S P R I M Á R I A S
2	Ó L E O C A R V ã O G Á S
3	N U C L E A R E S
4	Q U E I M A D E B A G A Ç O S
5	E N E R G I A S O L A R
6	G E R A Ç ã O D E V A P O R
7	E N E R G I A P E R E C Í V E L
8	P R Ó X I M O A O C O N S U M I D O R
9	B I O M A S S A
10	C I C L O D E V A P O R
11	J A M E S W A T T
12	G E R A D O R D E V A P O R
13	C O N D E N S A D O R
14	R E C U P E R A D O R E S
15	Á G U A S O B P R E S S ã O
16	C I R C U I T O P R I M Á R I O
17	C I R C U I T O S E C U N D Á R I O
18	Á G U A D E R E F R I G E R A Ç ã O
19	T O R R E D E R E S F R I A M E N T O
20	P R É - A Q U E C E D O R
21	S E I S C E N T O S G R A U S C E L S I U S
22	T R Ê S M I L K I L O P A S C A L
23	S Ó D I O L Í Q Ū I D O
24	Á G U A F E R V E N T E
25	G R A D E S V O L U M E S D E Á G U A
26	T O R R E S D E R E S F R I A M E N T O
27	U S I N A S C O N V E N C I O N A I S
28	Q U E I M A D E Ó L E O
29	Q U E I M A D E C A R V ã O
30	M I S T U R A D O C O M C A L
31	M O Í D O
32	Q U E I M A D E R E S Í D U O S
33	Q U E I M A D E L I X O
34	B I O D I G E S T O R E S
35	U S I N A S A G Á S
36	C O M P R E S S O R
37	C Â M A R A D E C O M B U S T ã O
38	T U R B I N A
39	M O T O R A G Á S
40	M O T O R E M B A R C A D O
41	M O T O R E S T A C I O N Á R I O
42	E N V O L T Ó R I A D E A R F R I O
43	C I C L O C O M B I N A D O
44	G Á S - V A P O R
45	V I N T E E C I N C O P O R C E N T O
46	T R I N T A E T R Ê S P O R C E N T O
47	T R I N T A E C I N C O P O R C E N T O
48	V A P O R P A R A P R O C E S S O
49	A S S O C I A D O S E M S É R I E
50	N Ú M E R O E L E V A D O
51	A L T A M É D I A E B A I X A
52	C I N C O E N T A E O Í T O P O R C E N T O
53	V A R I A Ç ã O D E V E L O C I D A D E
54	R E D U Ç ã O D E P R E S S ã O
55	V E L O C I D A D E M Á X I M A
56	V E L O C I D A D E M Í N I M A
57	T R I Â N G U L O S D E V E L O C I D A D E
58	P R E S S ã O E E N E R G I A I N T E R N A
59	E N T A L P I A
60	V A R I A Ç ã O D E E N T R O P I A

## 5.6. Bibliografia

- BRITISH ELECTRICITY INTERNATIONAL **Modern Power Station Practice** 3ª ed., London, 1992, 12 volumes
- CHEREMINISOFF, N. P. (ed.) **Encyclopedia of Fluid Mechanics** v. 2, Gulf, Houston, 1986
- FOX, R., McDONALD, A. **introdução à Mecânica dos Fluidos** Livros Técnicos e Científicos, R. de Janeiro, 1999
- HANSEN, A. T., KALIDE, W. **Kraft- und Arbeitsmaschinen** Carl Hanser, Muenchen, 1971
- HORLOCK, J. H. **Advanced Gas Turbines Cicles** Elsevier, Amsterdam, 2003, 203 p.
- LAKSHMINARAYANA, B. **Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery** J. Wylei & Sons, N. York, 1996
- LOGAN, E, JR. (ed.) **Handbook of Turbomachinery** Marcel Dekker, N. York, 1994
- PFLEIDERER, C. ; PETERMANN, H. **Máquinas de Fluxo** Livros Técnicos e Científicos, R.J., 1979
- POTTER, M. C., WIGGERT, D.C. **Mecânica dos Fluidos** Thomson, S. Paulo, 2003
- RIZHKIN, V. Y.; *Centrales Termoeléctricas* v. 1 e 2, Mir, Moscou, 1979
- SAYERS, A. T. **Hydraulic and Compressible Flow Turbomachines** McGraw-Hill, N. York, 1992
- SCHEGLIÁIEV, A. V. **Turbinas de Vapor** v. 1 e 2 , Mir, Moscou, 1978
- SCHLYAKIN, P. **Steam Turbines Theory and Design** Foreign Languages, Moscou,
- SPURK, J. H. **Fluid Mechanics** Springer, Berlin, 1997
- SOUZA, ZULCY et alii **Centrais Hidro e Termelétricas** Edgar Blücher, São Paulo, 1983
- TRAUPEL, W. **Thermische Turbomaschinen** 3ª ed., Springer, Berlin
- v1. Thermodynamisch-stroemungstechnische Berechnung
- v2. Geänderte Betriebsbedingungen, Regelung, Mechanische Probleme, Temperaturprobleme
- TROYANOVSKI, B.M.; FILIPPOV, G.A.; BULKIN, A. E. **Turbinas de Vapor y de Gas da las Centrales Nucleoeléctricas** Mir, Moscou, 1987
- TURTON, R. K. **Principles of Turbomachinery** E.& F.N. Spon, London, 1984
- VIVIER, L. **Turbina de Vapor y de Gas** Urmo, Bilbao, 1968
- WHITE, F. M. **Mecânica dos Fluidos** McGraw Hill, S. Paulo, 1999



