

Instalações combinadas de produção de energia por turbinas de gás e vapor (*)

CDU 621.362

ILÍDIO MARIZ SIMÕES

Engenheiro Electrotécnico (I. S. T.)

A utilização do calor contido nos fumos de escape de uma turbina de gás tem constituído nos últimos anos um aliciante problema a que têm dedicado a melhor das atenções, técnicos especialistas e construtores, tanto europeus como americanos.

O problema em si parece apresentar uma solução simples e natural, como seja a da produção de vapor em caldeiras aquecidas com aqueles fumos de escape, vapor que se destinará a gerar energia eléctrica ou a ter aplicação directa em processos de fabrico que necessitam de calor.

É evidente que qualquer solução técnica que vise a recuperação do calor dos gases de escape das turbinas, só terá interesse, quando para além da compensação dos encargos resultantes do investimento com o equipamento adicional a montar a jusante das turbinas de gás, haja economias de combustível e conseqüentemente, diminuição dos custos, na produção de energia ou do calor, relativamente aos que se obtêm em instalações não combinadas.

Ora precisamente, ao apreciar-se o partido que se consegue retirar da combinação de uma turbina de gás com uma instalação de vapor, pode chegar-se a resultados muito diferentes, conforme se tome como base de partida, o primeiro ou o segundo dos elementos da combinação e ainda conforme se vise produzir apenas energia eléctrica ou simultaneamente energia eléctrica e calor.

Que o rendimento do ciclo termodinâmico das instalações combinadas é normalmente superior ao das instalações separadas é um facto que se não contesta (1); porém este aumento de rendimento, pode como veremos adiante variar dentro de limites relativamente largos — menos de 2 até cerca de 8 % — segundo afirmam os especialistas na matéria.

Também conforme as condições da instalação, os custos de investimento específico (Esc/kW) de uma instalação combinada gás-vapor podem não ultrapassar e serem até inferiores aos da unidade a vapor convencional de potência igual. Registam-se porém numerosos exemplos de instalações com-

binadas em que os preços específicos se apresentam 5 a 10 % mais elevados do que os das centrais de vapor simples, de potência correspondente.

Ainda que de uma forma sumária, vejamos o que se passa relativamente a outras despesas de exploração:

Normalmente a adição de uma turbina de gás a uma instalação convencional, em pouco complica as manobras da instalação, e portanto no que respeita a pessoal de condução, não há que contar com um alargamento sensível do respectivo quadro, quer dizer, as despesas específicas de exploração em pessoal podem mesmo reduzir-se ligeiramente para as instalações combinadas.

Porém, no que respeita a despesas de conservação haverá que atender-se, nos casos mais correntes, que o equipamento de uma instalação combinada está sujeito a reparações e substituições relativamente frequentes de alguns dos seus elementos (2).

É admissível por isso que, à parte o combustível, as outras despesas conjuntas de exploração de uma instalação combinada, possam resultar um pouco mais elevadas que as de uma unidade a vapor da mesma potência.

E assim, pelo que se acaba de afirmar, pode concluir-se desde já, que a avaliação do interesse de uma instalação combinada gás-vapor em relação a uma instalação convencional, necessita de uma análise cuidadosa, da qual se podem esperar resultados bastante diferentes consoante os dados do problema.

(*) As gravuras foram executadas com os originais gentilmente fornecidos pelo autor.

(1) Este aumento de rendimento, em relação a uma instalação de vapor é perfeitamente explicável, se atendermos a que, com perdas de escape da mesma ordem, a energia fornecida pelo combustível às instalações deste tipo tem de passar toda através do circuito de vapor, enquanto que na instalação combinada, parte daquela energia é transformada directamente em energia mecânica na turbina de gás.

(2) Nomeadamente, quando os combustíveis utilizados sejam óleos residuais.

Comecemos por examinar um pouco mais detalhadamente o valor termodinâmico das instalações combinadas.

O rendimento das instalações destinadas apenas à produção de energia por meio de turbinas de gás, situa-se, segundo a potência das máquinas e a temperatura de admissão do ar, entre 20 (às vezes mesmo abaixo) e 25 % para a turbina de gás de ciclo simples e 25 a 28 % para a turbina de gás de ciclo regenerativo. Como no ciclo de funcionamento das turbinas de gás não há água de refrigeração, resulta daqui, que quase três quartas partes da quantidade de calor fornecido pelo combustível são levadas pelos gases de escape. Este valor elevado das perdas no escape da turbina é devido:

- 1.º — A necessidade de se limitar a temperatura do fluido motor admitido na turbina, o que conduz a adoptar um excesso de ar muito elevado (da ordem dos 400 a 500 %).
- 2.º — A elevada temperatura com que os gases deixam a turbina, que pode atingir valores da ordem dos 450 °C.

De duas formas se pode reduzir esta importante perda de calor. A primeira consistirá em fazer passar os gases quentes de escape por uma caldeira, dita de recuperação de calor, onde a temperatura daqueles baixará pelo menos até 150°, servindo portanto o calor cedido para gerar vapor. A segunda forma consistirá em tirar partido das grandes massas de oxigénio livre contido no ar em excesso existente naqueles gases, para queimar na caldeira recuperadora uma certa quantidade de combustível, o que permite não só aumentar a produção de vapor em boas condições de rendimento, como também melhorar as condições dessa produção, levantando a temperatura do vapor e tornando-a independente da carga da turbina⁽³⁾.

É claro que por qualquer destas duas formas se consegue aumentar sensivelmente o rendimento da instalação. Há porém que distinguir os casos em que o vapor é destinado, ou à produção de energia eléctrica, ou para aquecimento, ou ainda aos dois fins simultaneamente. No primeiro caso, o vapor produzido irá alimentar uma turbina com condensador, mas para se retirar todo o ganho possível da combinação, é preciso dispôr de uma turbina de vapor com uma potência muito maior que a da turbina de gás⁽⁴⁾. No segundo caso, estamos perante uma solução análoga à que é constituída por uma turbina de vapor de contrapressão, em que um fluido (no caso, o vapor) efectua um ciclo térmico antes de transmitir o calor residual aos aparelhos de aquecimento (neste caso indirectamente, visto que a cedência do calor se faz por intermédio do vapor produzido na caldeira de recuperação). Somente, comparada a solução combinada turbina de gás-caldeira com a da turbina de contrapressão, milita a favor da primeira, a dupla vantagem de uma maior flexibilidade e a de permitir que se obtenha maior potência eléctrica com idêntica produção de calor. No entanto, como é esta produção de calor que constituirá naturalmente o objectivo fundamental da instalação, neste caso, o elemento de base de partida é a potência do gerador de vapor. É o mesmo sucederá para o terceiro caso em que o vapor gerado alimenta, ou uma turbina de contrapressão, ou uma turbina de condensação com tomadas de vapor.

Estas breves notas põem em evidência que num projecto de uma instalação combinada «turbina de gás-produção de vapor», apenas em casos particulares a turbina de gás ser-

virá de dado de partida para a realização da instalação. Será por exemplo, o caso desta já existir e pretender-se aumentar a potência e o rendimento do equipamento produtor gerando vapor em condições economicamente vantajosas. Na maioria dos casos, isto é, tratando-se de estudar uma instalação nova, a forma mais racional de atacar o problema, consistirá em comparar as diferentes combinações possíveis de uma turbina de gás-instalação geradora de vapor com a solução clássica da produção de energia ou calor com base numa instalação que funcione só a vapor.

Passemos agora à análise dos vários factores que intervêm na determinação do custo e do rendimento dos sistemas combinados — turbinas de gás-caldeiras recuperadoras do calor residual dos gases de escape.

1) Possibilidades oferecidas à produção do vapor

Conhecidas as necessidades, quer em vapor, quer em energia, e os meios de avaliação dos custos do investimento a fazer com os equipamentos a montar junto das turbinas de gás, a escolha da instalação combinada que deve conduzir à solução mais económica, terá que fazer-se tomando como dados de partida alguns dos parâmetros que são mais determinantes da solução a adoptar.

Assim, para as caldeiras de recuperação, está hoje generalizada a utilização de superfícies de aquecimento providas de alhetas, por se considerar possível obter em melhores condições de economia, mais vapor e com características de pressão e temperatura mais elevadas que as que se teriam em caldeiras de tubos nus.

Para avaliar, num estudo preliminar, a quantidade de vapor que virá a produzir-se numa caldeira de recuperação, poderá tomar-se como ponto de partida:

- a) Uma determinada relação percentual entre a queda efectiva da temperatura dos gases ao atravessarem a caldeira e a que existiria se os gases fossem arrefecidos até à temperatura de saturação do vapor gerado na caldeira. Esta relação, cujo valor se fixa geralmente entre 85 e 87 %, é designada pelos americanos por «effectiveness» (eficiência);
- b) Alternativamente, admitir-se que os gases saem da caldeira com uma temperatura bastante próxima (da ordem dos 10 °C) da temperatura de saturação do vapor gerado na caldeira.

O diagrama apresentado na fig. 1 dá-nos uma indicação expedita dos caudais de vapor, que com diferentes condições de pressão e temperatura, se podem retirar de caldeiras de recuperação com 85 % de «effectiveness», em função de um determinado caudal de gases de escape a temperaturas diferentes.

Quando as caldeiras, além de fazerem a recuperação do calor contido nos gases, queimam adicionalmente combus-

⁽³⁾ Como variante desta segunda modalidade, pode considerar-se a utilização dos gases de escape como fluido comburente de uma caldeira normal. Com efeito, estes gases contendo cerca de 17 % de oxigénio, podem substituir o ar necessário à combustão de uma caldeira funcionando por exemplo a carvão pulverizado. Desta forma, as características do vapor a produzir, não têm quaisquer limitações.

⁽⁴⁾ Como se verá por exemplos dados adiante.

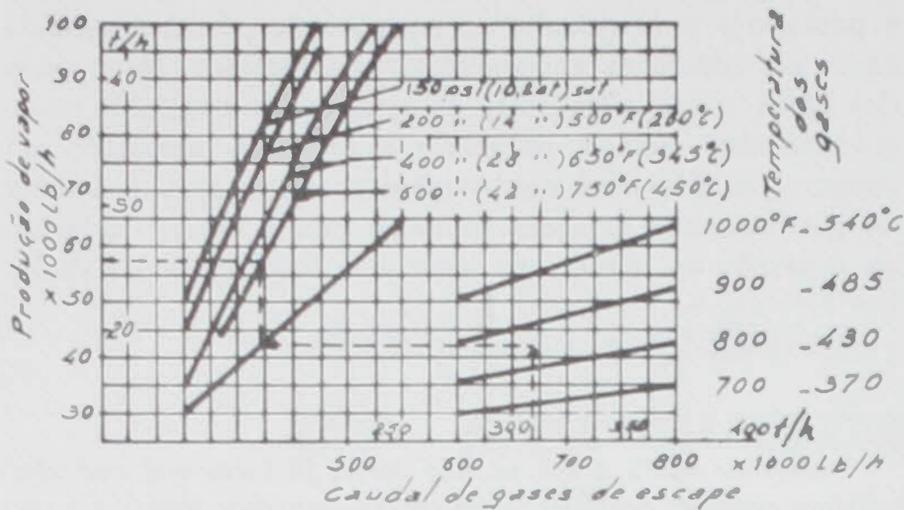


Fig. 1

Base: 85% de «effectiveness» para a caldeira e sobreaquecedor.
 Produção de vapor em função do caudal e temperatura dos gases em caldeiras de recuperação sem queima adicional

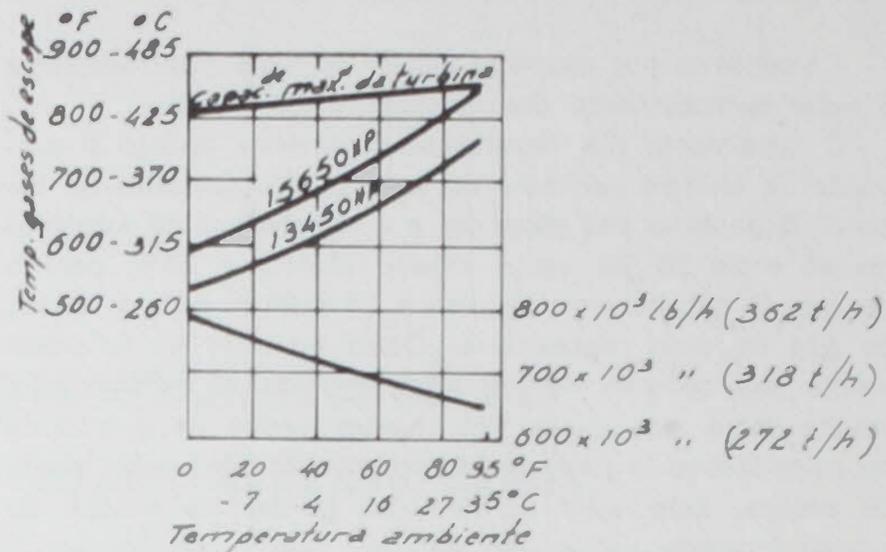


Fig. 3

Base: Máquina de 17 000 HP NEMA ao nível do mar.
 Caudal e temperatura dos gases de escape da turbina em função da temperatura ambiente e da carga da turbina

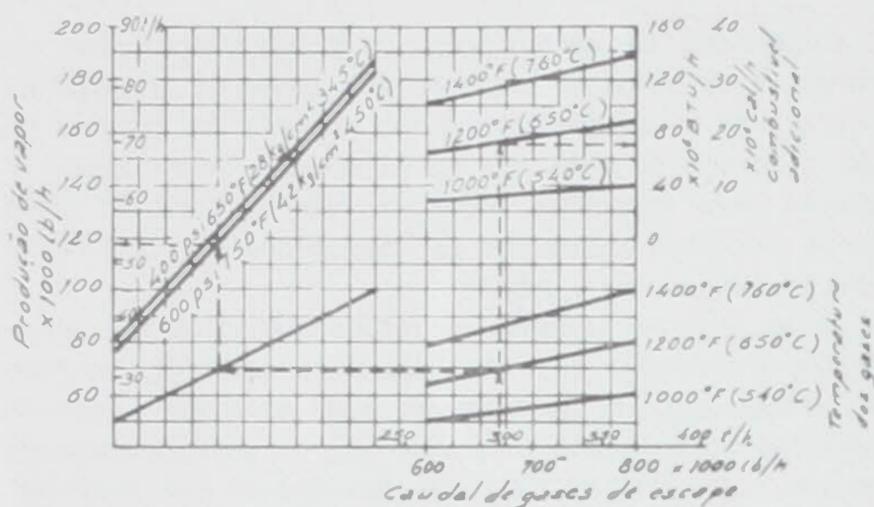


Fig. 2

Bases: 1 — 85% de «effectiveness» para a caldeira e sobreaquecedor.
 2 — Temperatura dos gases antes da queima adicional 850°F (455°C).
 Produção de vapor e consumo de combustível adicional nas caldeiras de recuperação de calor

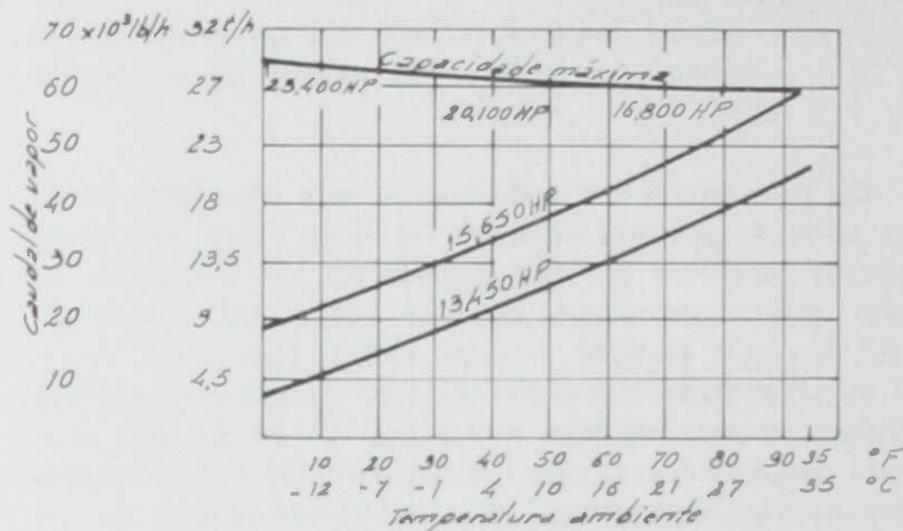


Fig. 4

Base: Condições dos gases como na fig. 3.
 Caldeira projectada para 60 000 lb/h (27,5 t/h) a 600 psi — 750°F (42 kg/cm² 450°C) a 80°F (27°C). Caudal de vapor em função da carga da turbina e da temperatura ambiente

tível para se aumentar as produções de vapor ou se levantarem as suas características, é de aplicar-se então o diagrama apresentado pela fig. 2.

É de notar-se que com a mesma turbina de gás, a quantidade de vapor que se retira da caldeira de recuperação que a ela estiver associada, pode variar sensivelmente com a potência desenvolvida pela turbina e com a temperatura do ar ambiente.

A incidência da variação da temperatura do ar ambiente nos gases de escape da turbina pode ser apreciada, tomando como exemplo o funcionamento de uma máquina normalizada NEMA de 17 000 HP. Não tendo em conta as pequenas alterações que resultam para o consumo de combustível ao fazer-se funcionar a turbina a cargas diferentes, o caudal dos gases evacuados, pode considerar-se constante a todas as cargas para a mesma temperatura do ar à entrada do compressor. Mas à medida que aumenta a temperatura do ar ambiente, decresce o volume da massa de gases (fig. 3). Se é permitido que a potência da turbina se adapte ao caudal dos gases (que diminuirá portanto com o aumento da temperatura), torna-se possível manter a temperatura destes à saída da máquina em valor sensivelmente constante.

Se porém se exige uma potência constante da turbina, então a temperatura dos gases aumenta com a do ar ambiente, em virtude da diminuição que se verifica no caudal destes. Os reflexos destas variações das condições de escape da turbina podem ser apreciados (no exemplo da turbina já

citada) analisando os diagramas das figs. 4 e 5. No primeiro destes dois diagramas, dá-se conta da variação do caudal de vapor (para umas dadas características do mesmo).

Como é de esperar, na primeira hipótese de funcionamento em que a carga da turbina é adaptada às variações do ambiente — o caudal do vapor pouco varia. Na segunda hipótese — funcionamento da turbina a carga constante — o abaixamento da produtividade de vapor é muito sensível ao abaixamento da temperatura do ar ambiente.

No segundo diagrama, aprecia-se como pode variar a temperatura do vapor com o aumento ou diminuição da temperatura do ar ambiente.

O diagrama da fig. 6 dá-nos ainda a possibilidade de observar como varia a produção de vapor para dois tipos de gerador (42 kg/cm², 400°C e 10,5 kg/cm² vapor saturado) em função da potência gerada pela turbina e da temperatura do ar ambiente.

É evidente que nos casos em que não seja possível adaptar a carga da turbina às condições da temperatura ambiente, isto é, nos casos em que se lhe exige potência constante, só poderá obter-se uma produção de vapor constante à custa da queima de combustível adicional no gerador.

De resto, independentemente das necessidades impostas pelas circunstâncias anteriormente mencionadas, a queima adicional de combustível numa caldeira de recuperação pode normalmente assegurar uma produção de vapor suplementar

em condições económicas interessantes.

Finalmente há ainda a considerar como parâmetros, podendo influenciar a produção de vapor nas caldeiras de recuperação:

- A quantidade de ar admitido pelo compressor e consequentemente o volume de gases evacuados pela turbina. No diagrama da fig. 7, observa-se essa influência para o caso de duas turbinas da mesma potência, mas em que numa se trabalha com um excesso de ar 10% mais elevado do que na outra (admite-se nos dois casos que o consumo de combustível é o mesmo);
- A temperatura da água de alimentação e as características do vapor da caldeira.

Considerado o caso de caldeiras sem queima adicional de combustível, concebidas para trabalharem com a mesma «aproximação» de temperaturas entre a do vapor saturado correspondente à pressão de funcionamento e a de saída dos gases da secção vaporizadora, verifica-se que a sua capacidade de produção não é influenciada pela temperatura da água de alimentação, desde que a secção do economizador seja dimensionada para elevar a temperatura da água às proximidades da temperatura de saturação.

2) Processos para se aumentar a recuperação do calor dos gases de escape

A despeito do facto de na maior parte das instalações, uma unidade calorífica em vapor a alta pressão ter maior valor do que em vapor de baixa pressão, a quantidade de calor que se pode recuperar a partir dos gases de escape da turbina numa caldeira sem queima de combustível adicional aumenta quando uma parte ou todo o vapor é produzido a baixa pressão. É portanto de interesse saber-se qual é o equilíbrio económico entre as produções de vapor a alta e a baixa pressão.

A tal respeito podemos-nos guiar pelas seguintes considerações:

Havendo necessidades limitadas de calor, este pode ser economicamente obtido no escape de uma turbina a vapor sem condensação, alimentada por uma caldeira que o gere a pressão relativamente elevada. Se a quantidade de calor obtida por este processo for insuficiente, as calorias suplementares podem obter-se a partir de vapor gerado numa caldeira de B.P. colocada a jusante da caldeira de A.P. e aquecida igualmente com os gases de escape da turbina de gás. Finalmente, quando se necessite de grandes quantidades de calor, a solução mais económica é a produção de vapor só a baixa pressão, mesmo quando se perca a possibilidade de se produzir energia a baixo preço como subproduto da recuperação do calor dos gases da turbina.

Outra forma de se aumentar a recuperação do calor dos gases de escape, pode ser a da sua utilização num economizador suplementar destinado ao aquecimento da água de alimentação de outras caldeiras desprovidas deste órgão.

3) Queima de combustível adicional nas caldeiras de recuperação

Para os casos em que se precisa de mais vapor do que aquele que é economicamente produzido nas caldeiras de recuperação, apenas com o calor contido nos gases de escape, poderá aquele vir a ser obtido em condições bastante interessantes, utilizando o oxigénio livre, que existe em grande excesso nos gases de escape, para queimar uma certa quan-

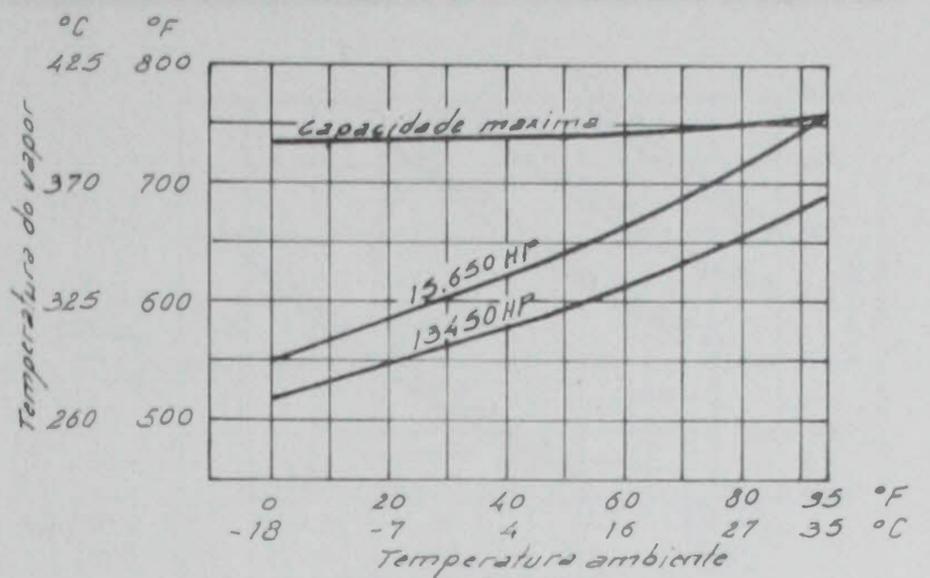


Fig. 5

Base: Caldeira e condições dos gases como na fig. 4.
Temperatura de vapor em função da temperatura ambiente e da carga da turbina

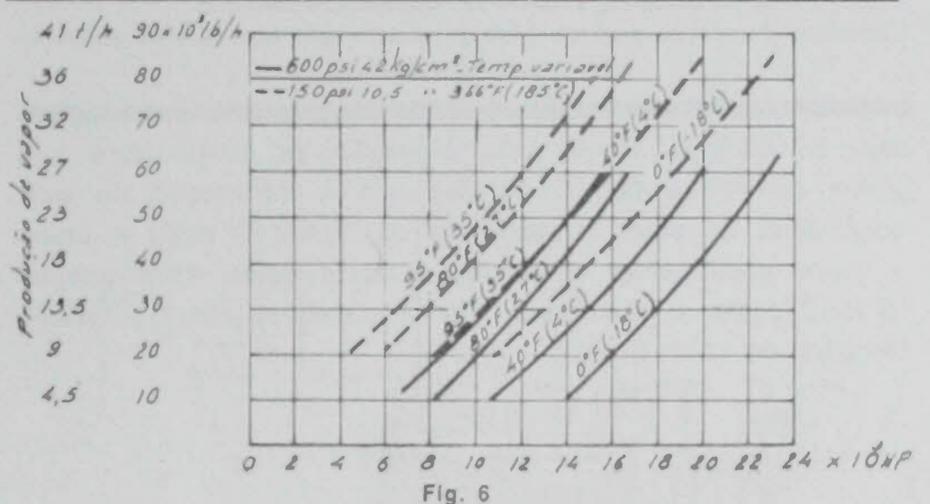


Fig. 6

Caldeira de 60 000 lb/h 27,5 t/h a 600 psi (42 kg/cm²)
e 84 000 lb/ (39 t/h) a 150 psi (10,5 kg/cm²).
Produção de vapor em função da carga da turbina e diferentes temperaturas de ambiente

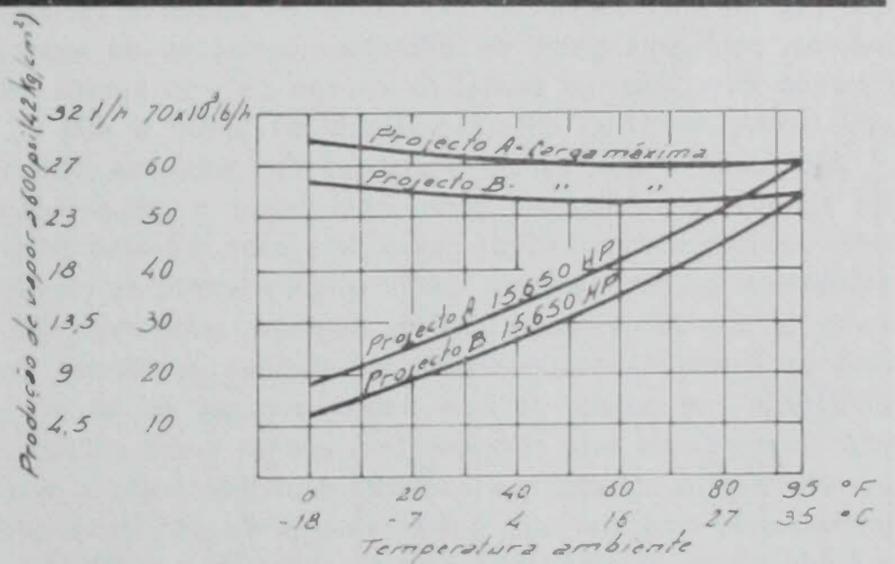


Fig. 7

- Bases: 1 — A potência e o consumo de combustível nas duas turbinas são iguais.
2 — No projecto B o caudal de escape é 10% mais alto e a temperatura de escape 18°C mais baixa do que no projecto.
3 — A produção de vapor é baseada na mesma caldeira que na fig. 4.

Influência do caudal de ar admitido pela turbina na produção de vapor.

tidade de combustível na própria caldeira de recuperação.

Pela leitura dos diagramas das figs. 1 e 2, verifica-se que para um caudal de gases de 30 000 kg/h, a produção de vapor a 42 kg/cm², 400 °C, com gases de escape saindo da turbina a 450 °C é de 26 000 kg/h. Com a elevação da temperatura de gases na caldeira a 650 °C (o que se consegue à custa de queima de combustível adicional), a produção de vapor sobe

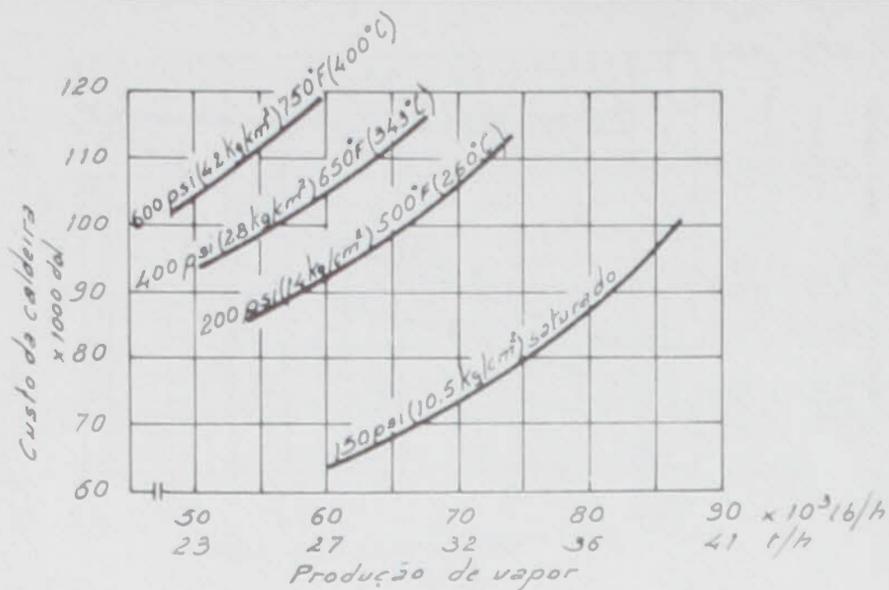


Fig. 8

Bases: 1 — Caudal de gases 670 000 lb/h (30 500 kg) a 850°F (450°C), água de alimentação a 228°F (110°C).
 2 — Fornecida e montada com aparelhagem de controle, acessórios, escadas, passereles, condutas e chaminé.
 Estimativa de preços para caldeira de recuperação sem queima adicional de combustível

para 53 000 kg/h. Como esta elevação da temperatura dos gases de 450 a 650 °C corresponde à introdução de uma quantidade de calor suplementar de $18,6 \times 10^6$ cal/h e como o vapor suplementar produzido à custa deste calor contém 18×10^6 cal/h, o rendimento do combustível desta produção marginal de calor é de:

$$\frac{18 \times 10^6}{18,6 \times 10^6} \approx 0,97.$$

4) Custos das caldeiras de recuperação

A título exemplificativo, é apresentada sob forma de gráfico (fig. 8) uma estimativa dos custos de caldeiras recuperadoras, para uma gama de diferentes condições de vapor, tomando como base o caudal de escape de uma turbina de gás NEMA de 17 000 HP (31 500 kg/h de gases a 450 °C).

Atendendo a que as características das caldeiras podem ter concepções diferentes para conseguirem a recuperação mais económica do calor dos gases de escape, torna-se difícil estabelecer preços rigorosos, numa simples família de curvas como as que são apresentadas no diagrama, tanto mais que, com as inovações continuamente introduzidas na técnica da construção, os preços de hoje podem não ser os de amanhã. Desta forma este diagrama terá apenas como utilidade, permitir fixar a solução que «pareça» à primeira vista a mais interessante, mas que terá posteriormente de ser trabalhada a fundo com os construtores, para se chegar à que realmente é mais vantajosa.

Esquemas de realização de instalações combinadas

Podem imaginar-se diversas disposições na associação de turbinas de gás-turbinas de vapor para a produção de energia com um rendimento térmico superior ao das instalações que só dispõem de um dos dois tipos daquelas máquinas.

Apresentam-se seguidamente alguns esquemas representativos destas associações:

1.º Esquema — Instalações de turbina de gás a montante de uma caldeira de recuperação de calor com fornalha para queima adicional de combustível

Como já se disse, os gases de escape da turbina constituem uma massa calorífica importante muito rica em oxigénio

e que pode portanto ser utilizada não só para ceder calor, como também para servir de comburente ao combustível que se queima no próprio gerador de vapor.

Num caso mais geral pode considerar-se o fluido motor da turbina de gás como ar, cuja temperatura é levada a um alto nível térmico. O aquecimento pode fazer-se por mistura com gases provenientes da queima de um combustível numa câmara instalada a montante da turbina, ou simplesmente fazendo passar aquele ar através de um esquentador colocado no percurso dos gases no gerador de vapor. Neste segundo caso a turbina de gás trabalha com ar puro.

Em qualquer das variantes que comporta este esquema (figs. 9, 10 e 11) o ar que é previamente comprimido, atinge à saída do compressor uma temperatura da ordem dos 200°C. Neste nível térmico pode ser admitido directamente na câmara de combustão colocada a montante da turbina (1.º e 2.º variantes) ou atravessar primeiramente um esquentador que faça parte do gerador de vapor para lhe levantar a temperatura.

Na turbina que funciona com ar puro, este esquentador é, aliás, órgão funcional da instalação.

Do facto do ar, pela compressão ficar já a cerca de 200°C, resulta que o abaixamento da temperatura dos gases à saída do esquentador montado no gerador não possa baixar tanto como no caso do gerador de vapor normal, o que consequentemente, obriga a colocar aquele órgão a montante de outro que vise aproveitar o calor residual dos gases. Este poderá ser um circuito vaporizador suplementar para alimentar uma turbina de baixa pressão (variante da fig. 9), ou um economizador (variante da fig. 10).

Ao fazer-se uma análise da rentabilidade deste primeiro grupo de variantes, pode facilmente concluir-se que a combinação da fig. 9, cede o seu lugar perante a combinação da fig. 10, por ser mais dispendiosa e de menor rendimento global.

2.º Esquema — Instalação combinada com uma caldeira provida de fornalha funcionando sob pressão

Este esquema também pode considerar-se como uma variante de uma instalação de produção de energia com turbinas de gás utilizando o calor residual dos gases numa caldeira de recuperação. A diferença deste esquema em relação ao anterior, está em que a câmara de combustão onde se faz o aquecimento do ar à saída do compressor é simultaneamente gerador de vapor, e portanto enquanto os geradores de vapor do 1.º tipo são atravessados por gases sensivelmente à pressão atmosférica, os do 2.º tipo são atravessados por ar sob pressão⁽⁵⁾. O calor residual dos gases de escape é aproveitado para o pré-aquecimento da água de alimentação do gerador de vapor e eventualmente para o aquecimento do ar à saída do compressor. Podem considerar-se duas variantes (figs. 12 e 13). Na primeira a turbina tem um só andar de expansão para os gases; na segunda, a turbina tem dois andares de expansão e os gases admitidos no 2.º andar são os que atravessaram já a caldeira. A superioridade sob o ponto de vista termodinâmico da 2.º variante, em relação à primeira é porém insignificante.

(5) Como se sabe, com o aumento da pressão dos gases que circulam na caldeira, podem atingir-se valores de Reynolds mais elevados e portanto melhores coeficientes de convecção. O funcionamento da fornalha em pressão permite portanto uma redução apreciável das dimensões, do peso e por conseguinte do preço da caldeira

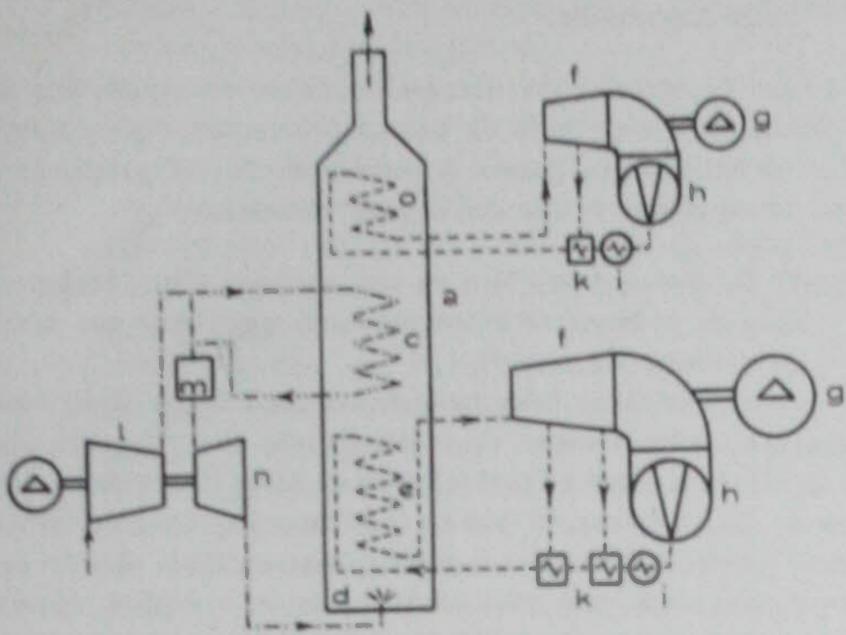


Fig. 9

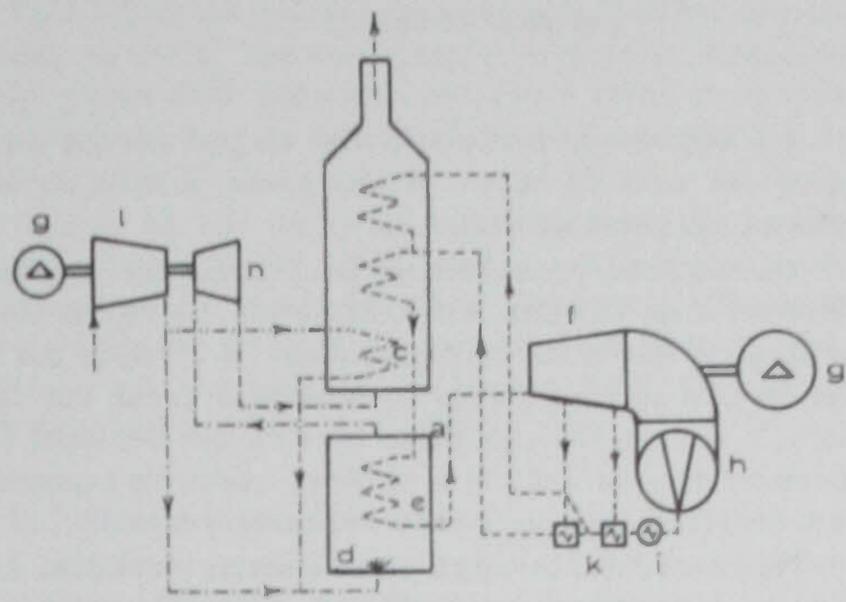


Fig. 12

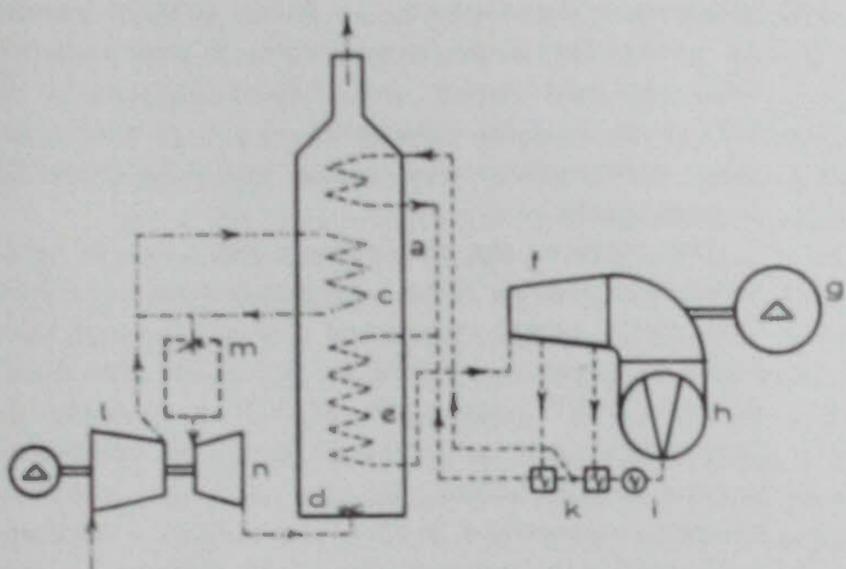


Fig. 10

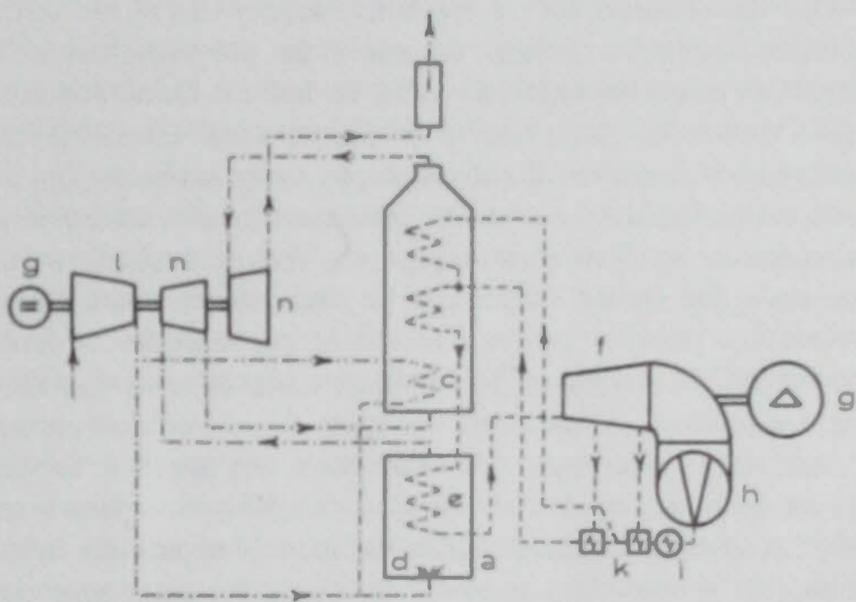


Fig. 13

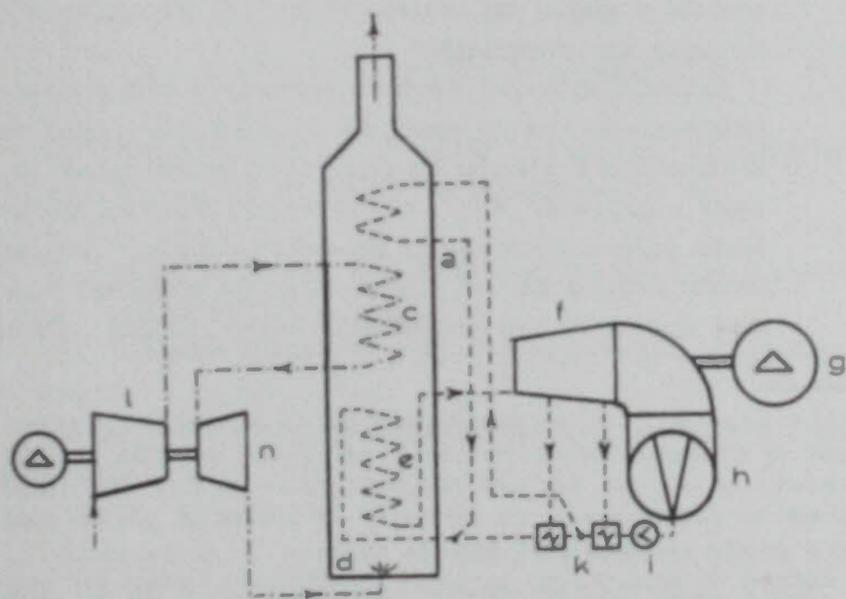


Fig. 11

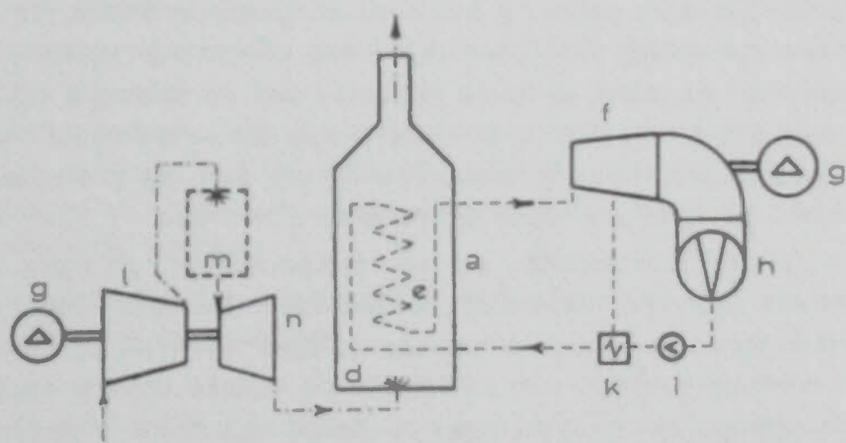


Fig. 14

ESQUEMAS DE INSTALAÇÕES COMBINADAS GÁS-VAPOR

==== CIRCUI TO COMBUSTÃO ABERTO

----- CIRCUI TO DE VAPOR DE ÁGUA FECHADO

- a — Caldeira
- b — Ventiladores da caldeira
- c — Aquecedor de ar
- d — Câmara de combustão com queimador
- e — Circuito vaporizador da caldeira
- f — Turbina de vapor
- g — Gerador

- h — Condensador
- i — Bomba de alimentação
- k — Aquecedor de água de alimentação e degazador
- l — Compressor
- m — Câmara de combustão
- n — Turbina de gás
- o — Circuito autônomo de vapor com o calor recuperado

3.º Esquema — Turbina de gás com caldeira auxiliar de recuperação sem queima de combustível adicional (esquema da fig. 14)

É o esquema de combinação mais simples, em que a produção de vapor na caldeira é feita apenas à custa do calor contido nos gases de escape.

Os sistemas representados pelos esquemas anteriores admitem ainda variantes. Assim, nos casos das figs. 9, 10, 12 e 13 pode suprimir-se o reaquecimento do ar, ainda que daí resulte uma certa diminuição do rendimento global. Por outro lado, o ar pode ser comprimido em mais que um andar com arrefecimento intermediário e os gases igualmente expandidos em diferentes andares com reaquecimento intermédio.

Pretende-se que o esquema óptimo destas instalações combinadas é aquele em que se não faz o reaquecimento do ar de combustão no gerador de vapor, aproveitando-se de preferência o calor residual dos gases para o pré-aquecimento da água de alimentação — antes do economizador — o que permite reduzir a missão do posto de pré-aquecimento da água por meio de vapor derivado da turbina. Damos-nos conta com facilidade, como sob o ponto de vista termodinâmico, podemos tirar partido duma instalação assim realizada. Em primeiro lugar porque se pode aproveitar este órgão de pré-aquecimento da água de alimentação para reduzir bastante a temperatura dos gases de escape (o abaixamento desta temperatura fica apenas condicionado pela preocupação de evitar corrosões exteriores na caldeira); em segundo lugar, porque para a mesma temperatura da água de alimentação podem reduzir-se as diferenças de temperatura dos gases e da água de alimentação no pré-aquecedor e no economizador, o que implica uma menor necessidade de vapor derivado da turbina e conseqüentemente um menor consumo de vapor vivo pela turbina ou uma maior potência disponível para a mesma quantidade de vapor⁽⁴⁾.

É importante notar-se que, as disposições que visam e conseguem realmente um aumento do rendimento termodinâmico da instalação, conduzem, com excepção da última variante, a um custo específico mais elevado do que o de uma instalação só a vapor, e é normal atingirem-se diferenças de custo da ordem dos 5 a 10%. Estas diferenças resultam do aumento do custo, tanto da caldeira como da turbina a vapor, ainda que este aumento de custo possa ser parcialmente compensado pela redução resultante de um trem de pré-aquecimento da água por vapor de menores dimensões.

Assim, a introdução de um pré-aquecedor de água no gerador de vapor depois do economizador, ocasiona, como se disse anteriormente, uma redução do vapor derivado da turbina e portanto também, uma diminuição da relação entre o caudal de vapor vivo e o do vapor à saída da turbina. Admitindo que se mantenha o mesmo caudal na passagem para o condensador, o custo da turbina fica praticamente constante, visto que este é essencialmente determinado pela secção B.P. Mas se é o caudal à saída que é fixado, diminui portanto o do vapor vivo e conseqüentemente a potência retirada da turbina, o que equivale a dizer que aumenta o preço específico desta.

Para o gerador de vapor das instalações combinadas, na sua comparação com o das instalações clássicas, tem de atender-se às diferenças de concepção e construção, que aliás, são bastante mais acentuadas para o gerador que funciona com o ar pressurizado.

a) Geradores funcionando com o escape dos gases à pressão atmosférica

Com excepção dos queimadores, da secção fria da caldeira e da rede de condutas e registos que formam o circuito dos gases, a construção destes geradores é comparável à das instalações clássicas.

a-1) Os queimadores têm de ser previstos para receberem o ar comburente a temperaturas mais altas que numa caldeira clássica⁽⁷⁾.

Por outro lado, perante um caudal dos gases mais elevado, o efeito de arrefecimento por irradiação nas paredes internas das fornalhas torna-se menor.

Daqui resulta que os queimadores além de exigirem materiais resistentes a altas temperaturas, têm de ser de construção mais cuidada nos seus órgãos móveis, para terem em conta possíveis deformações e outras dificuldades de serviço. Tudo junto, traduz-se por uma construção sensivelmente mais cara que no caso de uma caldeira clássica.

a-2) Secção fria das caldeiras — Numa caldeira normal, os gases depois de atravessarem o economizador, ainda têm pelo menos uma temperatura superior de 80°C à da água de alimentação, o que permite aproveitar o respectivo calor residual no aquecimento do ar comburente.

Nas caldeiras das instalações combinadas, tal aproveitamento não se torna economicamente realizável. Com efeito, nestas instalações o ar comburente entra pelos compressores, donde sai a temperaturas superiores a 200°C (em média 250°C). A elevação da temperatura deste ar (antes de entrar na câmara de combustão da turbina de gás) com os gases da caldeira recuperadora, implicaria que estes chegassem à chaminé com temperaturas muito elevadas, o que conseqüentemente daria lugar a perdas importantes.

É preferível, então, como já se disse anteriormente, colocar a seguir ao economizador, um pré-aquecedor da água de alimentação.

Atendendo a que nestes geradores a diferença de temperatura entre os gases de combustão e a água de alimentação à entrada da secção de aquecimento não deve ultrapassar 50°C, o que impõe maiores superfícies para a transmissão de calor, e ainda, ao facto da construção de um reaquecedor de água ser mais cara que a de um esquentador de ar, resulta para a

(4) É de ter-se porém em atenção que quando a instalação de vapor possui já características de pressão e temperatura elevadas que lhe conferem, por exemplo, um rendimento da ordem de 40%, as melhorias que se podem esperar da introdução da turbina de gás no ciclo térmico, serão modestas pela seguinte razão:

Parte-se do princípio que os gases de combustão devem ser arrefecidos a 110°C, por exemplo, a fim de limitar as perdas de calor pela chaminé. Mesmo que exista um pré-aquecedor de ar de combustão à saída do compressor (solução que como se acaba de ver, não corresponde à do esquema óptimo), o abaixamento da temperatura dos gases neste órgão não pode fazer-se aquém de 200°C, visto que o ar à saída do compressor atinge já 180°C. O arrefecimento posterior dos gases tem de ser feito num economizador percorrido pela água de alimentação, o que obriga a suprimir os últimos reaquecedores que trabalham com vapor derivado da turbina, e conseqüentemente diminuir o rendimento do ciclo de vapor. Resulta daqui que a combinação de uma turbina de gás com uma instalação de vapor de bom rendimento, não trará para este um acréscimo que atinja os 2%.

(7) Numa caldeira clássica, o ar comburente não é normalmente levado a temperaturas excedendo os 300°C, ao passo que numa caldeira alimentada com os gases de escape de uma turbina, estes chegam com temperaturas entre 450 e 500°C.

secção fria de uma caldeira de uma instalação combinada, um preço mais elevado que o correspondente de uma caldeira convencional.

a-3) Rede de condutas dos gases e registos — Numa caldeira convencional, uma conduta liga o ventilador de ar frio ao esquentador de ar e deste parte outra conduta que se liga à caixa de distribuição de ar comburente. Na caldeira de uma instalação combinada, faz-se a ligação directa do escape da turbina de gás com a caixa de ar comburente, mas as temperaturas mais elevadas do fluido transportado, obrigam a maiores secções de passagem, impõem materiais de melhor qualidade e criam problemas de dilatação. Por outro lado, se bem que os gases à saída da turbina possuam uma pressão estática, que normalmente dispensa o ventilador de insuflação, em muitas instalações este ventilador é empregado para aumentar a flexibilidade da caldeira ou a potência de sobrecarga, o que complica a rede de condutas e obriga a adição de diversos órgãos de obturação. Também é corrente equiparem-se estas caldeiras com uma conduta de «by-pass» para as pôr em curto-circuito, quando se arranca a turbina de gás ou quando se pretende fazer funcionar esta isoladamente.

Numa instalação combinada com queima adicional de combustível na caldeira, o caudal de gases proveniente da turbina é praticamente constante, qualquer que seja a carga da caldeira, ao passo que o combustível que esta recebe depende da carga. Nestas condições, se o caudal total dos gases da turbina for conduzido à caldeira, as proporções do combustível e ar variam fortemente, o que obriga a uma construção especial dos queimadores adaptada a tais variações, ou a desviar uma parte dos gases para o «by-pass» da chaminé, ou ainda, dotar o próprio sistema de queimadores com «by-pass» especiais. Todas estas necessidades se traduzem por uma complexidade da rede de condutas.

b) Geradores funcionando com ar pressurizado

Recorda-se que na construção deste tipo de geradores há que ter em conta problemas relacionados com:

A combustão, o comportamento das chamas e as taxas elevadas de transmissão de calor;

A construção das superfícies de transmissão por convecção e da câmara de combustão;

As tendências para a carbonização do combustível e para corrosões.

Normalmente a câmara de combustão é de forma cilíndrica, com os queimadores colocados na base, sendo as suas dimensões determinadas pelo fluxo de calor e pela forma da chama. Com uma construção deste tipo consegue-se uma distribuição quase uniforme do fluxo de calor e taxas elevadas na transmissão do calor à água, desde que se adopte para esta a circulação forçada, o que naturalmente implica exigências especiais quanto à sua qualidade.

Quanto às superfícies de transmissão por convecção, embora não haja problemas de natureza termodinâmica ou de tecnologia dos materiais, a construção é compacta, o que torna as superfícies de aquecimento pouco acessíveis, de difícil limpeza e de certo modo propícias a obstrução e corrosões pelas cinzas se o combustível as tiver. Por tal razão,

nestas caldeiras tem de se utilizar combustíveis limpos, tais como o gás natural ou os produtos de destilação do petróleo.

Pode afirmar-se que os geradores com fornalhas pressurizadas, permitem uma construção com menores dimensões e por consequência, economia de peso e custo em relação aos geradores com fornalha funcionando à pressão atmosférica.

Todavia, na sua integração numa instalação combinada, ao pretender-se retirar dela o melhor rendimento possível, terá de, como nas instalações do 1.º tipo, se lhe acrescentar um reaquecedor de água na parte final do percurso dos gases, o que acarretará uma diminuição sensível da vantagem alcançada quanto a menor custo.

c) Pelo que respeita à incidência no custo global de uma instalação combinada do trem de pré-aquecimento da água por vapor, é de anotar-se o seguinte:

Inicialmente adoptou-se para o aquecimento da água, uma disposição em que o economizador e os pré-aquecedores por vapor A. P. estavam montados em *paralelo*, havendo portanto praticamente o mesmo número de aquecedores que numa instalação convencional (ainda que de menores dimensões).

Seguidamente, para se conseguir uma redução do custo da instalação de aquecimento, eliminaram-se alguns dos pré-aquecedores A. P. e B. P., e os que ficaram (à semelhança dos pré-aquecedores B. P. da disposição inicial) montavam-se em *série* com o economizador.

O aumento de potência e de eficiência das turbinas de gás, tornou possível suprimirem-se todos os pré-aquecedores A. P., disposição conhecida por *série curta*. Termodinamicamente as disposições em série são de menor rendimento que a disposição em paralelo (ainda que as diferenças se tornem pouco sensíveis para marchas inferiores a 70 % da plena carga), mas qualquer destas disposições têm rendimento superior ao conjunto de pré-aquecimento ar-água de uma instalação convencional.

Por outro lado, verifica-se que, atendendo ao menor caudal de vapor utilizado no pré-aquecimento da água, às dimensões mais reduzidas da área total de pré-aquecimento, à menor potência exigida às bombas de alimentação, o ciclo série-curta apresenta vantagens sensíveis em relação às outras disposições, não só sob o ponto de vista de custo de primeiro estabelecimento, como de despesas de exploração. É por isso que, tudo considerado, se conta que de futuro, a utilização do ciclo série-curta seja dominante nas instalações combinadas gás-vapor.

Parece portanto, das considerações precedentes, poder tirar-se como conclusões:

1) A análise dos benefícios económicos que se conseguem retirar das instalações combinadas gás-vapor, tendo na devida conta os investimentos a realizar, deve limitar-se a quatro das variantes anteriormente apresentadas, que são:

a) A combinação da turbina de gás com uma caldeira de recuperação com fornalha para queima de combustível adicional, sem pré-aquecimento do ar de combustão e com pré-aquecimento de água de alimentação na caldeira em paralelo com o pré-aquecimento desta água por derivações da turbina de vapor. (Variante da fig. 10);

- b) A combinação da turbina de ar quente com instalação recuperadora provida de aquecedores de ar e água. (Variante da fig. 11).
- c) A combinação da turbina de gás com caldeira provida de fornalha pressurizada. (Variante da fig. 12).
- d) A combinação da turbina de gás com caldeira recuperadora sem queima adicional de vapor. (Variante da fig. 14).

2) Nas instalações combinadas que utilizam geradores de vapor funcionando à pressão atmosférica, pode-se, em relação às instalações convencionais e com as mesmas condições de vapor, conseguir reduções no consumo de calor, da ordem dos 2 a 8 %.

Temos porém de levar em conta que esta economia de calor é obtida à custa de:

Se instalar uma máquina complementar — a turbina de gás;

Certas limitações quanto ao combustível a utilizar; Um encarecimento específico da instalação, resultante não só de ter de se recorrer a uma caldeira de construção mais cara do que a caldeira convencional, como também, por vezes, de ter de se utilizar uma turbina, cujo preço específico é igualmente mais elevado.

Um estudo comparativo profundo, baseado no aumento dos custos específicos do gerador e da turbina das instalações combinadas desta primeira categoria, mostra que apesar do seu rendimento mais elevado, não é fácil conseguirem-se, em muitos casos, vantagens económicas sobre as instalações convencionais.

Quanto às instalações que utilizam geradores funcionando com ar pressurizado, pode afirmar-se que é possível obterem-se rendimentos da mesma ordem de grandeza que nas instalações da primeira categoria^(*). Mas na sua comparação com estas últimas, há que ter em conta o seguinte:

Apresentarem menor flexibilidade de exploração, visto que não podem funcionar sem a turbina de gás, por esta se encontrar a montante do gerador.

Maiores limitações quanto à escolha do combustível;

Possíveis dificuldades inerentes à construção e funcionamento dos geradores;

Menor peso e pouco espaço ocupado, e consequentemente diminuição apreciável do custo do equipamento e do edifício, se o circuito vapor não incluir um rea-

quecedor de água de alimentação no último percurso dos gases, o que não parece aceitável, por razões de rendimento.

3) Encontram normalmente justificação técnico-económica as instalações que visem aumentar a potência de uma instalação existente. As condições para uma ampliação feita com uma turbina de gás, podem apresentar-se favoráveis:

a) Quando o espaço disponível ou as condições existentes da central se prestam particularmente à instalação de uma turbina de gás;

b) Quando se possa ou se pretenda realizar a ampliação em duas fases, sendo a primeira a curto prazo. A turbina de gás é a solução que permite uma montagem bastante rápida;

c) Quando o órgão recuperador do calor do escape das turbinas de gás não queime combustível adicional, o que implica portanto que a recuperação:

c₁) Se destine a produção de vapor com características pouco elevadas;

c₂) Ou se destine ao aquecimento de água de alimentação da instalação de vapor em substituição dos aquecedores que trabalham com vapor derivado da turbina;

d) Quando os geradores de vapor já existentes se prestem a substituir uma parte do seu combustível normal, pelos gases de escape da turbina.

4) Todos os esquemas das instalações combinadas que foram anteriormente considerados, compreendem na secção de produção de energia pelo vapor, uma turbina de condensação. Como se sabe a utilização de uma turbina de vapor de contrapressão mostra-se particularmente económica para cobrir necessidades simultâneas em calor e em energia eléctrica, visto que neste caso, parte do calor residual do vapor não se dissipa através da água de refrigeração. Ora a combinação de uma turbina de gás com uma turbina de vapor de contrapressão torna-se particularmente interessante, porque uma dada quantidade de calor útil pode produzir mais energia eléctrica do que numa turbina de condensação, e isto com um consumo de combustível mais reduzido que no caso da turbina em que se deriva parte do vapor para aquecimento ■

^(*) Pretende-se que o rendimento pode atingir valores ligeiramente superiores.

(Conclue no próximo número)

A CENTRAL TERMOELÉCTRICA DO CARREGADO

Com o trabalho do Engenheiro Walter Rosa iniciamos hoje a publicação de uma série de apontamentos sobre a Central Termoeléctrica do Carregado. Estes trabalhos que foram apresentados pelos autores numa série de palestras preparatórias da visita feita pelos membros da Ordem dos Engenheiros àquela Central, em Abril deste ano, dão-nos uma perfeita ideia do interesse de uma realização que muito vem contri-

buir para assegurar a produção da energia, elemento indispensável para o progresso do País, e consequentemente para o bem-estar dos portugueses.

Os nossos agradecimentos à ETP por nos ter possibilitado a sua publicação nas páginas da ELECTRICIDADE.

Num dos próximos números apresentaremos uma descrição pormenorizada da obra a fim de que os nossos leitores possam apreciar as suas características.