

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Trabalho de Formatura

COGERAÇÃO EM SIDERURGIA

Autor: Hamilton Fernando de Souza Araújo
Orientador: Prof. Dr. Sylvio de Oliveira Júnior

A handwritten signature in blue ink, located in the lower-left area of the page. The signature is stylized and appears to be the author's name.

2º Semestre de 1998

Agradecimentos:

*aos meus pais,
ao meu amigo Rodolfo,
ao professor Silvio,
a todos alunos e professores que durante estes cinco anos
contribuíram para meu crescimento profissional e pessoal
(1994-1998).*

1. Sumário

2. Introdução.....	3
3. Estudo de necessidade.....	5
4. Planta de estudo.....	7
5. Análise dos combustíveis gasosos disponíveis numa siderurgia.....	10
5.1. Gás de Alto Forno.....	10
5.2. Gás de Coqueria.....	11
5.3. Gás de Aciaria.....	13
5.4. Gás liquefeito de petróleo (GLP).....	14
5.5. Gás natural.....	15
6. Soluções Propostas.....	17
6.1. Turbina a vapor de contrapressão.....	17
6.2. Turbina a gás e caldeira de recuperação.....	19
6.3. Turbina a gás, caldeira de recuperação e turbina a vapor (ciclo combinado)...	20
6.4. Turbina a gás, caldeira de recuperação e turbina a vapor de extração (ciclo combinado).....	20
7. Vantagens e desvantagens de cada solução proposta.....	22
8. Escolha da Solução.....	23
9. Considerações Teóricas sobre um Ciclo de Cogeração.....	25
9.1. Ciclo Rankine.....	25
9.2. Ciclo Brayton.....	29

10. Modelagem da Planta.....	33
10.1. Turbina a Gás.....	33
10.2. Caldeira de Recuperação.....	35
10.3. Turbina a Vapor.....	39
10.4. Condensador.....	41
10.5. Bomba.....	43
10.6. Análise do Ciclo de Cogeração.....	43
11. Implementação da Planta no Programa EES.....	45
12. Resolução da Planta.....	48
12.1. Turbina a Gás.....	50
12.2. Reação de Queima do Gás Natural na Câmara de Combustão da Turbina a Gás.....	51
12.3. Caldeira de Recuperação.....	53
12.4. Turbina a Vapor.....	55
12.5. Condensador.....	57
12.6. Bomba.....	58
12.7. Análise do Ciclo de Cogeração.....	58
13. Comentários e Conclusão.....	61
14. Bibliografia.....	64
15. Apêndice.....	65
15.1. Curvas Características das Turbinas a Gás.....	65
15.2. Características das Turbinas a Vapor de Contrapressão – Modelo G.....	69
15.3. Listagem do Programa Compilado no EES.....	70

2. Introdução

Muitas indústrias no Brasil satisfazem suas necessidades de energia comprando energia elétrica da Eletrobrás ou concessionárias e queimando combustíveis para a produção de vapor d'água, que será utilizado em alguns processos. Algumas vezes é possível atender a ambos requisitos gerando eletricidade na própria planta industrial e utilizar o calor desperdiçado deste processo para gerar vapor d'água, água quente ou fria e ar quente. A produção simultânea de duas ou mais formas de energia útil de uma fonte primária de energia – cogeração – torna mais eficiente o uso de combustíveis e fornece vantagens comerciais e ambientais.

Deve-se destacar que a cogeração tem uma ampla aplicação na geração de energia como em hospitais, universidades, hotéis, *shopping centers*, siderurgias, refinarias, termelétricas, indústria do etanol, e outros.

Cogeração resulta em baixas emissões de poluentes para a atmosfera, como o dióxido de carbono que causa o efeito estufa, por unidade de energia útil. De todos os combustíveis fósseis disponíveis, o gás natural é o que maximiza as vantagens ambientais de sua queima.

Há duas formas possíveis de cogeração de calor e eletricidade. Na primeira, conhecida como ciclo de topo (*topping cycle*), a fonte de calor de maior temperatura é usada para a geração de energia elétrica (*Figura.2.1*). Na segunda possibilidade, conhecida como ciclo de base (*bottoming cycle*), o calor recuperado do processo de alta temperatura é usado para a geração de eletricidade.

Os ciclos de base são raramente econômicos, desde que eletricidade pode ser gerada somente com baixa eficiência com o calor desperdiçado relativamente a baixas temperaturas.

A *Figura.2.2* ilustra um arranjo físico de uma unidade de cogeração.

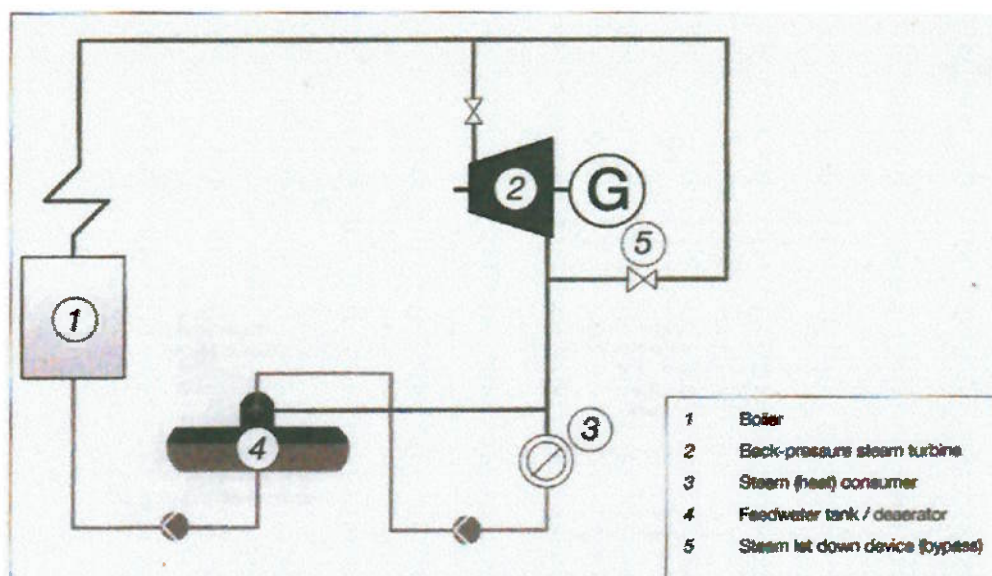


Figura.2.1 – Ciclo de topo (*topping cycle*)

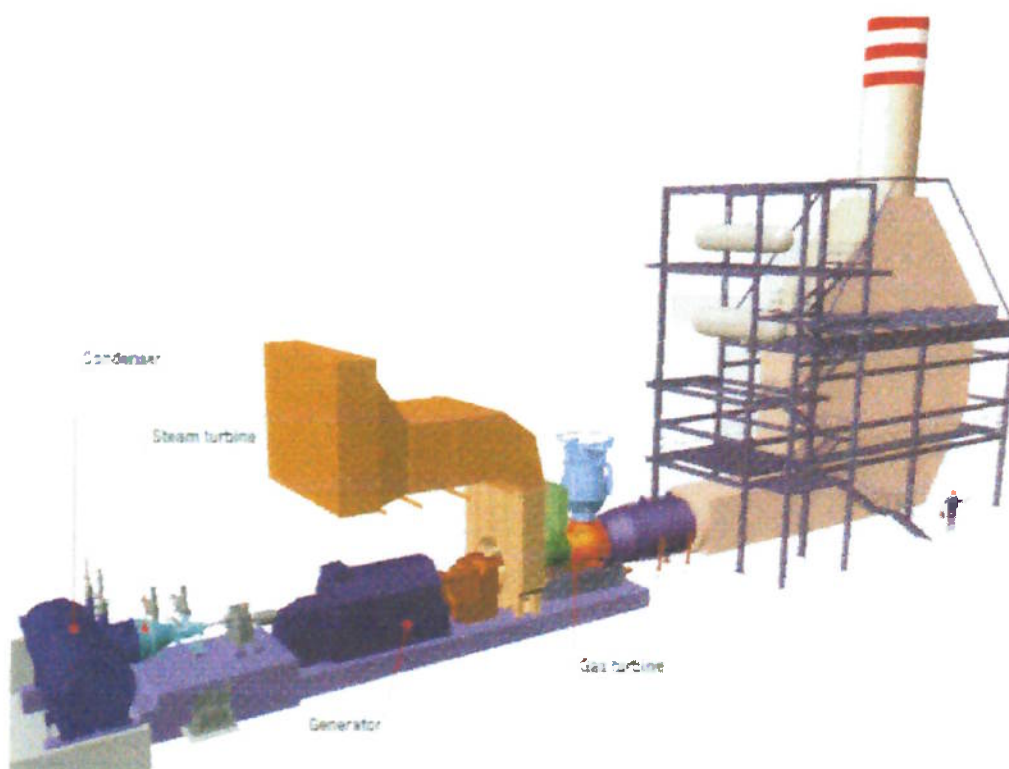


Figura.2.2 – Exemplo de uma unidade de cogeração

3. Estudo de necessidade

A otimização de usinas de geração de energia elétrica existentes e a implantação de novas usinas, passou de atividade considerada “opcional” para necessária. Isto porque a capacidade de geração e distribuição das usinas estatais não aumenta no mesmo ritmo que o das exigências de consumo. A capacidade do governo em investir no setor está praticamente esgotada.

Os efeitos disso já podem ser percebidos no aumento das tarifas de energia elétrica, no racionamento nos horários de pico e na falta de confiabilidade no fornecimento. Um exemplo são os recentes *blackouts* pelos quais o Brasil vem passando.

Junte-se a estes fatos o aumento da disponibilidade de combustíveis estrangeiros no mercado (principalmente gás natural e coque de petróleo) e a tendência de queda no preço dos mesmos. Tudo isso configura um panorama apropriado para os investimentos em cogeração.

O Brasil utiliza cerca de 20% de seu potencial hidrelétrico. Para utilizar os restantes 80% deveria explorar quedas d'água distantes ou com baixo potencial individual, que encareceriam mais as obras de novas hidrelétricas e a transmissão de energia.

Em 2011 a Eletrobrás prevê que o Brasil terá de consumir energia elétrica de origem térmica, em grande escala, inclusive as geradas por usinas nucleares, a carvão, a gás natural, eólicas e solares.

Atualmente, o gás natural utilizado no Estado de São Paulo provem dos gasodutos vindos de Santos e Rio de Janeiro, os quais se interligam por um anel que circunda a Grande São Paulo. Com a construção do gasoduto Bolívia-Brasil, que se interligará a este anel, haverá

maior disponibilidade de gás natural a um preço que viabiliza a sua utilização na geração de energia elétrica em plantas termelétricas e de cogeração.

A **Tabela.3.1** mostra a variação no consumo de energia elétrica no Brasil no período de 1970 a 1996. Pode-se notar a grande demanda no período de 1970 a 1980, que coincide com o “boom” da indústria no Brasil. Os dados da última coluna demonstram um recuo no crescimento energético, porém com grande demanda absoluta.

Diante deste contexto parques industriais como petroquímicas e siderúrgicas passam a ver a cogeração como uma solução para suas necessidades de energia elétrica e vapor.

Tabela.3.1 - Variação percentual da demanda de energia elétrica no Brasil

Região	1970-1980	1980-1990	1990-1996
NO	16,9	16,6	7,4
NE	16,4	8,3	4,5
SE	11,0	4,4	3,4
SU	14,6	7,2	5,7
CO	18,9	9,5	7,3
BRASIL	12,2	5,8	4,3

4. Planta de estudo

Este trabalho versará sobre uma planta de cogeração em siderurgia, no caso a Companhia Siderúrgica Paulista (COSIPA), localizada no município de Santos – SP (*Figura.4.1*).

Uma usina siderúrgica possui um complexo sistema de geração, transformação e distribuição das mais diversas formas de energia, fornecendo combustíveis e utilidades para todas as unidades de processamento na produção de aço, desde a preparação de redutores até o acabamento de produtos laminados.

A COSIPA tem sua produção baseada nos seguintes produtos: coque doméstico, moinha de coque, derivados da destilação seca do carvão (benzol, xilol, toluol, alcatrão, águas amoníacas etc.), placas, chapas e bobinas finas a quente e a frio.

As principais utilidades da energia elétrica e vapor para a indústria siderúrgica são as seguintes:

- Energia elétrica: baixos fornos elétricos de redução, motores de diversas potências para laminadores, trefiladores, estiradores, pontes rolantes, esteiras, guindastes etc.;
- Vapor: turbinas a vapor, turbo sopradores, pátio (cozinhas, laboratórios e limpeza) e outros processos.

A planta operando em sua carga total gera 14 MW de energia elétrica em três turbinas a vapor, sendo duas com extração de vapor. Atualmente são gerados 360 ton/h de vapor, através de seis geradores de vapor, a 42,0 kgf/cm² (4,12 MPa) e 440°C. Conectados a linha de vapor de alta pressão estão quatro turbo-sopradores, dentre os quais dois estão normalmente fora de operação (TS-1 e TS-2), e os outros dois consomem 176 ton/h de vapor (*Figura.4.2*).

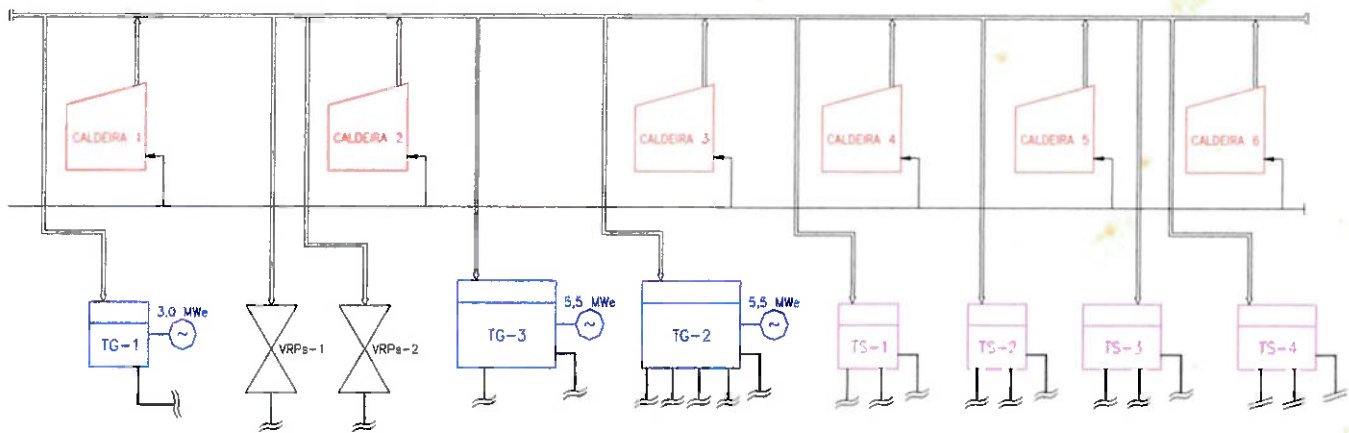


Figura.4.1 – COSIPA - laminação da Usina José Bonifácio de Andrada e Silva

Características da planta:

- Vazão total de vapor fornecida pelas caldeiras: 360 ton/h ($T=440^{\circ}\text{C}$; $p=42\text{kgf/cm}^2$);
- Vazão de vapor para as turbinas a vapor: 166 ton/h;
- Vazão de vapor para os turbo sopradores: 176 ton/h;
- Vazão de vapor superaquecido para processo: 18 ton/h;
- Vazão de alimentação das caldeiras: 367,3 ton/h (purgas=2%; $T=150^{\circ}\text{C}$; $p=56\text{kgf/cm}^2$);

- Potência elétrica gerada: 14 MWe



LEGENDA:

===== VAPOR DE ALTA PRESSÃO (42 kgf/cm²)
 ————— VAPOR DE MÉDIA PRESSÃO (13,8 kgf/cm²)

Figura.4.2 – Fluxograma esquemático do ciclo vapor da COSIPA

5. Análise dos combustíveis gasosos disponíveis numa siderurgia

Abaixo estão descritos os principais combustíveis gasosos que são utilizados na siderurgia, sejam subprodutos de processos ou adquiridos de fornecedores externos. São listadas suas principais propriedades, composição e poder calorífico inferior:

5.1. Gás de Alto Forno

É um subproduto da fabricação do gusa. O gás de alto forno (GAF) apresenta um interesse particular para a siderurgia pois, seja só ou enriquecido (mistura com gás de coqueria etc.) ele alimenta diversos equipamentos.

Sua composição varia com a natureza da carga e com a marcha do alto forno. Seu poder calorífico depende quase que exclusivamente do teor de CO, que constitui o principal gás combustível.

Os limites da sua composição são:

CO₂: 7 a 20%

CO: 33 a 23%

H₂: 1,5 a 6%

N₂: 59 a 49%

Nas condições normais (gás seco a 0°C e 760 mmHg) a massa específica do GAF é em média de 1,3 kg/Nm³, logo, próxima da do ar.

A grande quantidade de nitrogênio no gás de alto forno (GAF) coloca-o na categoria dos gases pobres. Seu poder calorífico inferior varia de 3,14 a 4,40 MJ/Nm³ (750 a 1050 kcal/Nm³). A produção específica de GAF é da ordem de 1600 a 2300 Nm³/t gusa.

A poeira do GAF bruto é da ordem de g/Nm³. Esta poeira, mesmo em pequenas quantidades, pode provocar: obstrução de condutos e válvulas, escorificar a superfície dos tijolos refratários de regeneradores e *cowpers*, entupimento nos motores a gás, vibrações e alterações das características dos supressores.

A intoxicação do homem pelo GAF é particularmente perigosa devido ao fato de o mesmo conter grande quantidade de monóxido de carbono (~25%), gás causador da intoxicação. Intoxicação esta imperceptível pelos nossos sentidos, uma vez que o CO é um gás incolor e inodoro.

5.2. Gás de Coqueria

O gás de coqueria (GCO) é um subproduto da fabricação do coque metalúrgico, obtido a partir da destilação de hulhas adequados e ao abrigo do ar.

Em siderurgia o GCO tem uma importância particular, devido a quantidade produzida. Para uma tonelada de carvão tratado, uma coqueria produz em média:

- 780 kg de coque;
- 150 kg de gás;
- 32 kg de alcatrão;
- 10 kg de benzol;
- 3 kg de amônia.

Do ponto de vista energético a quantidade de gás produzido representa cerca de 20% do conteúdo calorífico dos produtos que saem da coqueria.

Uma análise típica seria:

H₂: 56%

CH₄: 28%

CO: 7%

C₂H₆: 1%

C₂H₄: 2%

CO₂: 2%

N₂: 4%

(impurezas: benzol 1 a 35 g/m³, naftalina, NH₃, H₂S, CHN, ...)

O poder calorífico inferior do GCO varia de 16,75 a 19,26 MJ/Nm³ (4000 a 4600 kcal/Nm³), e sua massa específica é de aproximadamente 0,50 kg/Nm³.

O GCO é basicamente utilizado no aquecimento dos próprios fornos de coque, tendo outros empregos como:

- aquecimento rápido por radiação utilizada nos fornos de reaquecimento e na indústria de vidro;
- aquecimento localizado permitindo efetuar uma têmpera superficial;
- realização de atmosferas controladas pela regulação precisa da combustão, pode-se obter atmosferas neutras, oxidantes ou redutoras.

O gás de coqueria contém aproximadamente 7% de monóxido de carbono (cerca de 4 vezes menos que no GAF), possuindo um grau de toxidez ainda alto, tendo em vista o limite de tolerância do ser humano, que só pode se proteger com máscaras alimentadas por ar ou

oxigênio. Entretanto o risco de asfixia é menor do que o GAF, pois o GCO, desde que não inteiramente dessulfurado, apresenta um odor característico que adverte as pessoas.

5.3. Gás de Aciaria

Este gás aparece como um subproduto das aciarias a oxigênio. É um gás formado essencialmente de monóxido de carbono. Seu PCI é de cerca de $8,37\text{MJ/Nm}^3$ (2000 kcal/Nm^3) e sua temperatura adiabática de combustão é próxima de 2000°C .

Numa usina siderúrgica as principais aplicações são:

- Na aciaria:
 - secagem e preaquecimento de placas de gusa e aço, aquecimento dos distribuidores de aço do lingotamento contínuo.

- Na usina:
 - nos fornos de reaquecimento, na bateria dos fornos de coque e produção de vapor;
 - na central térmica.

Nos processos industriais a porcentagem média dos componentes do gás de aciaria é:

CO: 65%;

CO₂: 15%;

Outros(H₂,N₂,O₂): 20%.

O gás de aciaria possui 2,5 vezes mais CO em porcentagem do que o gás de alto forno, deve-se portanto atentar aos riscos de acidentes pessoais.

5.4. Gás liquefeito de petróleo (GLP)

O GLP é um gás industrial constituído por hidrocarbonetos que são extraídos do gás natural ou principalmente do petróleo bruto durante a operação de refino.

Dependendo da origem e dos processos de tratamento a que foram submetidos, podem apresentar variações na composição química, onde predominam butanos e propanos.

Numa composição típica de GLP de refinaria, tipo propano-butano é:

Componentes	% Volumétrica
Etano	0,03
Propeno	30,47
Propano	14,34
Butenos	31,76
Butanos	23,33
Pentanos	0,07

O GLP possui poder calorífico elevado (PCS: 96,3 a 125,6 MJ/Nm³ ou 23000 a 30000 kcal/Nm³), massa específica de aproximadamente 2,0 kg/Nm³, e tem a propriedade que permite a sua armazenagem sob pressão no estado líquido, portanto com grande redução de volume, facilitando seu transporte e manuseio.

Utilização do GLP na siderurgia:

- Escarfagem;
- Oxi-corte;
- Soldagem;

- Têmpera por chama;
- Refrigeração de lanças do processo PSS;
- Aciarias SM.

O GLP não é propriamente tóxico, porém uma alta concentração causa rarefação de oxigênio na atmosfera local.

Possuindo massa específica superior à do ar, escapamentos de gás formarão um colchão que tenderá ir para as partes mais baixas ou permanecer no local sem dispersar-se prontamente, a não ser que haja boa ventilação.

5.5. Gás natural

O gás natural é uma mistura de hidrocarbonetos leves, na qual predomina o metano (80 a 100%). Outros componentes podem estar presentes como água, nitrogênio, dióxido de carbono e gás sulfídrico.

A seguir são dadas algumas características de dois GN:

		Gás de Lacq	Gás de Holanda
Composição (%)	CH ₄	97,4	81,3
	C ₂ H ₆	2,2	2,9
	C ₃ H ₈	0,07	0,4
	C ₄ H ₁₀	0,03	0,2
	N ₂	0,3	14,3
	CO ₂	-	0,9
PCS - MJ/Nm ³ (kcal/Nm ³)		40,51 (9675)	35,17 (8400)
PCI - MJ/Nm ³ (kcal/Nm ³)		36,47 (8710)	31,65 (7560)
Densidade em relação ao ar		0,57	0,64

Utilização do gás natural na siderurgia: fornos de reaquecimento (Pits, de semi-produtos: forno empurrador, vigas caminantes); fornos de tratamento térmico: aquecimento por tubos radiantes e produção de atmosferas controladas; fornos SM (embora a produção de aço Siemens-Martin esteja em constante regressão); reaquecimento de placas de aço, fornos de ignição da sinterização, como refrigerante nos convertedores de sopro pelo fundo, enriquecimento do gás de alto forno para aquecimento diversos, injeção pelas ventaneiras de altos fornos, como matéria-prima para a produção de gás redutor dos processos de redução direta do minério de ferro, etc.

O gás natural não apresenta características próprias de toxidez. Uma alta concentração de GN num determinado local poderá trazer problemas respiratórios devido à rarefação de oxigênio.

6. Soluções Propostas

As opções abaixo identificam as possíveis soluções para a planta de cogeração:

6.1. Turbina a vapor de contrapressão

Neste ciclo um gerador de vapor fornece vapor a uma turbina, na qual ocorre sua expansão e geração de energia elétrica através de um gerador acoplado a turbina.

O vapor não é expandido até a pressão atmosférica, com a finalidade de ser aproveitado em outros processos.

Poderia se utilizar uma turbina de extração, que é semelhante a turbina de contrapressão com a diferença que o vapor a ser utilizado em outros processos pode ser extraído de posições intermediárias da turbina. Estas turbinas podem ser de extração simples, dupla, ou até mais, conforme a necessidade dos estados de saída do vapor em processo. Este tipo de cogeração pode ser visto na *Figura.6.1* e na *Figura.6.2*.

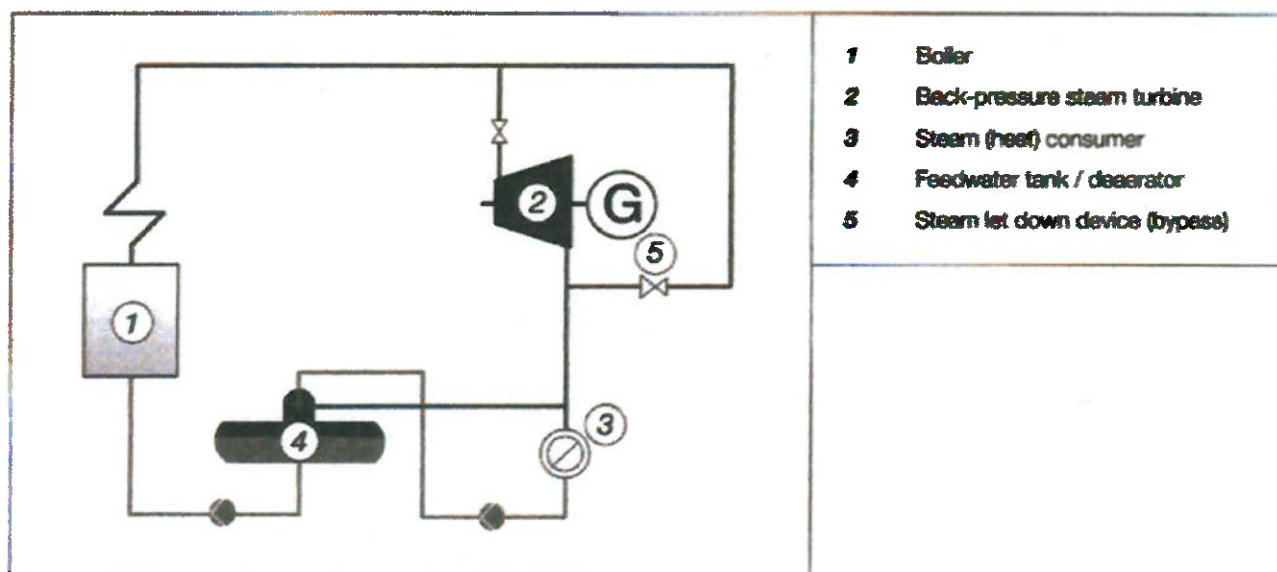


Figura.6.1 – Turbina de contrapressão

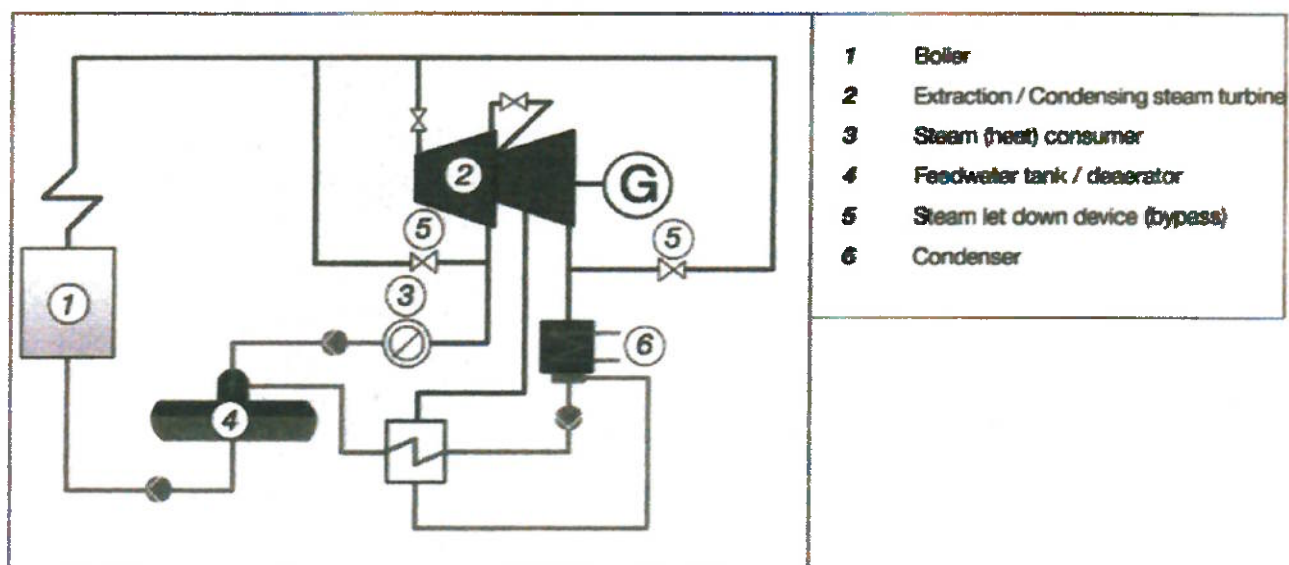


Figura.6.2 – Turbina de extração

6.2. Turbina a gás e caldeira de recuperação

O gás a ser queimado na turbina dependerá de sua disponibilidade na planta siderúrgica. Estes gases podem ser o gás de alto forno, proveniente do processamento do ferro, o GLP, o gás natural, ou outros gases. O ar passa por um compressor e vai para a câmara de combustão onde ocorre a queima do gás combustível. Os gases da queima passam por uma turbina, onde ocorre sua expansão e transformação da energia térmica em energia mecânica (rotação do rotor da turbina), e conseqüente transformação em energia elétrica através de um gerador acoplado ao eixo da turbina. O gerador, o compressor e a turbina a gás estão montados sobre o mesmo eixo.

Os gases de exaustão da turbina aquecem a água numa caldeira de recuperação, gerando vapor que posteriormente poderá ser utilizado num processo. Esta caldeira poderá ter uma fonte secundária de calor, com a finalidade de obter vapor num estado desejado. Esta opção pode ser vista na *Figura.6.3*.

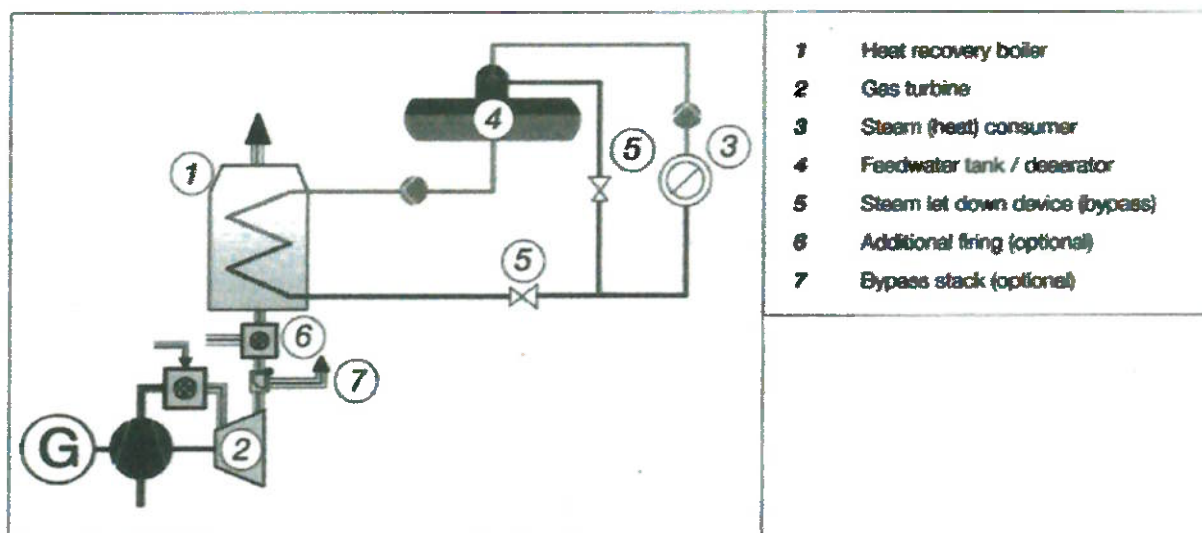


Figura.6.3 - Turbina a gás com caldeira de recuperação

6.3. Turbina a gás, caldeira de recuperação e turbina a vapor (ciclo combinado)

Esta configuração é semelhante à anterior, com a diferença de se aproveitar o vapor da caldeira de recuperação para movimentar uma turbina a vapor, que está acoplada a um gerador elétrico. Assim, gera-se energia elétrica através das turbinas a gás e a vapor, e calor na forma de vapor produzido pela caldeira. Esta configuração pode ser vista na **Figura.6.4**.

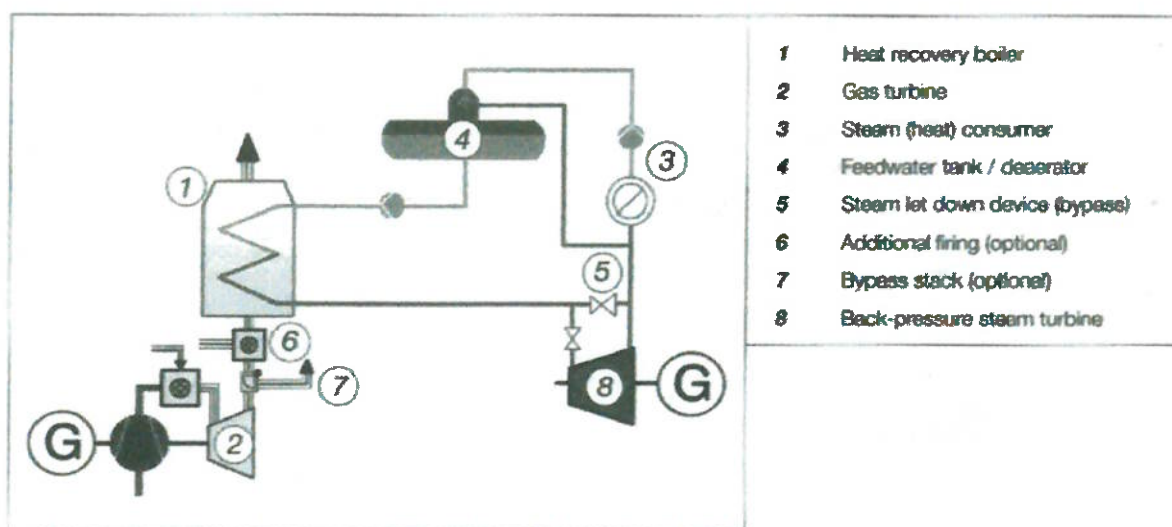


Figura.6.4 – Ciclo combinado (turbina a gás e a vapor e caldeira de recuperação)

6.4. Turbina a gás, caldeira de recuperação e turbina a vapor de extração (ciclo combinado)

Esta configuração é análoga a anterior, porém o vapor pode ser extraído em posições intermediárias da turbina a vapor (a exemplo do item 6.1) e ser utilizado no processo. Este ciclo pode ser visto na **Figura.6.5**.

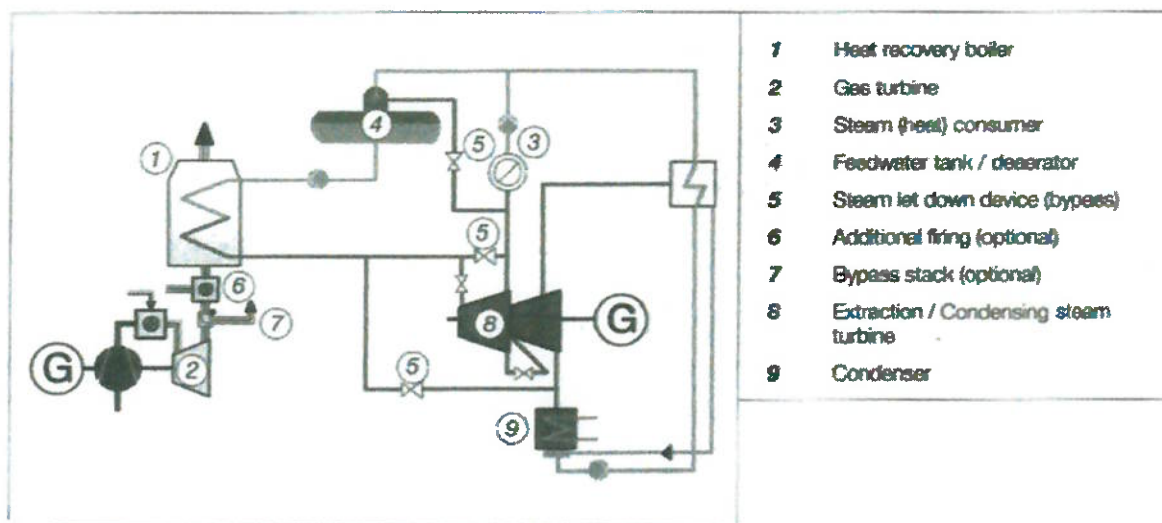


Figura.6.5 – Ciclo combinado com extração de vapor.

7. Vantagens e desvantagens de cada solução proposta

A *Tabela.1* abaixo identifica as vantagens e desvantagens de cada solução proposta.

Tabela.1 – Vantagens e Desvantagens.

<i>Opção</i>	<i>Vantagem</i>	<i>Desvantagem</i>
Item 6.1 (a) Turbina de contrapressão	• Alta eficiência elétrica • Planta simples • Opera bem com combustíveis de baixa qualidade	• Baixa flexibilidade no projeto e na operação
Item 6.1 (b) Turbina de extração	• Alta flexibilidade no projeto e operação • Opera bem com combustíveis de baixa qualidade	• Alto custo da planta • Grande demanda de água de refrigeração
Item 6.2 Turbina a gás e caldeira de recuperação	• Boa eficiência elétrica • Planta simples • Rápida implementação	• Eficiência moderada a carga parcial • Não opera bem com combustíveis de baixa qualidade
Item 6.3 Ciclo combinado com turbina a vapor de contrapressão	• Boa eficiência elétrica • Custo inicial relativamente baixo	• Média a moderada eficiência a cargas parciais • Não opera bem com combustíveis de baixa qualidade
Item 6.4 Ciclo combinado com turbina a vapor de extração	• Boa flexibilidade no projeto e operação • Custo de investimento moderado	• Não opera bem com combustíveis de baixa qualidade • Demanda moderada de água de resfriamento

8. Escolha da Solução

A escolha da melhor solução dos ciclos apresentados anteriormente será feita com o auxílio de uma matriz de decisão. Esta matriz consiste em colocar as possíveis soluções na primeira linha e as características relevantes para a escolha na primeira coluna. Para cada característica atribui-se um peso, ou seja, o seu grau de importância no projeto, sendo a soma dos pesos igual a 100%. Assim, para cada solução proposta, deve-se avaliar uma nota para cada característica e multiplicá-la pelo seu respectivo peso. A solução que obtiver a maior soma de notas de todas as características é a melhor solução, conforme a importância das características admitidas.

Serão consideradas as seguintes características na determinação da melhor solução:

- Eficiência global (energia gerada/energia do combustível);
- Flexibilidade do projeto e operação;
- Custo de implantação;
- Custo de operação;
- Qualidade do combustível (flexibilidade de queima de combustível na planta);
- Capacidade de gerar energia elétrica;
- Capacidade de gerar vapor para processo.

A matriz de decisão pode ser vista na *Tabela.8.1*.

Tabela.8.1 – Matriz de Decisão

ATRIBUTOS	Peso (p)	Turbina a vapor de contra- pressão		Turbina a vapor de extração		Turbina a gás e caldeira de recuperação		Ciclo combinado c/ turbina a vapor de contra- pressão		Ciclo combinado c/ turbina a vapor de extração	
		nota	n.p	nota	n.p	nota	n.p	nota	n.p	nota	n.p
efic. global	0,25	3	0,75	3	0,75	5	1,25	7	1,75	7	1,75
Flex. do projeto	0,10	2	0,20	4	0,40	5	0,50	6	0,60	7	0,70
Custo de impl.	0,15	8	1,20	6	0,90	5	0,75	4	0,60	3	0,45
Custo de oper.	0,10	7	0,70	6	0,60	7	0,70	5	0,50	4	0,40
Qual. do comb.	0,10	9	0,90	9	0,90	5	0,50	6	0,60	6	0,60
Energia eletr.	0,20	4	0,80	4	0,80	5	1,00	8	1,60	8	1,60
Geração vapor	0,10	3	0,30	5	0,50	4	0,40	6	0,60	7	0,70
Soma	1,00		4,85		4,85		5,10		6,25		6,20

Assim, com base na matriz de decisão, a alternativa que melhor se adapta às exigências da planta necessitada pela siderurgia é a de ciclo combinado com turbina a vapor de contrapressão (item 6.3).

9. Considerações Teóricas sobre um Ciclo de Cogeração

Um ciclo de cogeração pode ser analisado, geralmente, como sendo um ciclo composto por um ciclo Brayton (ar) e/ou ciclo Rankine (vapor d'água). O compressor, a câmara de combustão e a turbina a gás de uma planta de cogeração podem ser vistos como o ciclo Brayton, enquanto que o ciclo Rankine pode ser formado pelos seguintes componentes: gerador de vapor ou caldeira de recuperação, condensador, bomba, turbina a vapor ou outra máquina motora.

Abaixo segue a definição dos dois ciclos mencionados acima.

9.1. Ciclo Rankine

Considere o ciclo mostrado na **Figura.9.1** baseado em quatro processos que ocorrem em regime permanente. Admite-se que o estado 1 seja líquido saturado e que o estado 3 seja vapor saturado ou superaquecido. Este ciclo recebe o nome de ciclo de Rankine e é o ideal para uma unidade motora simples a vapor. A **Figura.9.2** apresenta o diagrama T-s (temperatura x entropia) referente ao ciclo e os processos que o compõe:

- 1-2: Processo de bombeamento adiabático reversível, na bomba;
- 2-3: Transferência de calor a pressão constante, na caldeira;
- 3-4: Expansão adiabática reversível, na turbina (ou outra máquina motora);
- 4-1: Transferência de calor a pressão constante, no condensador.

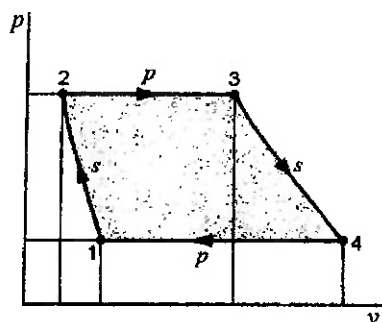


Figura.9.1 – Ciclo de potência baseado em quatro processos

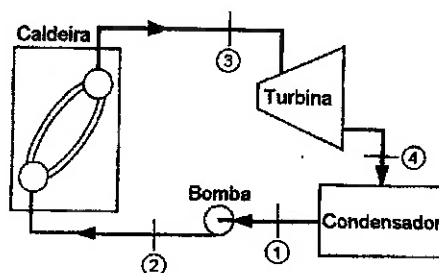
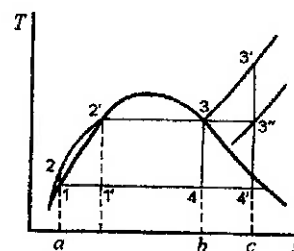


Figura.9.2 – Unidade motora simples a vapor que opera segundo um ciclo de Rankine



O ciclo de Rankine pode também apresentar superaquecimento do vapor, como o ciclo 1-2-3'-4'-1.

Se forem desprezadas as variações de energia cinética e potencial, as transferências de calor e o trabalho líquido podem ser representados pelas diversas áreas do diagrama T-s. O calor transferido ao fluido de trabalho é representado pela área a-2-2'-3-b-a e o calor transferido do fluido de trabalho pela área 1-4-b-a. Pela primeira lei da termodinâmica, pode-se concluir que o trabalho é representado pela área 1-2-2'-3-4-1, isto é, a diferença entre as duas áreas anteriores. O rendimento térmico é definido por:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{w_{\text{liq}}}{q_H} = \frac{\text{área } 1-2-2'-3-4-1}{\text{área } a-2-2'-3-b-a} \quad (\text{Eq.9.1})$$

Existem algumas formas de aumentar o rendimento do ciclo de Rankine, como a redução da pressão na temperatura de rejeição de calor, o aumento da pressão no fornecimento de calor e pelo superaquecimento do vapor. Estas soluções são teóricas, e nem sempre podem ser aplicadas na prática. Pode-se citar, por exemplo, a redução da pressão na

rejeição de calor, acarretando o fluxo de duas fases, água e vapor, através das palhetas da turbina, danificando-as. Na prática, são implementados ciclos com reaquecimento, utilizando-se pressões elevadas na caldeira, e regenerativos, na qual calor é transferido a uma temperatura média maior do que num ciclo de Rankine simples.

O ciclo descrito acima é meramente teórico, e em sua implantação devem ser consideradas as seguintes perdas:

Perdas na tubulação

A perda de carga, provocada pelo atrito, e a transferência de calor ao ambiente são as perdas mais importantes nas tubulações. O atrito causa um aumento na entropia e a diminuição da pressão do vapor, enquanto que a transferência de calor, a pressão constante, provoca uma diminuição da entropia. Tanto a perda de carga como a transferência de calor provocam uma diminuição da disponibilidade do vapor que entra na turbina.

Perdas na turbina

As principais perdas na turbina são aquelas associadas ao escoamento do fluido de trabalho através da turbina. A transferência de calor para o meio também representa uma perda, porém apresenta, usualmente, importância secundária. Os efeitos dessas duas perdas são os mesmos para as perdas na tubulação, e o processo pode ser como o representado na **Figura.9.3**, onde o ponto 4_s representa o estado após uma expansão isoentrópica e o ponto 4 representa o estado real do vapor na saída da turbina.

Pode-se definir eficiência isoentrópica da turbina como:

$$\eta_{turbina} = \frac{w_t}{h_3 - h_{4s}} \quad (Eq.9.2)$$

onde os estados estão indicados na **Figura.9.3**.

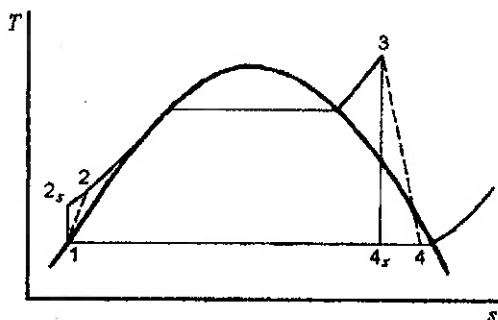


Figura.9.3 – Diagrama temperatura-entropia mostrando o efeito das ineficiências da turbina e da bomba sobre o desempenho do ciclo

Perdas na bomba

As perdas na bomba são análogas às da turbina e decorrem principalmente das irreversibilidades associadas ao escoamento do fluido. A transferência de calor é, usualmente, uma perda secundária.

A eficiência da bomba é definida como:

$$\eta_{bomba} = \frac{h_{2s} - h_1}{|w_b|} \quad (Eq.9.3)$$

onde os estados estão indicados na **Figura.9.3**.

Perdas no condensador

Estas perdas são relativamente pequenas. Uma dessas perdas é o resfriamento abaixo da temperatura de saturação do líquido que deixa o condensador. Isso representa uma perda, porque é necessário uma troca de calor adicional para trazer a água até a sua temperatura de saturação.

9.2. Ciclo Brayton

Este ciclo é composto por dois processos isobáricos e dois isotérmicos, assim como o ciclo de Rankine. A diferença entre estes dois ciclos é que denominamos de Rankine quando o fluido de trabalho sofre mudança de fase nos processos que ocorrem a pressão constante, e de Brayton quando o fluido de trabalho não apresenta mudança de fase (o fluido está sempre na fase vapor). O ciclo-padrão a ar Brayton é o ciclo ideal para a turbina a gás simples, a qual pode ser vista na *Figura.9.4*.

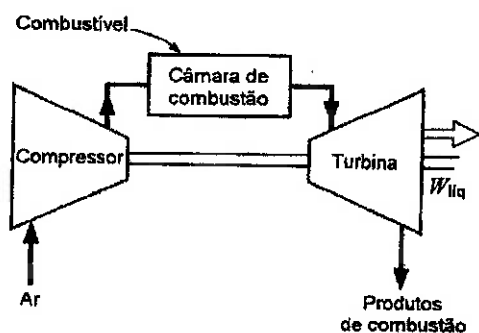


Figura.9.4 – Turbina a gás que opera segundo o ciclo de Brayton (ciclo aberto)

O rendimento do ciclo-padrão Brayton pode ser dado por:

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{Q_l}{Q_h} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (\text{Eq. 9.4})$$

onde os estados estão indicados na **Figura.9.5**.

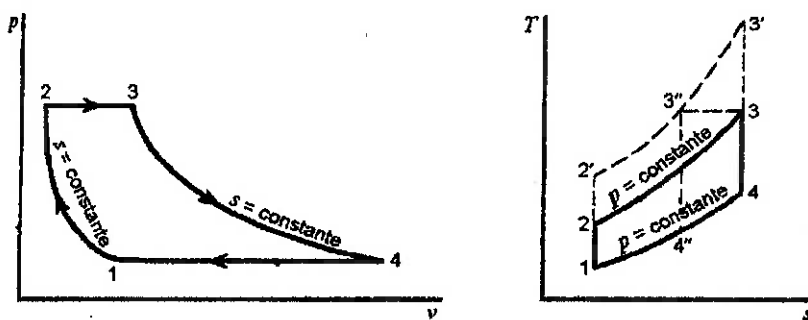


Figura.9.5 – Ciclo padrão de ar Brayton

Entretanto para um processo isoentrópico tem-se : $pv^k = \text{constante}$.

Então:

$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \Rightarrow \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \quad e \quad \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1$$

Assim:
$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (\text{Eq. 9.5})$$

Portanto o rendimento do ciclo-padrão a ar Brayton é função da relação de pressão isentrópica, conforme mostra a **Figura.9.6**. Pode-se notar que o aumento da relação de pressão provoca um aumento no rendimento do ciclo, e isto pode também ser verificado no diagrama T-s (**Figura.9.5**). Aumentando-se a relação de pressão, o ciclo muda de 1-2-3-4-1 a

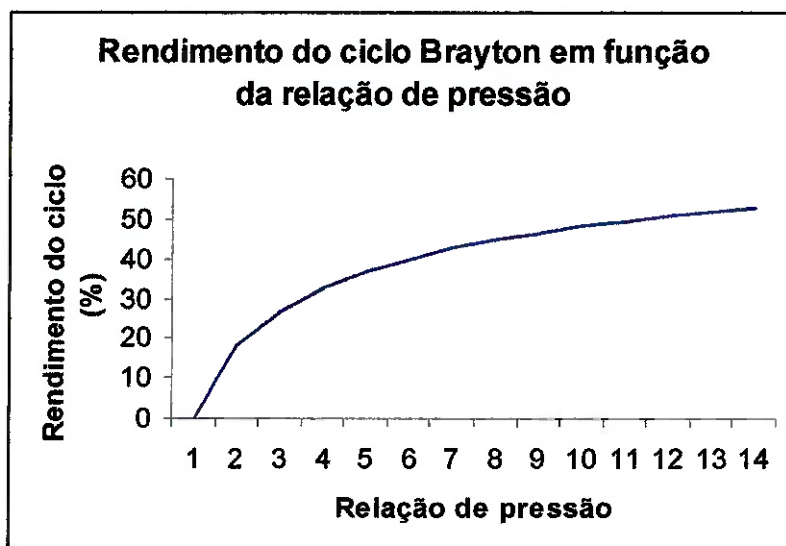


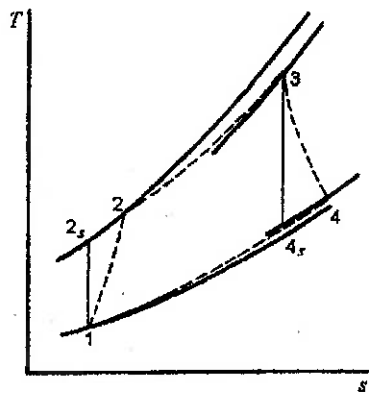
Figura.9.6 – Rendimento do ciclo Brayton em função da relação de pressão

1-2'-3'-4-1. Esse último ciclo tem um fornecimento de calor maior e o mesmo calor rejeitado do ciclo original e, portanto, apresenta um rendimento maior.

Assim como no ciclo Rankine, pode-se definir as eficiências do compressor e da turbina, conforme a **Figura.9.7**:

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (Eq.9.6)$$

$$\eta_{turb} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (Eq.9.7)$$



Uma característica importante do ciclo Brayton é que o compressor utiliza uma grande quantidade de trabalho na sua operação (em comparação ao trabalho gerado na turbina). A potência utilizada no compressor pode representar de 40 a 80% da potência desenvolvida na turbina.

10. Modelagem da Planta

A planta de geração de energia elétrica e vapor será modelada de acordo com a planta escolhida no item 8 e com base nas considerações teóricas expostas no item anterior e outras que serão introduzidas adiante. Para isto, cada componente da planta será modelado matematicamente e introduzido junto com os outros componentes da planta para verificar a operação do conjunto. Posteriormente, a planta será resolvida com auxílio do programa EES (*Engineering Equation Solver*).

10.1. Turbina a Gás

A turbina a gás será escolhida de uma relação de turbinas comerciais. As seguintes turbinas poderão ser selecionadas para resolução da planta:

Modelo da turbina	Fabricante	Potência nominal (MW _e)
ASE120	Allied Signal	9,8
GT8C	ABB	52,8
GT11N2	ABB	115,4
GT24	ABB	183,0

Para cada turbina estão disponíveis os gráficos da potência gerada, *heat rate* e eficiência em função da temperatura ambiente. *Heat rate* é a relação entre a energia do combustível (poder calorífico do gás natural) e a potência elétrica gerada pela turbina num intervalo de tempo, ou seja, o consumo específico da turbina.

As curvas características de cada turbina podem ser vistas no apêndice deste trabalho, no item 15.1.

Na seleção da turbina será considerada apenas a temperatura ambiente como parâmetro, pois a umidade relativa do ar, a elevação da turbina em relação ao nível do mar, a frequência da rede elétrica, a eficiência do gerador e da caixa de transmissão, e o combustível estão fixos. São eles:

- umidade relativa do ar = 60%;
- nível do mar (Santos);
- eficiência do gerador = 97,5%;
- eficiência da caixa de transmissão = 98,5%;
- frequência da rede = 60Hz;
- combustível: gás natural (PCI = 50,0MJ/kg).

Assim, ao se selecionar a turbina a gás para a planta de cogeração, especificando-se a temperatura ambiente, dispõe-se dos seguintes dados:

- Potência elétrica gerada em MW_e;
- *Heat rate* (consumo específico) em kJ/kWh;
- Vazão mássica de combustível em kg/s;
- Vazão mássica dos gases efluentes de combustão em kg/s;
- Temperatura dos gases efluentes de combustão em °C;
- Taxa de compressão do ar no compressor.

10.2. Caldeira de Recuperação

A caldeira de recuperação (*Figura.10.1*) será dimensionada para gerar vapor superaquecido nas mesmas condições do vapor gerado atualmente na siderurgia ($T=440^{\circ}\text{C}$; $p=4,2\text{MPa}$). Com isto, pode-se interligar as tubulações de vapor superaquecido das caldeiras da siderurgia com a planta em desenvolvimento, e no caso de manutenção de alguma caldeira, pode-se utilizar parte do vapor que seria usado na turbina a vapor para geração de energia elétrica diretamente na siderurgia, como nos turbo-sopradores que alimentam os alto fornos.

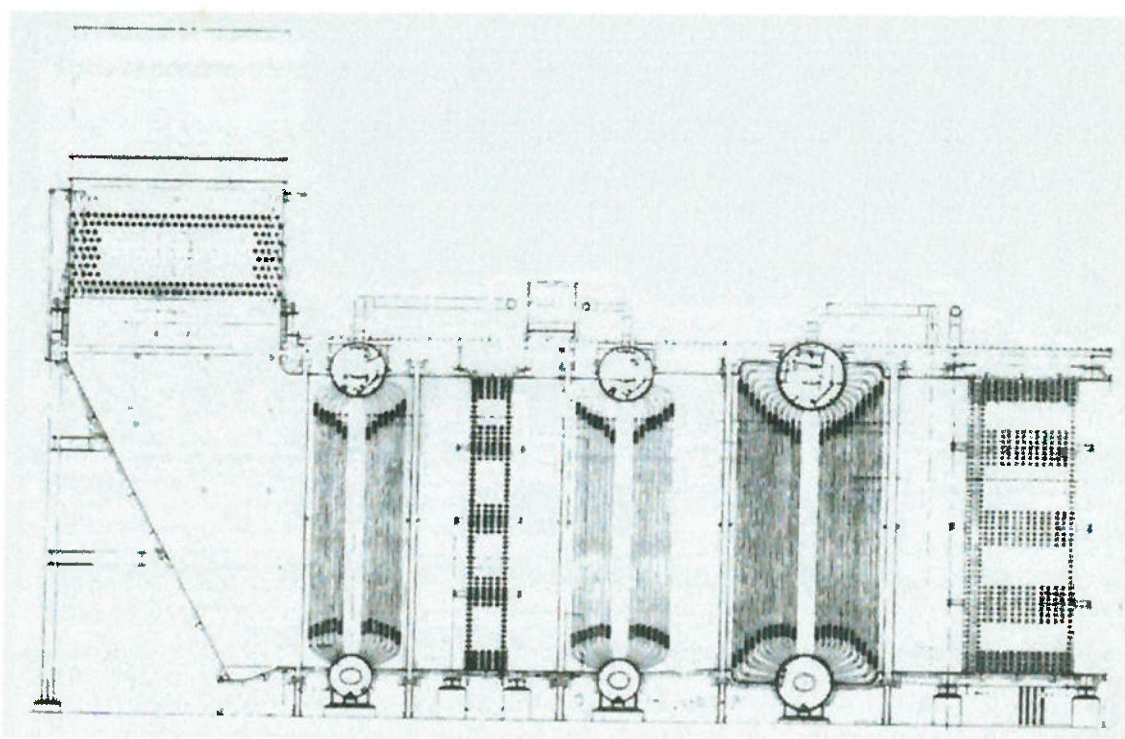


Figura.10.1 – Caldeira de recuperação dos gases de uma turbina a gás

Devido às condições de alta temperatura e pressão do vapor superaquecido produzido para geração de energia elétrica, a caldeira deve ser do tipo aquatubular, com a presença de um economizador, o qual se faz necessário devido a produção de vapor acima de 3,5 MPa.

Será adotada a seguinte perda de carga para o vapor nos componentes da caldeira de recuperação:

- Economizador: 3%;
- Caldeira: 13%;
- Superaquecedor: 4%.

Assim, para que a pressão do vapor na saída do superaquecedor seja 4,2 MPa, a pressão da água na entrada do economizador deve ser de 5,18 MPa.

A troca de calor entre os gases efluentes da turbina a gás e a água na caldeira de recuperação deve ser limitada pela temperatura de saída destes gases do gerador de vapor, para que não ocorra condensação do vapor d'água presente nos gases e eventual reação com os compostos de enxofre, provocando a formação de ácido sulfúrico. Isto acarretaria a diminuição da vida útil da caldeira devido a corrosão e conseqüente inviabilidade econômica do projeto. Neste caso, será adotada uma temperatura mínima que é a maior temperatura entre a temperatura de orvalho dos gases que saem da turbina a gás e a temperatura normalmente aplicada em projetos de caldeiras que queimam combustíveis com pequenas quantidades de enxofre, como é o caso do gás natural. Esta temperatura de projeto será fixada em 170°C.

Outro aspecto que deve ser respeitado no projeto da caldeira de recuperação é a temperatura dos gases na entrada da caldeira, isto é, na saída do economizador. Geralmente ela é fixada como a temperatura de evaporação do vapor na caldeira adicionada de 70 a 80°C. Este aspecto abordado é puramente econômico, no que concerne ao dimensionamento da caldeira de recuperação.

Obedecidos os critérios descritos acima, a variável que se deseja determinar na modelagem do gerador de vapor é a máxima produção de vapor, fixados os estados na entrada e saída. Assim, a máxima vazão de vapor pode ser calculada por:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{\eta \cdot \dot{m}_g \cdot \bar{c}_p \cdot \Delta T_g}{h_s - h_e} \quad (\text{Eq.10.1})$$

onde: η = eficiência de troca de calor da caldeira de recuperação;

$\dot{m}_g$ = vazão mássica de gases que saem da turbina a gás;

c_p = calor específico médio dos gases através da caldeira de recuperação;

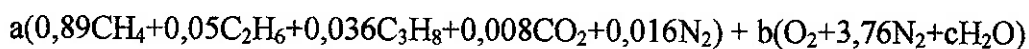
ΔT_g = variação de temperatura dos gases através da caldeira de recuperação;

h_s = entalpia do vapor na saída da caldeira de recuperação;

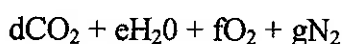
h_e = entalpia da água na entrada da caldeira de recuperação;

O calor específico médio dos gases pode ser calculado através da composição dos gases efluentes da turbina a gás. A queima do gás natural, disponível para a COSIPA, é dada por:

Reagentes:



Produtos:



Os coeficientes a, b, c, d, e, f, g podem ser determinados através da vazão de combustível, da vazão dos gases efluentes da turbina a gás, da umidade relativa do ar e do equacionamento da reação de combustão. Eles são dados por:

$$a = \frac{\dot{m}_{comb}}{0,89.MM_{CH_4} + 0,05.MM_{C_2H_6} + 0,036.MM_{C_3H_8} + 0,008.MM_{CO_2} + 0,016.MM_{N_2}} \quad (Eq.10.2)$$

$$b = \frac{\dot{m}_{gases} - \dot{m}_{comb}}{MM_{O_2} + 3,76.MM_{N_2} + c.MM_{H_2O}} \quad (Eq.10.3)$$

$$c = \omega. \frac{MM_{O_2} + 3,76.MM_{N_2}}{MM_{H_2O}} \quad (Eq.10.4)$$

$$d = 1,106.a \quad (Eq.10.5)$$

$$e = \frac{4,148.a + 2.b.c}{2} \quad (Eq.10.6)$$

$$f = \frac{0,016.a + 2.b + b.c - 2.d - e}{2} \quad (Eq.10.7)$$

$$g = 0,016.a + 3,76.b \quad (Eq.10.8)$$

onde: MM_{XY} = massa molar de XY;

$\dot{m}_{comb}$ = vazão de combustível queimado na câmara de combustão (gás natural);

$\dot{m}_{gases}$ = vazão de gases efluentes da turbina;

ω = umidade absoluta do ar de combustão.

A relação ar/combustível na câmara de combustão da turbina a gás é dada por:

$$Relação\ ar / comb = \frac{n^o\ de\ mols\ de\ ar}{n^o\ de\ mols\ de\ combustível} = \frac{b}{a} \quad (Eq.10.9)$$

O excesso de ar da queima é então dado por:

$$\text{Excesso de ar} = \left(\frac{\text{Relação ar / comb}}{4,76} - 1 \right) 100 \quad (\%) \quad (\text{Eq.10.10})$$

O calor específico médio dos gases na caldeira de recuperação é dado pela soma do calor específico médio de cada gás multiplicado por sua respectiva fração molar na mistura. O calor específico médio de cada gás é calculado como a média dos calores específicos na entrada e na saída da caldeira de recuperação.

$$\bar{c}p_{\text{gases}} = x_{\text{CO}_2} \cdot \bar{c}p_{\text{CO}_2} + x_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \bar{c}p_{\text{H}_2\text{O}} + x_{\text{O}_2} \cdot \bar{c}p_{\text{O}_2} + x_{\text{N}_2} \cdot \bar{c}p_{\text{N}_2} \quad (\text{Eq.10.11})$$

onde: x_{XY} = fração molar de XY na mistura;

$\bar{c}p_{XY}$ = calor específico médio de cada gás.

10.3. Turbina a Vapor

A seleção da turbina a vapor dependerá da máxima quantidade de vapor produzida pela caldeira de recuperação, e neste caso será de contrapressão, conforme indicado no item 8.

A turbina poderá ser escolhida dentre uma das descritas abaixo:

Modelo da turbina	Fabricante	Potência Nominal (MW _e)
G16	ABB	6
G20	ABB	10
G25	ABB	16
G32	ABB	25
G40	ABB	40
G50	ABB	63

Modelo da turbina	Fabricante	Potência Nominal (MW _e)
G63	ABB	100
G80	ABB	150

A seleção da turbina é feita através de ábacos (*Figura.10.2*), onde as variáveis de entrada são a pressão e temperatura do vapor na entrada da turbina, pressão de saída do vapor e vazão de vapor. Com estes dados é possível determinar a potência produzida pela turbina e o seu modelo.

O estado do vapor na saída da turbina pode ser determinado através da eficiência isoentrópica da turbina, dada por:

$$\eta_{iso} = \frac{Pot_{real}}{Pot_{iso}} = \frac{\dot{m}_{vapor} \cdot (h_{ent} - h_{saída})}{\dot{m}_{vapor} \cdot (h_{ent} - h_{saída,s})} = \frac{h_{ent} - h_{saída}}{h_{ent} - h_{saída,s}} \quad (Eq.10.12)$$

ou

$$h_{saída} = h_{ent} - (h_{ent} - h_{saída,s}) \cdot \eta_{iso} \quad (Eq.10.13)$$

onde: η_{iso} = eficiência isoentrópica da turbina a vapor;

Pot_{real} = potência real gerada pela turbina, determinada através dos ábacos;

Pot_{iso} = potência gerada pela turbina num processo isoentrópico;

$\dot{m}_{vapor}$ = vazão mássica de vapor pela turbina;

h_{ent} = entalpia do vapor na entrada da turbina;

$h_{saída}$ = entalpia real do vapor na saída da turbina;

$h_{saída,s}$ = entalpia do vapor na saída da turbina para um processo isoentrópico.

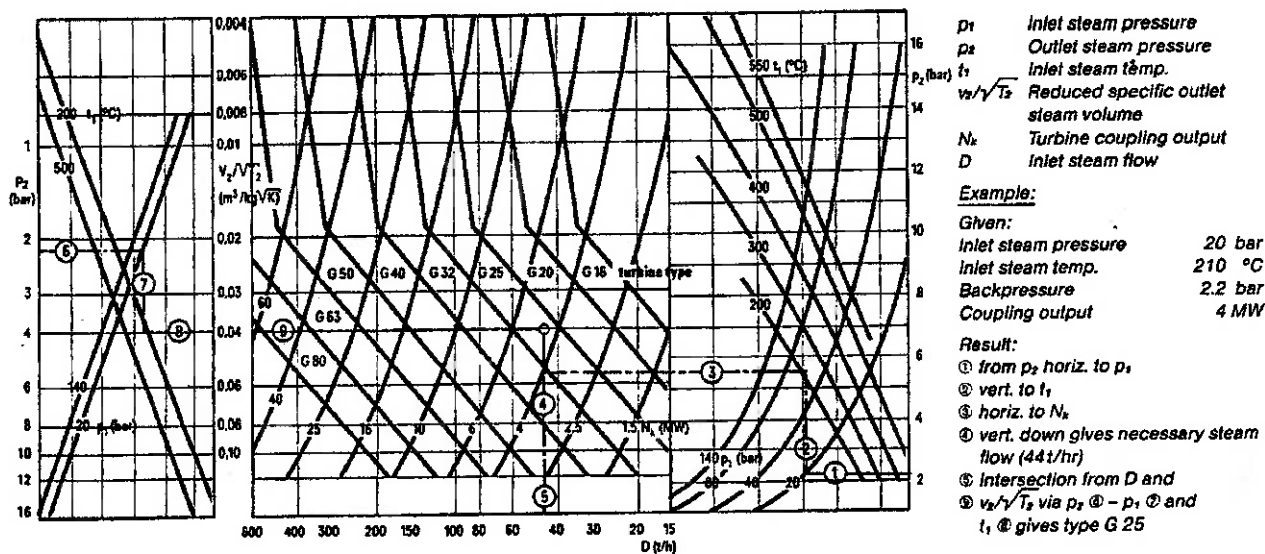


Figura.10.2 – Ábacos para seleção de turbina a vapor de contrapressão - modelo G

A descrição das características das turbinas a vapor podem ser encontradas no apêndice item 15.2.

10.4. Condensador

Na modelagem do condensador, deve-se obter a vazão de água necessária para resfriar o vapor que sai da turbina e depois é bombeado para o gerador de vapor. Para isso, estabelece-se a temperatura de entrada da água de resfriamento no trocador de calor e sua temperatura de saída.

A máxima troca de calor que haverá no condensador, no caso de não haver desvio de vapor para a siderurgia, é dada por:

$$\dot{Q}_{cond,max} = \dot{m}_{vapor} \cdot (h_{ent} - h_l) \quad (Eq.10.14)$$

onde: $Q_{cond,m\acute{a}x}$ = máxima troca de calor no condensador;

m_{vapor} = máxima vazão de vapor que será condensado;

h_{ent} = entalpia do vapor na entrada do condensador (saída da turbina);

h_l = entalpia do líquido saturado  pressão de condenso.

A máxima vazão de água para resfriamento pode então ser calculada por:

$$\dot{m}_{refr} = \frac{\dot{Q}_{cond,m\acute{a}x}}{h_{refr,s} - h_{refr,e}} \quad (Eq.10.15)$$

onde: m_{refr} = máxima vazão de água de resfriamento;

$h_{refr,s}$ = entalpia da água de resfriamento na saída do condensador;

$h_{refr,e}$ = entalpia da água de resfriamento na entrada do condensador;

A potência de bombeamento da água de resfriamento através do condensador é dada por:

$$Pot_{b,cond} = \frac{\dot{m}_{refr} \cdot (\bar{P}_{refr} - P_{atm})}{\eta_{b,cond}} \quad (Eq.10.16)$$

onde: $Pot_{b,cond}$ = potência de bombeamento;

P_{refr} = pressão média da água de bombeamento no condensador;

P_{atm} = pressão atmosférica;

$\eta_{b,cond}$ = rendimento hidráulico da bomba.

10.5. Bomba

A potência de bombeamento do fluido de trabalho do ciclo de cogeração deve ser determinada levando-se em consideração a quantidade de purgas na caldeira de recuperação. Normalmente, as purgas correspondem a aproximadamente 2% da vazão de água que entra na caldeira.

A potência de bombeamento é dada por:

$$Pot_{bomba} = \frac{(\dot{m}_{vapor} + \dot{m}_{purga}).(h_{ent} - h_l)}{\eta_{iso}} \quad (Eq.10.17)$$

onde: Pot_{bomba} = potência de bombeamento do fluido de trabalho;

$\dot{m}_{purga}$ = vazão de purgas na caldeira;

h_{ent} = entalpia do fluido de trabalho na entrada da caldeira de recuperação;

h_l = entalpia do fluido de trabalho na entrada da bomba (líquido saturado).

10.6. Análise do Ciclo de Cogeração

Com base nos valores obtidos para potência da turbina a gás, turbina a vapor e das bombas do ciclo de cogeração e do condensador, pode-se determinar a eficiência global da planta. Deve-se lembrar que a planta possui outros componentes que consomem energia elétrica, como exaustores da caldeira de recuperação (tiragem dos gases quentes), painéis de controle da planta, torre de resfriamento para a água do condensador, motor elétrico para dar a

partida na turbina a gás etc., mas que correspondem a uma pequena porcentagem da energia gerada na planta.

Assim a potência total gerada pela planta é dada por:

$$Pot_{ger} = Pot_{turb,gás} + Pot_{turb,vapor} - Pot_{bomba} - Pot_{b,cond} \quad (Eq.10.18)$$

onde: Pot_{ger} = potência total gerada pela planta;

$Pot_{turb,gás}$ = potência gerada pela turbina a gás;

$Pot_{turb,vapor}$ = potência gerada pela turbina a vapor;

Pot_{bomba} = potência consumida pela bomba do fluido de trabalho;

$Pot_{b,cond}$ = potência consumida pela bomba do condensador.

A quantidade de energia consumida pela planta pode ser dada pela expressão:

$$\dot{Q}_{cons} = (Heat\ rate).Pot_{turb,gás} \quad (Eq.10.19)$$

O *heat rate*, ou consumo específico, é a relação entre o poder calorífico do combustível consumido pela turbina a gás e a energia gerada pela turbina num certo intervalo de tempo. Geralmente, o consumo específico é expresso em kJ/kWh.

Assim, a eficiência global da turbina pode ser dada por:

$$\eta_{global} = \frac{Pot_{ger}}{\dot{Q}_{cons}} \quad (Eq.10.20)$$

11. Implementação da Planta no Programa EES

A resolução da planta do ciclo de cogeração será feita através do programa EES (*Engineering Equation Solver*) do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

Os modelos matemáticos dos componentes do ciclo de cogeração expostos no item anterior serão introduzidos no programa em forma de equações, as quais serão resolvidas num sistema onde o número de equações é igual ao número de incógnitas.

Os parâmetros de entrada e saída do programa estão na *Tabela.11.1*.

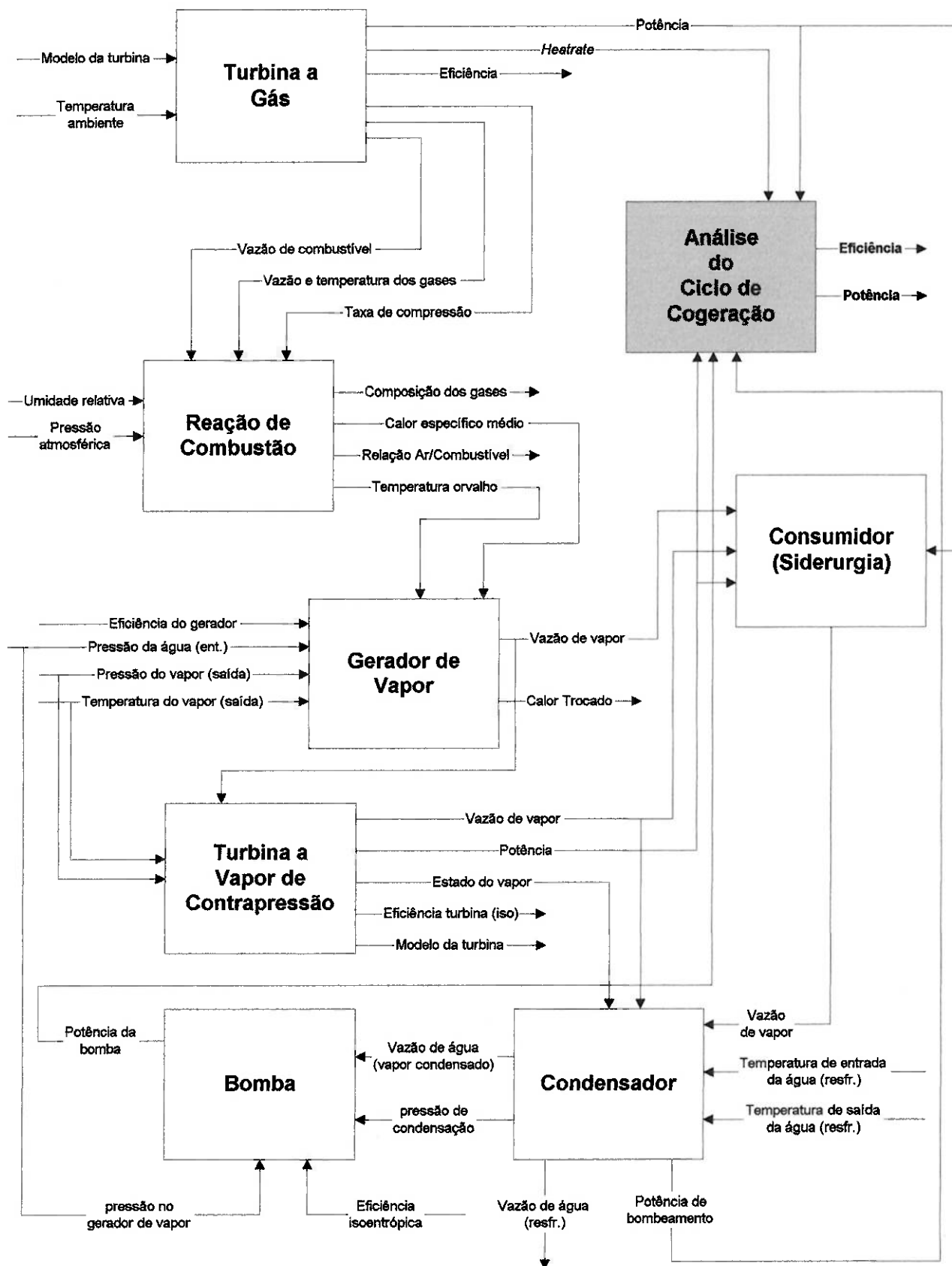
Tabela.11.1 – Parâmetros de entrada e saída do programa compilado no EES

Componente	Variável de entrada	unidade	Variável de saída	unidade
Turbina a gás	Modelo da turbina	"nome"	Potência da turbina	MW
			Heat rate	kJ/kWh
			Eficiência	%
			Vazão de combustível	kg/s
	Temperatura ambiente	°C	Vazão de gases efluentes	kg/s
			Temperatura dos gases efluentes	°C
			Taxa de compressão	-
Reação de combustão	Pressão atmosférica	kPa	Calor específico médio dos gases através da caldeira de recuperação	kJ/kg.K
	Umidade relativa do ar	%		
Caldeira de recuperação	Eficiência térmica	-	Vazão de vapor produzido	kg/s
	Temperatura do vapor superaquecido	°C		
	Pressão do vapor superaquecido	kPa	Temperatura dos gases ao longo da caldeira de recuperação	°C

Componente	Variável de entrada	unidade	Variável de saída	unidade
Turbina a vapor	Pressão de saída do vapor	kPa	Potência da turbina	MW
			Modelo da turbina	“nome”
			Estado do vapor na saída (entalpia, entropia)	kJ/kg kJ/kg.K
Condensador	Temperatura de entrada e saída da água de resfriamento	°C	Vazão de água de resfriamento	kg/s
			Potência da bomba do condensador	MW
Bomba	Eficiência isoentrópica	-	Potência da bomba	MW

A listagem completa do programa pode ser vista no apêndice deste trabalho (item 15.3).

Abaixo, segue o fluxograma do programa feito no EES, mostrando a entrada e saída de cada componente calculado e a relação entre eles:



12. Resolução da Planta

Primeiramente serão analisadas as plantas de cogeração obtidas em função da turbina a gás selecionada. Esta visualização global da planta permite verificar qual a melhor alternativa para geração de energia elétrica para a siderurgia, excluindo as demais opções.

Foram admitidos os seguintes parâmetros:

- Temperatura ambiente: 20°C;
- Pressão atmosférica na localidade da COSIPA: 101,325 kPa;
- Umidade relativa do ar: 60%;
- Eficiência térmica da caldeira de recuperação: 0,96;
- Temperatura do vapor superaquecido: 440°C;
- Pressão do vapor superaquecido: 4200 kPa ($\cong 42 \text{ kgf/cm}^2$);
- Pressão de saída do vapor da turbina: 300 kPa;
- Temperatura de entrada da água de resfriamento no condensador: 20°C;
- Temperatura de saída da água de resfriamento no condensador: 40°C;
- Eficiência isoentrópica da bomba: 0,8.

Com os valores acima, obteve-se as seguintes configurações:

Turbina a gás	Turbina a vapor	Potência total (MW _e)	Vazão de vapor (kg/s)	Eficiência global (%)
ASE120	NÃO CATALOGADA	10,65	3,459	39,71
GT8C	G32	59,11	19,67	40,01
GT11N2	G50	129,8	42,66	40,59
GT24	G63	212,2	67,63	45,84

O valor “NÃO CATALOGADA” no ciclo de cogeração para a turbina a gás ASE120, significa que no programa não existe uma turbina a vapor catalogada capaz de operar com a vazão de vapor produzida no gerador de vapor deste ciclo. Para a geração de energia elétrica foi considerada que toda a vazão de vapor produzido na caldeira de recuperação é expandido na turbina a vapor.

Pode-se observar da tabela acima, que o ciclo de cogeração que utiliza a turbina a gás GT24 produz a maior potência com a maior eficiência global. O fato deste ciclo possuir a maior eficiência global está estritamente ligado à eficiência da turbina a gás, como demonstrado na tabela abaixo.

Turbina a gás	Eficiência da turbina a gás (%)
ASE120	33,42
GT8C	33,58
GT11N2	33,97
GT24	38,43

Assim, para as necessidades de geração de energia elétrica de aproximadamente 200 MW para a COSIPA, deve ser utilizado o ciclo de cogeração com a turbina a gás GT24, da ABB, que no caso simulado gerou um total de 212,2 MW, isto é, a potência da turbina a gás somada a da turbina a vapor e subtraída das potências de bombeamento da água no condensador e do fluido de trabalho.

Escolhido o ciclo de cogeração a ser utilizado, verifica-se o comportamento de cada componente do ciclo em função dos parâmetros utilizados e de suas variações.

12.1. Turbina a Gás

Para a turbina a gás GT24, simulou-se os seguintes parâmetros:

- temperatura ambiente: 20°C;
- umidade relativa: 60%;
- pressão atmosférica ao nível do mar (Santos): 101,325 kPa;
- eficiência do gerador elétrico: 97,5%;
- eficiência da caixa de transmissão: 98,5%;
- frequência da rede elétrica: 60 Hz;
- combustível utilizado: gás natural.

Foram obtidos as seguintes saídas para os parâmetros acima:

- Potência gerada: 177,9 MW_e;
- *Heat rate*: 9366 kJ/kWh;
- Vazão de combustível (gás natural): 9,26 kg/s;
- Vazão de gases efluentes da turbina a gás: 389,6 kg/s;
- Temperatura dos gases efluentes: 640 °C;
- Relação de compressão do ar no compressor=30:1;
- Eficiência da turbina a gás: 38,43%;

Variando-se a temperatura ambiente e mantendo-se os parâmetros constantes, obteve-se na **Tabela.12.1** os valores de potência, *heat rate* e eficiência da turbina:

Tabela.12.1 – Potência, *heat rate* e eficiência da turbina x temperatura

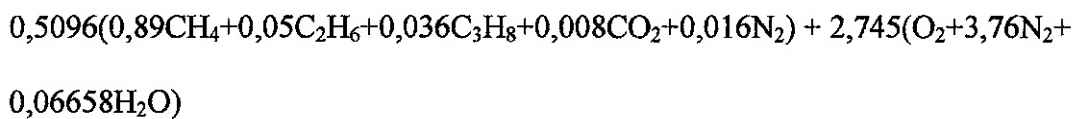
Temperatura ambiente (°C)	Potência gerada (MW_e)	Heat rate (consumo específico) (kJ/kWh)	Eficiência da turbina a gás (%)
5	193,2	9071	39,69
10	188,6	9145	39,36
15	183,5	9241	38,96
20	177,9	9366	38,43
25	171,9	9529	37,78
30	165,4	9739	36,97
35	158,4	10005	35,98
40	151	10342	34,81

Pode-se observar que quanto maior a temperatura ambiente, menor é a potência elétrica gerada, maior é o consumo de combustível, e menor é a eficiência da turbina a gás. Isto pode ser explicado pelo grande trabalho consumido pelo compressor, que num ciclo Brayton corresponde à uma grande parcela da energia produzida no eixo da turbina a gás. Com o aumento da temperatura do ar de combustão, ocorre o aumento de seu volume específico, ocasionando um maior trabalho de compressão para a geração de uma mesma quantidade de potência pela turbina.

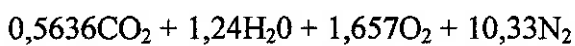
12.2. Reação de Queima do Gás Natural na Câmara de Combustão da Turbina a Gás

Obteve-se os seguintes coeficientes para a queima do gás natural na câmara de combustão da turbina a gás:

Reagentes:



Produtos:



A relação ar/combustível é dada pela equação *Eq.10.9* do item 10.2:

$$\text{Relação ar / comb} = \frac{n^\circ \text{ de mols de ar}}{n^\circ \text{ de mols de combustível}} = \frac{2,745}{0,5096} = 5,387$$

O excesso de ar é dado pela equação *Eq.10.10* do item 10.2:

$$\text{Excesso de ar} = \left(\frac{\text{Relação ar / comb}}{4,76} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{5,387}{4,76} - 1 \right) \cdot 100 = 13,18\%$$

A fração molar de cada substância nos produtos é:

$$x_{\text{CO}_2}=0,04087$$

$$x_{\text{H}_2\text{O}}=0,08989$$

$$x_{\text{N}_2}=0,7491$$

$$x_{\text{O}_2}=0,1202$$

A temperatura de entrada dos gases na caldeira de recuperação é de 640°C, enquanto a mínima temperatura na saída é de 180°C (vide modelagem da caldeira de recuperação – item 10.2).

Obteve-se assim, através da média dos calores específicos dos componentes do produto da reação a 640°C e 180°C, o valor do calor específico médio dos gases através da caldeira de recuperação:

$$\bar{c}p_{gases} = 1,177 \text{ kJ} / \text{kg.K}$$

12.3. Caldeira de Recuperação

Na produção de vapor superaquecido a 440 °C e 4200 kPa, com a eficiência de troca de calor entre os gases quentes e o fluido de trabalho de 0,96, obteve-se a máxima produção de 67,63 kg/s (=243,5 ton/h) de vapor na caldeira de recuperação.

O valor das temperaturas dos gases quentes e do fluido de trabalho ao longo das partes da caldeira de recuperação (economizador, caldeira e superaquecedor) pode ser visto no *Gráfico.12.1* abaixo, plotado através do EES.

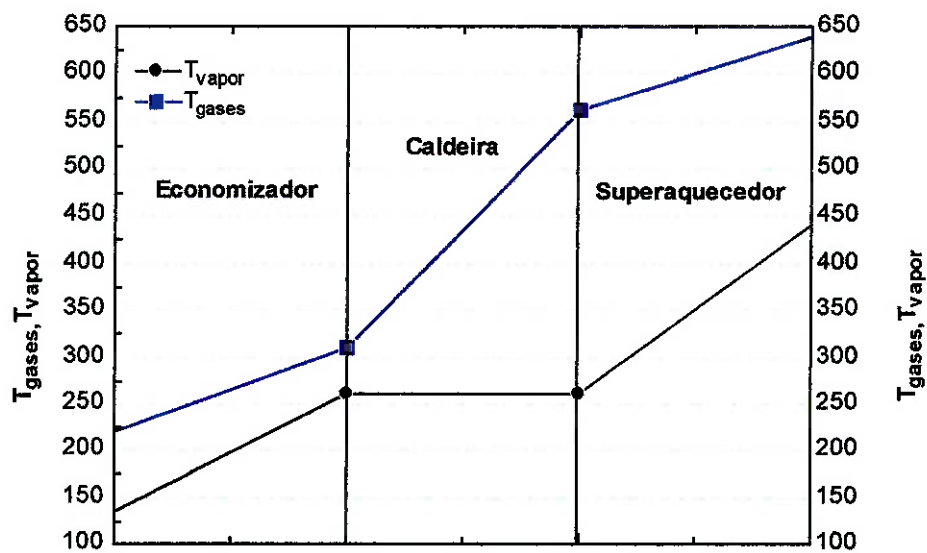


Gráfico.12.1 - Temperatura dos gases quentes e do fluido de trabalho

Os estados do fluido de trabalho ao longo da caldeira recuperação podem ser vistos através do **Gráfico.12.2** e da tabela abaixo, compilados com auxílio do programa EES:

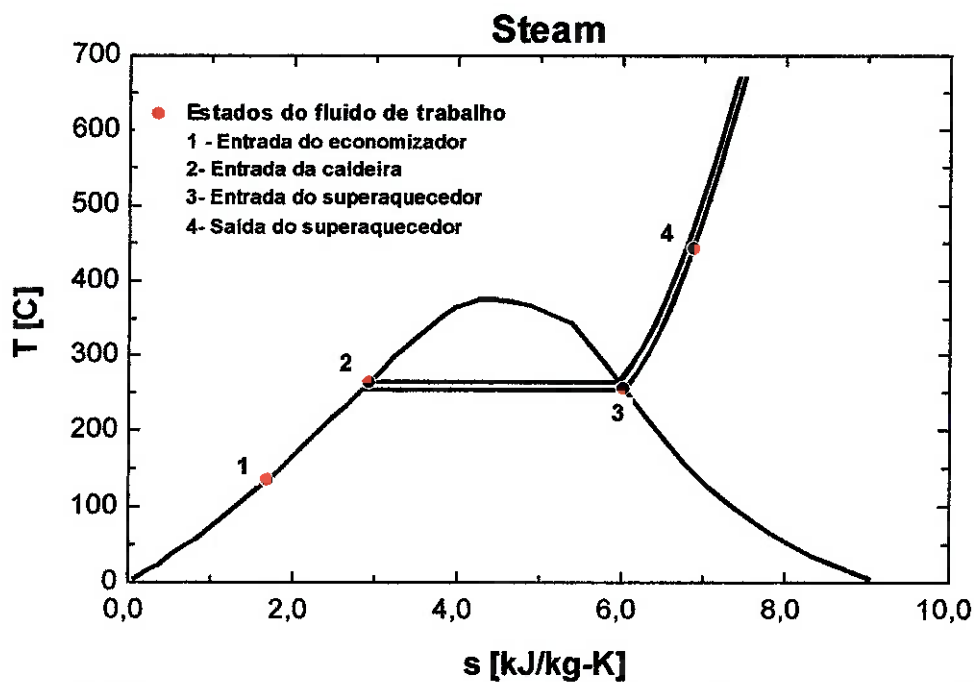


Gráfico.12.2 – Diagrama temperatura-entropia do fluido de trabalho no gerador de vapor

Ponto	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Fração de vapor
1	567,8	1,674	133,9	5184	-
2	1156	2,922	264,3	5029	0
3	2800	6,035	255,8	4375	1
4	3304	6,878	440	4200	-

A quantidade de calor transferida ao fluido de trabalho pela caldeira de recuperação é de 185 MW_t.

12.4. Turbina a Vapor

Para uma vazão de 243,5 ton/h (=67,63 kg/s) de vapor superaquecido entrando na turbina a 440°C e 4200 kPa, e saindo a uma pressão de 300 kPa, obteve-se o emprego da turbina a vapor G63, da ABB, gerando 35,28 MW_e.

A potência gerada pela turbina num processo isentrópico é de 42,35 MW_e, deste modo a eficiência isentrópica da turbina neste ponto de operação é de 0,833. O estado do vapor na saída da turbina é o seguinte:

- pressão: 300 kPa;
- temperatura: 160,1 °C;

A temperatura de saturação a 300 kPa é de 133,6 °C, isto quer dizer que o vapor ainda é superaquecido na saída da turbina.

Deve-se notar que a vazão de 67,63 kg/s de vapor corresponde a máxima vazão produzida pela caldeira de recuperação, e no caso acima todo vapor é utilizado para gerar energia elétrica. Assim, a máxima produção de energia elétrica através da turbina a vapor é de 35,28 MW_e.

Utilizando-se parte do vapor superaquecido produzido na caldeira de recuperação na siderurgia, como nos turbo-sopradores que alimentam os alto fornos, pode-se construir a *Tabela.12.2* da potência gerada pela turbina a vapor em função da vazão de vapor desviada para a siderurgia.

Tabela.12.2 – Potência na turbina x porcentagem de vapor extraída do ciclo

Porcentagem de vapor p/ siderurgia^(*) (%)	Vapor p/ turbina (ton/h)	Vapor p/ siderurgia (ton/h)	Modelo da turbina a vapor	Potência turbina (MW_e)
0	243,5	0	G63	35,28
1	241	2,435	G63	34,94
2	238,6	4,869	G63	34,6
3	236,1	7,304	G63	34,26
4	233,7	9,738	G63	33,91
5	231,3	12,17	G63	33,56
6	228,8	14,61	G63	33,21
7	226,4	17,04	G63	32,85
8	224	19,48	G63	32,49
9	221,5	21,91	G50	32,13
10	219,1	24,35	G50	31,76

(*) porcentagem do vapor produzido na caldeira de recuperação que vai para a siderurgia.

Da *Tabela.12.2*, vê-se que é possível desviar até 8% do vapor produzido na caldeira de recuperação para operação com a turbina a vapor G63. Aumentando-se este valor acima de 8%, é recomendável a utilização do modelo G50 para a geração de energia elétrica. Assim, deve-se evitar o consumo excessivo de vapor superaquecido pela siderurgia, a fim de que a turbina não trabalhe longe de sua faixa de operação.

12.5. Condensador

Os parâmetros para o cálculo do condensador são os seguintes:

- temperatura de entrada da água de resfriamento: 20°C;
- temperatura de saída da água de resfriamento: 40°C;
- pressão média da água de refrigeração no condensador: 300 kPa;
- rendimento da bomba do condensador: 85%.

A máxima troca de calor no condensador, que corresponde a condensar todo o vapor produzido pela caldeira de recuperação, é de 150,2 MW_t. Este caso ocorre quando a siderurgia não consome vapor superaquecido nem vapor expandido na turbina. Para este caso, a vazão de água de refrigeração é de 1,799 m³/s e a potência de bombeamento da água de refrigeração é de 0,4204 MW.

A *Tabela.12.3* abaixo mostra a troca de calor no condensador quando ocorre extração de vapor do ciclo na saída da turbina (300 kPa e 160,1°C) para processos na siderurgia. Nos cálculos abaixo admite-se extração nula de vapor superaquecido do ciclo.

Tabela.12.3 – Vazão de água de resfriamento x porcentagem de vapor extraído

Porcentagem de vapor p/ siderurgia (%)	Vazão de vapor p/ o condensador (kg/s)	Vazão de vapor p/ a siderurgia (kg/s)	Troca de calor no condensador (MW _t)	Vazão de água de refrigeração (m ³ /s)	Potência da bomba do condensador (MW _e)
1	66,95	0,6763	148,7	1,781	0,4162
2	66,27	1,353	147,2	1,763	0,412
3	65,6	2,029	145,7	1,745	0,4078
4	64,92	2,705	144,2	1,727	0,4036
5	64,24	3,381	142,7	1,709	0,3994

Porcentagem de vapor p/ siderurgia (%)	Vazão de vapor p/ o condensador (kg/s)	Vazão de vapor p/ a siderurgia (kg/s)	Troca de calor no condensador (MW _t)	Vazão de água de refrigeração (m ³ /s)	Potência da bomba do condensador (MW _e)
6	63,57	4,058	141,2	1,691	0,3952
7	62,89	4,734	139,7	1,673	0,391
8	62,22	5,41	138,2	1,655	0,3868
9	61,54	6,086	136,7	1,637	0,3826
10	60,86	6,763	135,2	1,619	0,3784

12.6. Bomba

O único parâmetro de cálculo da bomba é sua eficiência isoentrópica, que foi considerada igual a 0,8. Considerando-se purgas de 2% na caldeira de recuperação, a vazão de fluido de trabalho que a bomba deve recalcar é de 68,98 kg/s. A potência de acionamento da bomba para esta vazão é de 0,5653 MW.

12.7. Análise do Ciclo de Cogeração

O Diagrama temperatura-entropia para os estados do vapor ao percorrer o ciclo motor pode ser visto no *Gráfico.12.3*, e os estados correspondentes na *Tabela.12.4* abaixo.

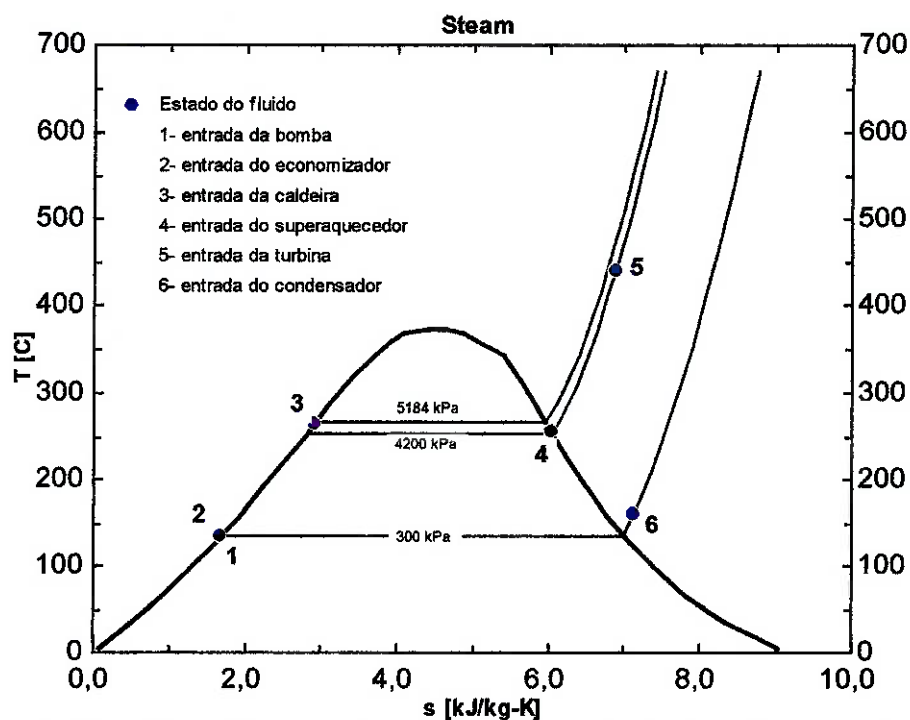


Gráfico.12.3 – Diagrama temperatura-entropia do ciclo de cogeração

Tabela.12.4 – Estados do fluido de trabalho no ciclo Rankine da planta de cogeração

Ponto	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg·K)	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Fração de vapor
1	561,3	1,671	133,6	300	0
2	567,8	1,674	133,9	5184	-
3	1156	2,922	264,3	5029	0
4	2800	6,035	255,8	4375	1
5	3304	6,878	440	4200	-
6	2783	7,128	160,1	300	-

A máxima potência gerada pelo ciclo de cogeração é dada pela potência produzida e consumida pelos componentes da planta:

• potência produzida pela turbina a gás:	177,9 MW _e
• potência produzida pela turbina a vapor:	35,28 MW _e
• potência consumida pela bomba do condensador:	-0,4204 MW _e
• potência consumida pela bomba do fluido de trabalho:	-0,5653 MW _e
• potência total:	212,2 MW _e

Esta potência de 212,2 MW_e corresponde à potência gerada pelo ciclo de cogeração sem que haja extração de vapor para a siderurgia, ou seja, é a máxima potência que o ciclo de cogeração pode gerar.

A eficiência do ciclo de Rankine, isto é, a relação entre a energia produzida na turbina a vapor e a quantidade de calor trocada na caldeira de recuperação, é de 17,79%.

A eficiência global do ciclo é de 45,84%, com a queima de 9,26 kg/s de gás natural, ou seja, 462,91 MW_i de gás natural fornecidos a turbina a gás.

13. Comentários e Conclusão

O ciclo de cogeração projetado para a siderurgia COSIPA pode ser visto na *Figura.13.1*, juntamente com a planta existente no local. A geração de energia atual que é de 14 MW_e, através de três turbinas a vapor, poderá ser ampliada para um máximo de 226,2 MW_e, com a interligação da planta existente com a projetada. Somando-se a vazão de vapor produzida na caldeira de recuperação da planta projetada e a vazão produzida pelas caldeiras da siderurgia tem-se um total de 603,5 ton/h (167,64 kg/s) de vapor, distribuídos entre turbinas a vapor, turbo-sopradores e outros processos na siderurgia. Como na condição de projeto do ciclo de cogeração o estado do vapor produzido na caldeira é o mesmo do vapor produzido na siderurgia (440°C, 4,2MPa), pode-se extrair vapor superaquecido da planta projetada para a siderurgia em caso de manutenção de alguma caldeira, ou no caso de demanda de vapor para algum processo. Deve-se lembrar que a planta de cogeração pode fornecer vapor superaquecido a 440°C e 4,2MPa (saída da caldeira de recuperação) e a 160°C e 300kPa (saída da turbina a vapor de contrapressão).

A eficiência do ciclo Rankine da planta de cogeração, que é de 17,79%, é considerada baixa, e acaba influenciando diretamente na eficiência global do ciclo. Um dos motivos desta baixa eficiência são as pressões de absorção e rejeição de calor no Rankine, de 4200 e 300 kPa, que foram fixadas como parâmetros de projeto. Simulou-se no programa EES valores de pressão na saída da turbina a vapor de contrapressão entre 300 e 100 kPa, e verificou-se um aumento da eficiência do ciclo Rankine e consequentemente da eficiência global. Entretanto, o vapor a uma pressão muito baixa pode ter seu uso restringido nos processos da siderurgia, ainda sem considerar as perdas de carga na tubulação. No caso do projeto de uma planta só para a geração de potência, isto é, sem a necessidade de gerar vapor para processo, é

PLANTA DE COGERAÇÃO

SIDERURGIA - COSIPA

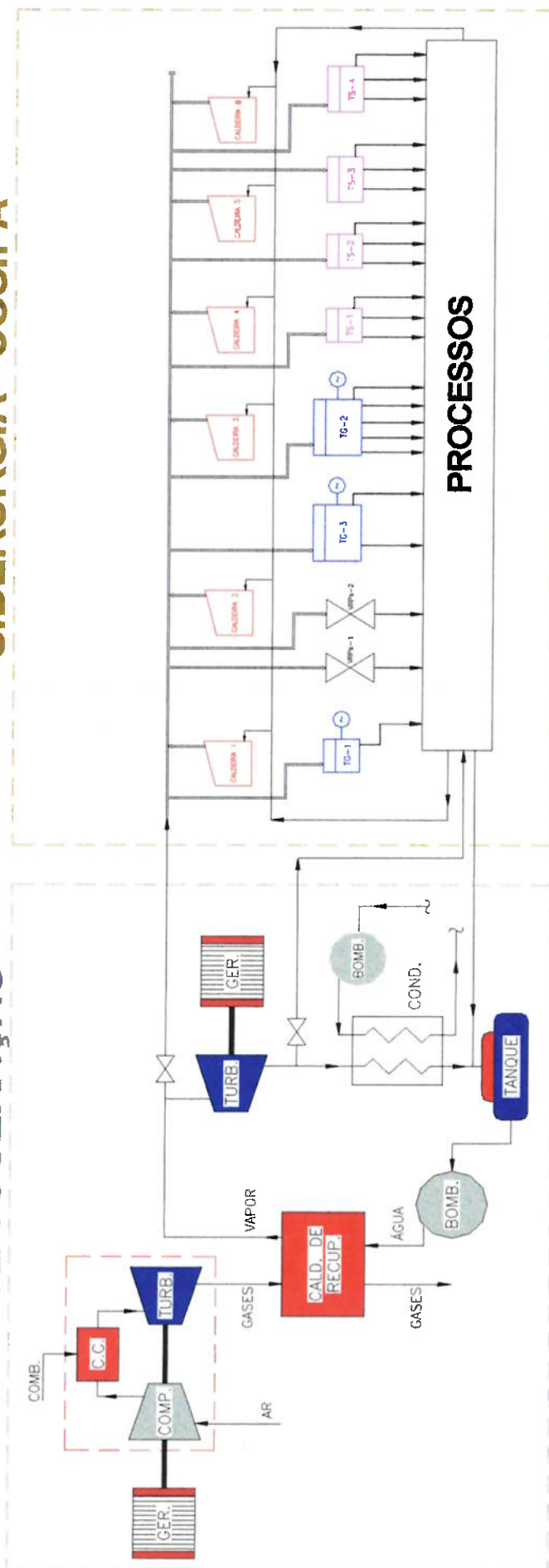


Figura.13.1 – Esquema geral da integração da planta de cogeração com a planta da siderurgia

recomendável o uso de uma turbina a vapor de condensação, com a qual a eficiência do ciclo pode aumentar significativamente. Uma outra opção para o ciclo de cogeração que foi avaliada no item 8 deste trabalho, foi o emprego de uma turbina a vapor de extração, porém foi rejeitada por seu alto consumo de vapor, que significaria produzir mais vapor na caldeira de recuperação, e neste caso seria necessário a queima de um combustível alternativo para aumentar a troca de calor dos gases de exaustão da turbina a gás.

Assim, o ciclo de cogeração pode operar conforme for a demanda de energia elétrica e vapor pela siderurgia: se nenhum vapor for extraído da planta pode-se gerar energia elétrica com alta eficiência; se houver extração de vapor, a eficiência de geração de energia elétrica diminui, porém o custo do vapor é bastante reduzido devido ao aproveitamento dos gases de exaustão da turbina a gás. No caso da demanda de energia elétrica pela siderurgia for menor que o produzido pela planta, esta energia pode ser vendida ao governo através da interligação das redes da siderurgia e da companhia local de distribuição de energia elétrica, gerando um abatimento da dívida da siderurgia na compra da planta e fornecimento de gás natural.

O custo estimado para a planta de cogeração projetada é de 120 milhões de dólares, inclusos equipamentos, mão-de-obra (comissionamento), parte civil (construções e alvenarias) e impostos. O equipamento mais caro da planta é a turbina GT24, da ABB, avaliada em 40 milhões de dólares.

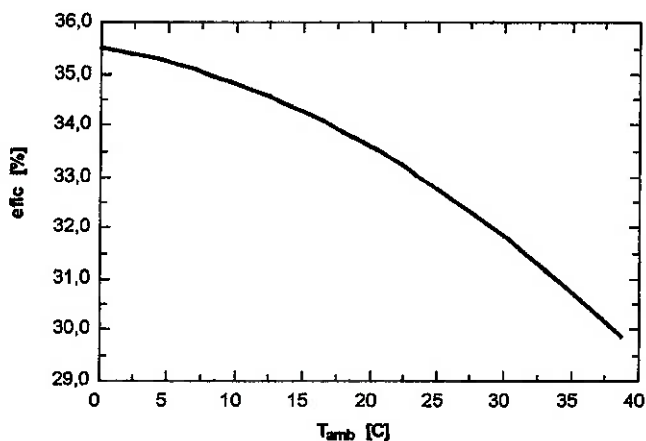
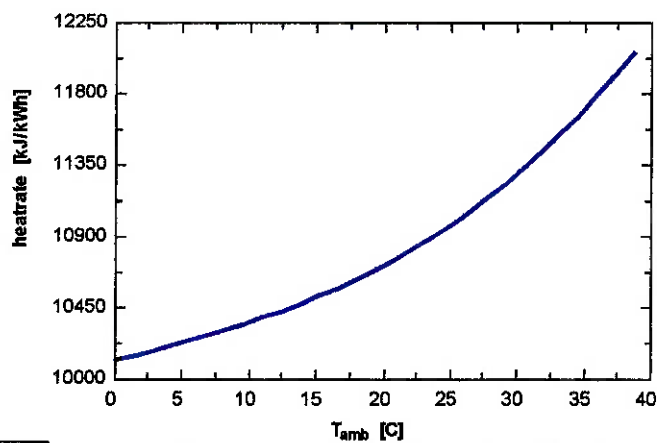
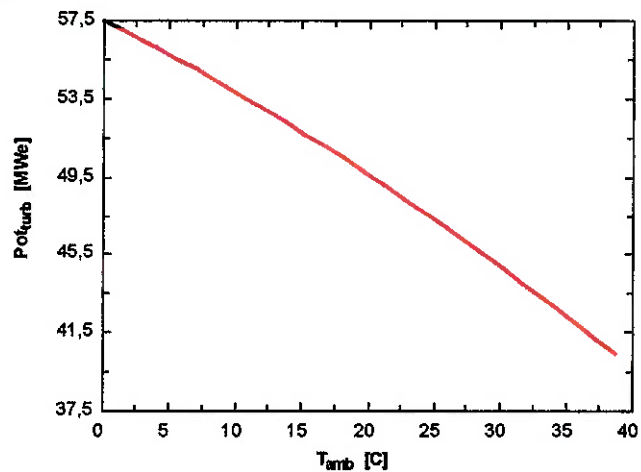
14. Bibliografia

- Rodrigues, E. C.; Solução Energética – 2ª edição – Editora Unidas – São Paulo, 1983;
- Oliveira Júnior S., Cespedes J. F. P. ; Análise Termoeconômica de Plantas de Cogeração - Seminário de Cogeração na Indústria Química - ABEQ - São Paulo, junho de 1997;
- Siqueira J. G. H.; Dimensionamento de Central Termoelétrica para a Siderurgia Integrada - XVII Seminário de Balanços Energéticos Globais e Utilidades - Associação Brasileira de Metalurgia e Metais - 26-28/09/95 , Volta Redonda - R.J.
- Pereira, A. O.; Caron, M. L. E.; Manual de Siderurgia – ASSETEC – Editora Escritos Ltda. - São Paulo, 1967;
- Machado, A. C.; Oliveira, G. F.; Sistema de Energia na Siderurgia – 2ª edição – Associação Brasileira de Metais (ABM) – São Paulo, 1986;
- Van Wylen, G.; Sonntag, R.; Borgnakke, C.; Fundamentos da Termodinâmica Clássica - 4ª edição - Editora Edgard Blücher Ltda. – São Paulo, 1995;
- Pera, Hildo, Geradores de Vapor - 2ª edição - Editora Fama - São Paulo, 1990;
- Catálogos ABB: Comparison of Combined Heat and Power Generation – Technical Paper – ABB Power Generation; The ABB Gas Turbine range overview – ABB Power Generation.

15. Apêndice

15.1. Curvas Características das Turbinas a Gás

- Turbina GT8C – Fabricante: ABB



Eficiência x Temperatura ambiente

- Turbina GT24 - Fabricante: ABB

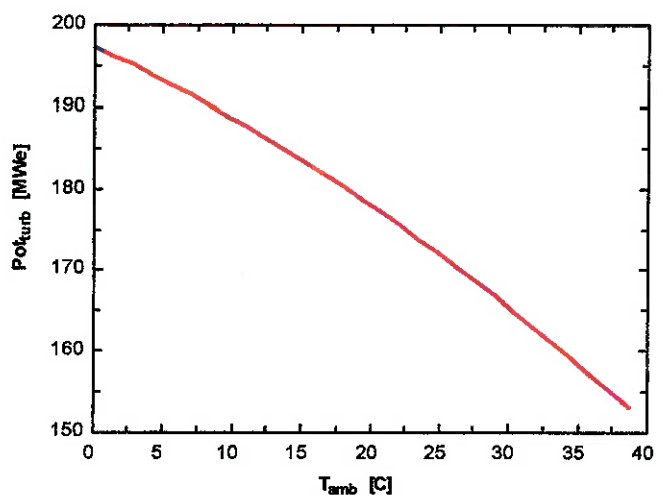


GT24 GT26 key benefit

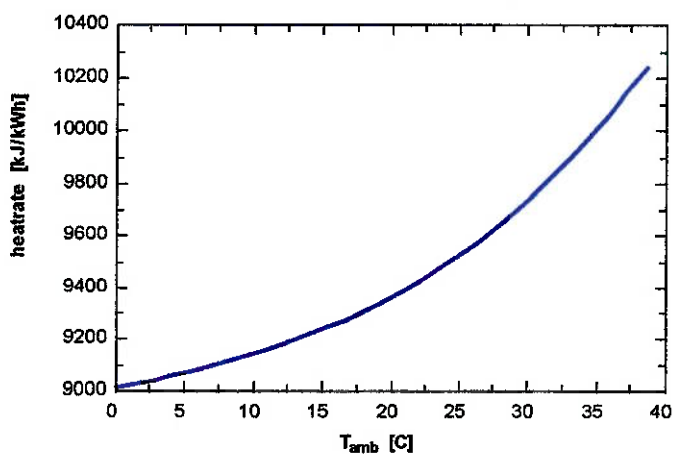
The most competitive solution for low-cost electricity for deregulated and merchant markets.

GT24

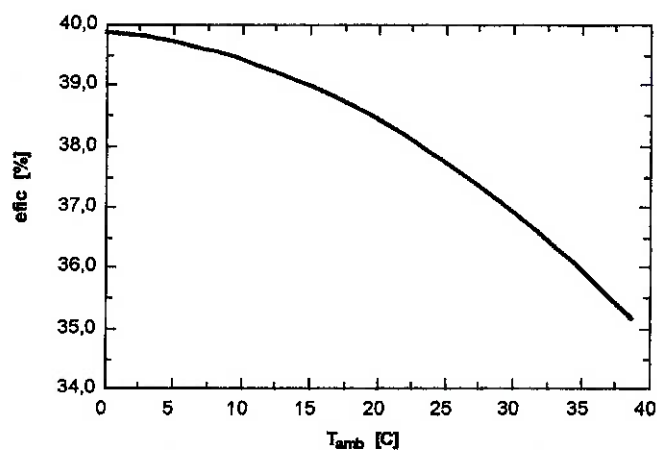
		Natural Gas
Fuel		
Frequency	Hz	60
Electrical output	MW	183
Electrical efficiency	%	36.3
Heat rate	Btu/kWh	8,810
Turbine speed	rpm	3,600
Compressor pressure ratio		30.0 : 1
Exhaust gas flow	kg/s	391
Exhaust gas temperature	°C	640
NOx emissions (corr. to 15% O ₂ , dry)	ppm	<25



Potência elétrica x Temperatura ambiente



Heat rate x Temperatura ambiente



Eficiência x Temperatura ambiente

- Turbina GT11N2 - Fabricante: ABB

GT11N2

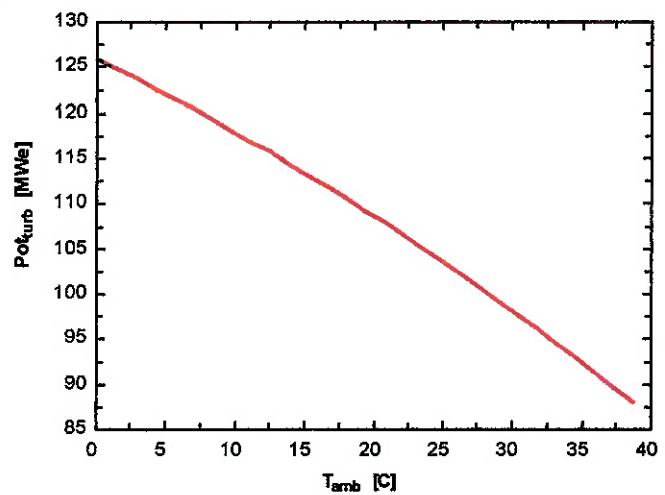


GT11N2 key benefit

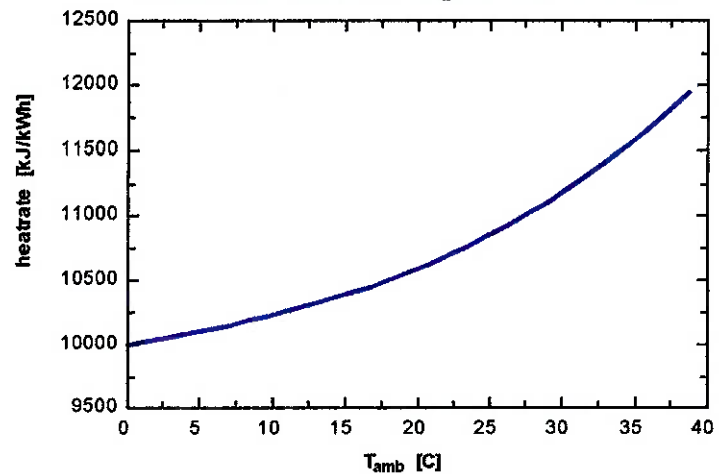
Greatest fuel flexibility – LBTU gas to crude and heavy oil. For 50 or 60 Hz markets.

GT11N2 (50 Hz)		
Fuel		Natural Gas
Frequency	Hz	50
Electrical output	MW	113.7
Electrical efficiency	%	34.4
Heat rate	Btu/kWh	9,920
Turbine speed	rpm	3,600
Compressor pressure ratio		15.1 : 1
Exhaust gas flow	kg/s	362
Exhaust gas temperature	°C	524
NOx emissions (corr. to 15% O ₂ , dry)	ppm	<25

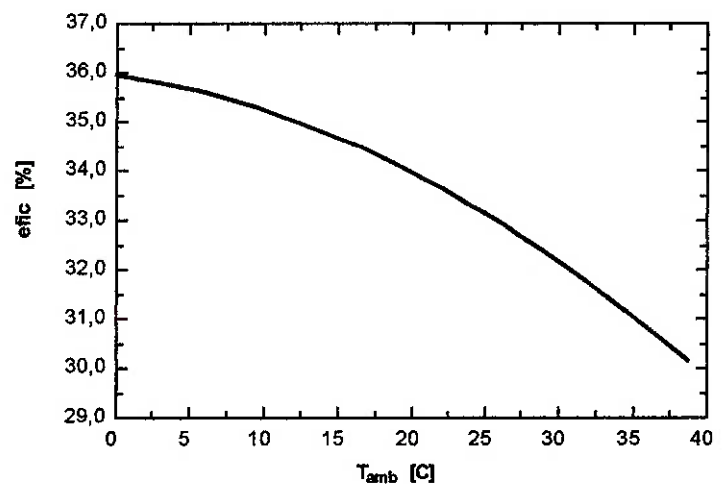
GT11N2 (60 Hz)		
Fuel		Natural Gas
Frequency	Hz	60
Electrical output	MW	115.4
Electrical efficiency	%	34.9
Heat rate	Btu/kWh	9,760
Turbine speed	rpm	3,600
Compressor pressure ratio		15.1 : 1
Exhaust gas flow	kg/s	362
Exhaust gas temperature	°C	524
NOx emissions (corr. to 15% O ₂ , dry)	ppm	<25 ppm



Potência elétrica x Temperatura ambiente

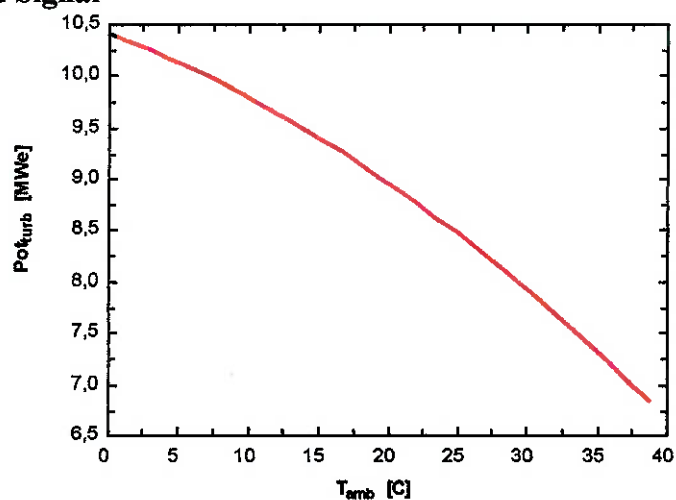


Heat rate x Temperatura ambiente



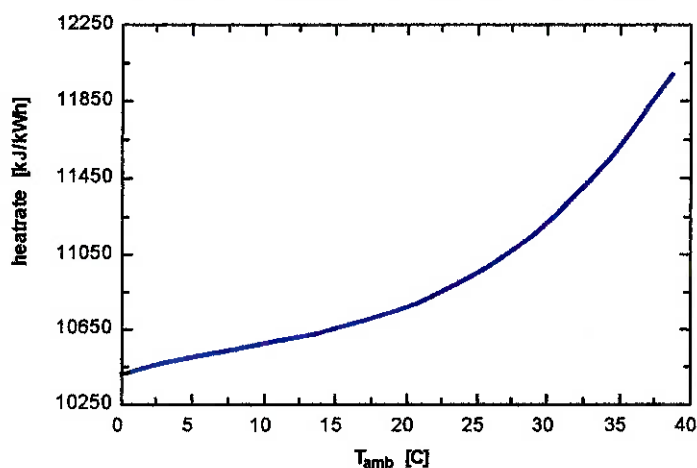
Eficiência x Temperatura ambiente

- Turbina ASE120 - Fabricante: Allied Signal

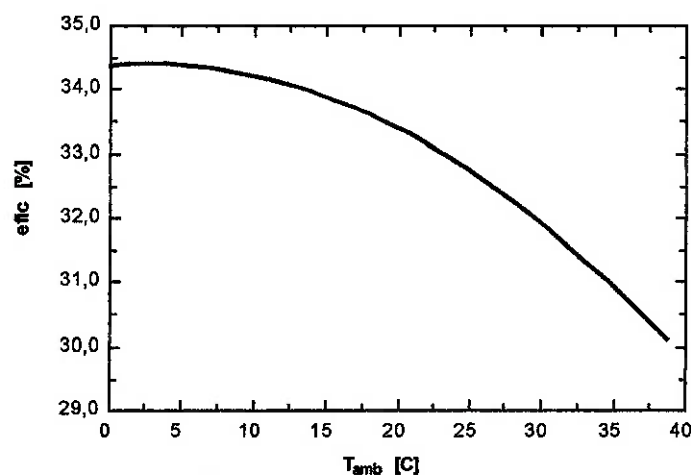


Potência elétrica x Temperatura ambiente

Specifications	
ASE120 Gas Turbine	
Cogeneration	
Electric Power	9,805 kw
Heat Rate	10,273 kJ/kWh
Exhaust Flow	31,4 kg/s
Exhaust Temperature	516° C
Thermal Efficiency	33,2%
Mechanical Drive	
Shaft Power	13,150 hp
Heat Rate	7,226 btu/hp-hr
FT Speed	7,913 rpm
Exhaust Temperature	961° F
Weight	5,000 lb



Heat rate x Temperatura ambiente



Eficiência x Temperatura ambiente

15.2. Características das Turbinas a Vapor de Contrapressão

Abaixo seguem as características principais das turbinas a vapor de contrapressão (modelo G – ABB) utilizadas no cálculo da planta de cogeração:

Tabela.15.1 – Principais características das turbinas a vapor de contrapressão

Type		G 16	G 20	G 25	G 32	G 40	G 50	G 83	G 80
Max. type speed	RPM	16000	12000	10000	8000	6300	5000	4000	3600
Turbine speed with generator 50 Hz	RPM	12000	12000	10000	8000	3000	3000	3000	3000
Turbine speed with generator 60 Hz	RPM	16000	12000	10000	8000	3600	3600	3600	3600
Nominal type output*)	MW	6	10	16	25	40	63	100	150
Max. inlet steam conditions*) (permissible deviation at cont. operation 5%/8.3°C)	bar/°C	133/532	133/532	133/532	133/532	133/532	133/532	133/532	133/532
Max. backpressure*) with/without shaft labyrinth steam leakoff	bar/bar	6/16	6/16	6/16	6/16	6/16	6/16	6/16	
Max. inlet flow via nozzles	m³/s	0.92	1.44	2.15	3.24	5.18	7.95	12.70	
via bypass	m³/s	1.20	2.20	3.50	5.00	6.80	10.00	17.50	
Max. inlet steam condition with bypass	bar/°C	63/500	85/500	85/500	85/500	85/500	85/500	85/500	further technical details upon request
Max. exhaust volume at 3 bar	m³/s	5.0	8.3	13.1	21.2	33.5	53.0	85.0	
Nominal blading diameter	mm	160	200	250	320	400	500	630	
Inlet flanges min./max.	mm	100/150	100/200	150/250	200/350	250/2x350	250/2x350	300/2x400	
Exhaust flanges, size 1	mm	300	300	500	600	700	900	1200	
size 2			400				1000	1600	

A **Figura.15.1** abaixo mostra a seção transversal em corte do modelo básico das turbinas a vapor de contrapressão.

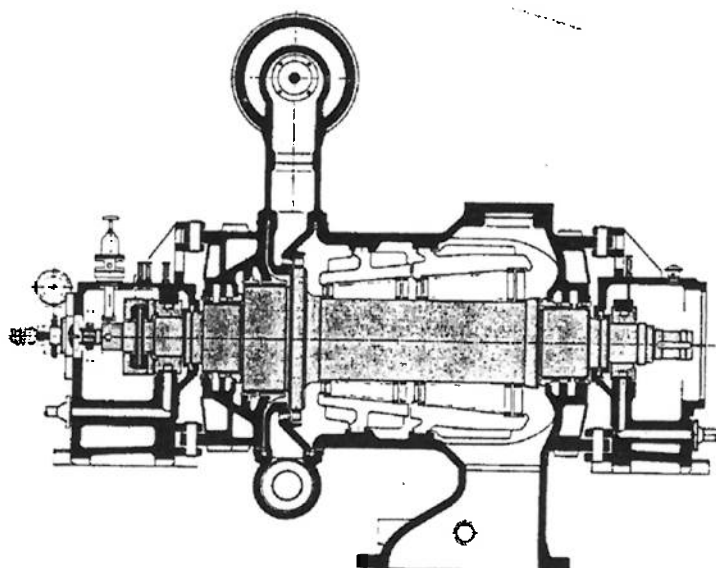


Figura.15.1 – Turbina a vapor de contrapressão (modelo G) em corte

A **Figura.15.2** e a **Tabela.15.2** abaixo mostram as principais dimensões das turbinas a vapor de contrapressão.

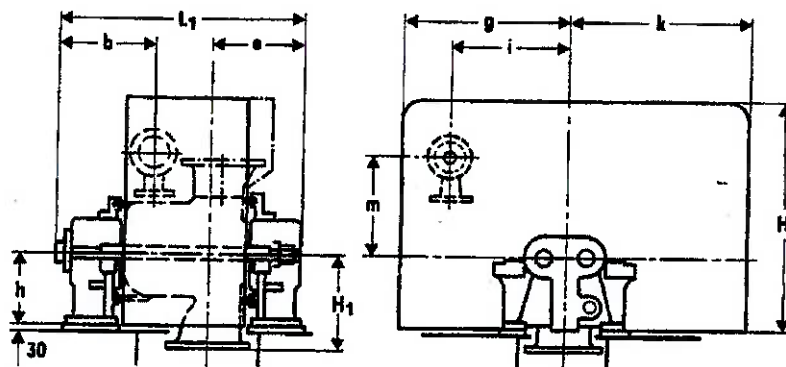


Figura.15.2 – Principais dimensões das turbinas a vapor de contrapressão (modelo G)

Tabela.15.2 – Principais dimensões das turbinas a vapor de contrapressão (modelo G)

Turbine type	G 16	G 20	G 25	G 32	G 40	G 50	G 63	G 80
L1*)	1800	2200	2350	2750	3250	4400	5600	5600
H	1800	1800	1900	2500	3000	3000	3200	3200
H1	600	680	800	920	1120	1300	1700	1950
b	600	750	800	1000	1100	1400	1700	1800
e	600	750	900	1000	1100	1400	1600	1800
g	1200	1200	1400	1700	1800	2000	2100	2250
h	320	400	400	500	500	630	710	1100
i	700	750	800	950	1100	1250	1400	1600
k	1200	1300	1500	1700	1800	2000	2100	2250
m	650	650	850	1050	1200	1350	1500	1750

15.3. Listagem do Programa Compilado no EES

PROCEDURE TURBINA_GAS(NS;Ta;CC;hr;ef;mc;mg;Tg;TC)

{Dado o modelo da turbina a gás e a temperatura ambiente, este procedimento retorna a potência elétrica, a taxa de energia do combustível/trabalho (heat rate), a eficiência da turbina, a massa de combustível utilizada, a massa dos gases de exaustão e sua temperatura, e a relação de pressões no compressor. Esses valores são obtidos a partir da curva fornecida pelo fabricante, da potência elétrica e do heat rate em função da temperatura ambiente, a qual foi colocada na forma de uma expressão matemática. Os outros parâmetros são calculados a partir dos valores já obtidos da potência elétrica e do heat rate.

hipóteses: -umidade relativa=60%
 -nível do mar (Santos)
 -eficiência do gerador=97,5%
 -eficiência da caixa de transmissão=98,5%

-frequência da rede=60Hz
 -combustível: gás natural (PCI=50,0MJ/kg)}

```

IF N$='GT8C' THEN
  CC=(79,69465-0,3423632*Ta-0,00260904*Ta^2)-22,2 {MWe}
  hr=(7302,909 + 1,849285*Ta + 0,05348676*Ta^2 + 0,00563388*Ta^3)*(CC+22,2)/CC
  {kJ/kWh}
  ef=3600/hr*100 {%}
  mc=3,230789-0,01309239*Ta-0,00001911*Ta^2 {kg/s}
  mg=hr*183/10466,15 {kg/s}
  Tg=517 {°C} {temperatura aproximada dos gases de exaustão}
  TC=15,7
ENDIF
IF N$='GT24' THEN
  CC=(285,3227-0,7796907*Ta-0,00946392*Ta^2)-88 {MWe}
  hr=(6232,877-0,2147541*Ta-0,00065574*Ta^2 + 0,00485246*Ta^3)*(CC+88)/CC
  {kJ/kWh}
  ef=3600/hr*100 {%}
  mc=9,880428-0,03121094*Ta + 0,00000872*Ta^2 {kg/s}
  mg=hr*391/9400,55 {kg/s}
  Tg=640 {°C} {temperatura aproximada dos gases de exaustão}
  TC=30,0
ENDIF
IF N$='GT11N2' THEN
  CC=(176,4793-0,7427478*Ta-0,00607058*Ta^2)-50,6 {MWe}
  hr=(7129,893 + 1,825599*Ta + 0,04891551*Ta^2 + 0,00540984*Ta^3)*(CC+50,6)/CC
  {kJ/kWh}
  ef=3600/hr*100 {%}
  mc=6,990789-0,02909239*Ta-0,00001911*Ta^2 {kg/s}
  mg=hr*382/10318,45 {kg/s}
  Tg=524 {°C} {temperatura aproximada dos gases de exaustão}
  TC=15,1
ENDIF
IF N$='ASE120' THEN
  CC=(10406,79-50,91792*Ta-1,065424*Ta^2)/1000 {MWe}
  hr=10413,21 + 21,88675*Ta-0,9293852*Ta^2 + 0,03678415*Ta^3 {kJ/kWh}
  ef=3600/hr*100 {%}
  mc=hr*CC/50/3600 {kg/s}
  mg=hr*31,4/10223 {kg/s}
  Tg=516 {°C} {temperatura aproximada dos gases de exaustão}
  TC=10,0
ENDIF
END

```

{!-----
 -----}

PROCEDURE ENTROPIA(Fr;Temp;Press:s)

{Dado o valor da fração de vapor (x), a temperatura e a pressão do fluido, este procedimento verifica se o fluido está saturado, líquido ou superaquecido, e retorna o valor de sua entropia.

Para x=100 --> vapor superaquecido
 x=-100 --> líquido comprimido

0 < x < 1 --> fluido saturado }

```
IF Fr=100 THEN
  s=ENTROPY(Steam;T=Temp;P=Press)
ELSE
  IF Fr=-100 THEN
    s=ENTROPY(Steam;T=Temp;P=Press)
  ELSE
    s=ENTROPY(Steam;x=Fr;P=Press)
  ENDIF
ENDIF
END
```

{!-----
-----}

PROCEDURE TURBINA_VAPOR(p1;p2;t1;V:Turb_vap\$;N)

{ Dado o estado do vapor na entrada da turbina (pressão e temperatura), a pressão do vapor na saída da turbina e a vazão de vapor, este procedimento determina através de ábacos, na forma de equações, o modelo da turbina a vapor de contrapressão e a potência no eixo da turbina. No caso de obtenção de valores não incluídos nos ábacos, o procedimento retorna turbina 'NÃO CATALOGADA' e potência da turbina nula. }

{-----Ábaco 3-----}
{ Determinação de variável para obtenção da potência gerada pela turbina }

```
IF (p1>=20) and (p1<=40) THEN
  x20=11,93857 + 3,225595*p2 + 0,07857143*p2^2-0,01979167*p2^3
  x40=5,128788 + 4,262897*p2-0,2591721*p2^2 + 0,00650253*p2^3
  K=(p1-20)/(40-20)
  x3=K*(x40-x20)+x20
ENDIF
IF (p1>40) and (p1<=80) THEN
  x40=5,128788 + 4,262897*p2-0,2591721*p2^2 + 0,00650253*p2^3
  x80=-0,3090909 + 4,103571*p2-0,2323323*p2^2 + 0,00501894*p2^3
  K=(p1-40)/(80-40)
  x3=K*(x80-x40)+x40
ENDIF
IF (p1>80) and (p1<=140) THEN
  x80=-0,3090909 + 4,103571*p2-0,2323323*p2^2 + 0,00501894*p2^3
  x140=-6,500000 + 5,631151*p2-0,4437500*p2^2 + 0,01319444*p2^3
  K=(p1-80)/(140-80)
  x3=K*(x140-x80)+x80
ENDIF
IF (t1>=200) and (t1<=300) THEN
  y200=47,58095-1,197143*x3-0,01409524*x3^2
  y300=59,40000-1,600000*x3-0,00800000*x3^2
  K=(t1-200)/(300-200)
  y3=(K*(y300-y200)+y200)/4,46875+1
ENDIF
IF (t1>300) and (t1<=400) THEN
```

```

y300=59,40000-1,600000*x3-0,00800000*x3^2
y400=67,80000-1,530000*x3-0,01300000*x3^2
K=(t1-300)/(400-300)
y3=(K*(y400-y300)+y300)/4,46875+1
ENDIF
IF (t1>400) and (t1<=500) THEN
y400=67,80000-1,530000*x3-0,01300000*x3^2
y500=85,50000-2,225000*x3-0,00250000*x3^2
K=(t1-400)/(500-400)
y3=(K*(y500-y400)+y400)/4,46875+1
ENDIF
IF (t1>500) and (t1<=550) THEN
y500=85,50000-2,225000*x3-0,00250000*x3^2
y550=93,20000-2,280000*x3-0,00400000*x3^2
K=(t1-500)/(550-500)
y3=(K*(y550-y500)+y500)/4,46875+1
ENDIF

```

{-----Ábaco 1-----}
{ Determinação de variável para obtenção do modelo da turbina }

```

x1=(20,434623-1,46697/100*p2)+(-6,81198+1,745417/10000*p2)*ln(p2)
y1=(0,3186295+0,000687613*t1)*exp((0,134613+1,81103/100000*t1)*x1)

```

{-----Ábaco 2-----}
{ Determinação do modelo da turbina e potência gerada }

```

y2_1=y1/100
y2_3=y3

IF y2_1>=0,01774 THEN

D1=(y2_1/24,39259)^(-0,97785070371)
IF D1>=V THEN
Turb_vap$='G80'
ELSE
Turb_vap$='NÃO CATALOGADA'
ENDIF
D2=(y2_1/10,43704)^(-1,04910228842)
IF D2>=V THEN
Turb_vap$='G63'
ENDIF
D3=(y2_1/7,991590)^(-1,0154142936)
IF D3>=V THEN
Turb_vap$='G50'
ENDIF
D4=(y2_1/7,977522)^(-0,934500836378)
IF D4>=V THEN
Turb_vap$='G40'
ENDIF
D5=(y2_1/5,097009)^(-0,924070085172)
IF D5>=V THEN
Turb_vap$='G32'
ENDIF

```

```

D6=(y2_1/2,657572)^(-0,97314603516)
IF D6>=V THEN
    Turb_vap$='G25'
ENDIF
D7=(y2_1/1,645935)^(-0,980392156863)
IF D7>=V THEN
    Turb_vap$='G20'
ENDIF
D8=(y2_1/1,164210)^(-0,943466541374)
IF D8>=V THEN
    Turb_vap$='G16'
ENDIF
D9=(y2_1/0,5746322)^(-1,03207716469)
IF D9>=V THEN
    Turb_vap$='NÃO CATALOGADA'
ENDIF

ENDIF

IF y2_1<0,01774 THEN

D3=(y2_1/1449256829470620640)^(-0,135323509117)
IF D3>=V THEN
    Turb_vap$='G50'
ELSE
    Turb_vap$='NÃO CATALOGADA'
ENDIF
D4=(y2_1/2604405085601619)^(-0,14440864875)
IF D4>=V THEN
    Turb_vap$='G40'
ENDIF
D5=(y2_1/8234493931037)^(-0,154888601794)
IF D5>=V THEN
    Turb_vap$='G32'
ENDIF
D6=(y2_1/4331245177183)^(-0,14714732832)
IF D6>=V THEN
    Turb_vap$='G25'
ENDIF
D7=(y2_1/410438598307)*(-0,144329093426)
IF D7>=V THEN
    Turb_vap$='G20'
ENDIF
D8=(y2_1/22574878)^(-0,188291223257)
IF D8>=V THEN
    Turb_vap$='G16'
ENDIF
D9=(y2_1/6782366323378)^(-0,106897736815)
IF D9>=V THEN
    Turb_vap$='NÃO CATALOGADA'
ENDIF

ENDIF
ENDIF

```

```

stop=0

y=41,28937*exp(-0,1168616*V)
IF y<=y2_3 THEN
    yi=y
    Ni=1,5
ENDIF
IF (y>y2_3) and (stop=0) THEN
    ys=y
    Ns=1,5
    yi=ys
    stop=1
ENDIF
y=33,46886*exp(-0,06202592*V)
IF y<=y2_3 THEN
    yi=y
    Ni=2,5
ENDIF
IF (y>y2_3) and (stop=0) THEN
    ys=y
    Ns=2,5
    stop=1
ENDIF
y=32,18565*exp(-0,03778512*V)
IF y<=y2_3 THEN
    yi=y
    Ni=4
ENDIF
IF (y>y2_3) and (stop=0) THEN
    ys=y
    Ns=4
    stop=1
ENDIF
y=34,55433*exp(-0,02602392*V)
IF y<=y2_3 THEN
    yi=y
    Ni=6
ENDIF
IF (y>y2_3) and (stop=0) THEN
    ys=y
    Ns=6
    stop=1
ENDIF
y=35,72285*exp(-0,01622529*V)
IF y<=y2_3 THEN
    yi=y
    Ni=10
ENDIF
IF (y>y2_3) and (stop=0) THEN
    ys=y
    Ns=10
    stop=1

```

```

ENDIF
y=38,51392*exp(-0,01070566*V)
IF y<=y2_3 THEN
    yi=y
    Ni=16
ENDIF
IF (y>y2_3) and (stop=0) THEN
    ys=y
    Ns=16
    stop=1
ENDIF
y=34,15699*exp(-0,00628302*V)
IF y<=y2_3 THEN
    yi=y
    Ni=25
ENDIF
IF (y>y2_3) and (stop=0) THEN
    ys=y
    Ns=25
    stop=1
ENDIF
y=32,74995*exp(-0,00389431*V)
IF y<=y2_3 THEN
    yi=y
    Ni=40
ENDIF
IF (y>y2_3) and (stop=0) THEN
    ys=y
    Ns=40
    stop=1
ENDIF
y=39,91473*exp(-0,00296943*V)
IF y<=y2_3 THEN
    yi=y
    Ni=60
    ys=yi
ENDIF
IF (y>y2_3) and (stop=0) THEN
    ys=y
    Ns=60
    stop=1
ENDIF

IF yi=ys THEN
    N=0
    Turb_vap$='NÃO CATALOGADA'
ELSE
    K=(y2_3-yi)/(ys-yi)
    N=K*(Ns-Ni)+Ni
ENDIF

END

```



```

c=HUMRAT(AirH2O;T=T_amb;P=P_atm;R=phi/100)*(MM_O2+3,76*MM_N2)/MM_H2O
d=a*1,106
4,148*a+2*b*c=2*e
0,016*a+2*b+b*c=2*d+e+2*f
g=3,76*b+0,016*a

```

```

Rel_ar\comb=b/a      {relação ar/combustível da queima}
Excesso_ar=(Rel_ar\comb/4,76-1)*100      {%}

```

{ Cálculo das frações molares dos produtos da combustão }

```

x_CO2=d/(d+e+f+g)
x_H2O=e/(d+e+f+g)
x_O2=f/(d+e+f+g)
x_N2=g/(d+e+f+g)

```

{ Cálculo dos calores específicos de cada produto da reação na saída da turbina a gás }

```

cp_CO2=SPECHEAT(CO2;T=T_gases)      {kJ/kg.K}
cp_H2O=SPECHEAT(H2O;T=T_gases)      {kJ/kg.K}
cp_O2=SPECHEAT(O2;T=T_gases)        {kJ/kg.K}
cp_N2=SPECHEAT(N2;T=T_gases)        {kJ/kg.K}

```

{ Cálculo dos calores específicos de cada produto da reação na saída do gerador de vapor do ciclo Rankine }

```

m_agua=e*MM_H2O      {kg/s}      {massa de vapor d'água presente nos gases}
m_ar_seco=m_gases-m_agua      {kg/s}      {massa de ar seco (CO2,N2,O2)}
omega_gases=m_agua/m_ar_seco      {umidade absoluta dos gases efluentes}
T_orvalho=DEWPOINT(AirH2O;T=T_gases;P=P_atm;w=omega_gases) {°C}
                                     {temperatura de orvalho dos gases efluentes}
T_saída_min=max(T_orvalho;180) {°C}      {temperatura mínima possível de saída dos gases
quentes da caldeira:
                                     definida como a maior temperatura entre a temperatura
de orvalho da água
                                     nos gases e a temperatura admissível para combustíveis
ricos em
                                     enxofre (170-180 °C)}

```

```

cp_CO2_s=SPECHEAT(CO2;T=T_saída_min)      {kJ/kg.K}
cp_H2O_s=SPECHEAT(H2O;T=T_saída_min)      {kJ/kg.K}
cp_O2_s=SPECHEAT(O2;T=T_saída_min)        {kJ/kg.K}
cp_N2_s=SPECHEAT(N2;T=T_saída_min)        {kJ/kg.K}

```

{ Cálculo dos calores específicos médios de cada produto da reação no gerador de vapor do ciclo Rankine }

```

cp_CO2_m=(cp_CO2+cp_CO2_s)/2      {kJ/kg.K}
cp_H2O_m=(cp_H2O+cp_H2O_s)/2      {kJ/kg.K}
cp_O2_m=(cp_O2+cp_O2_s)/2         {kJ/kg.K}
cp_N2_m=(cp_N2+cp_N2_s)/2         {kJ/kg.K}

```

{ Calor específico médio dos gases no gerador de vapor do ciclo Rankine }

$cp_bar_gases = x_CO2 * cp_CO2_m + x_H2O * cp_H2O_m + x_O2 * cp_O2_m + x_N2 * cp_N2_m$
 {kJ/kg.K}

{!-----
 -----}

{ Caldeira de recuperação }

{ Para a caldeira de recuperação, utiliza-se o tipo aquatubular devido a necessidade de se gerar energia elétrica, e neste caso, só pode ser conseguido através de altas pressões de vapor. Fixa-se a temperatura e pressão de saída do superaquecedor (440 °C; 4,2 MPa), conforme tabela padrão construtiva europeia. Admite-se a seguinte perda de carga para os componentes da caldeira de recuperação:

- economizador: 3% (necessário p/ pressões superiores a 3,5 MPa);
- caldeira: 13%;
- superaquecedor: 4%.

O fluxo dos gases na caldeira de recuperação se dá em contra-corrente, do superaquecedor para o economizador}

$efic_caldeira = 0,96$ {eficiência térmica da caldeira de recuperação}

$T_sa_s = 440$ {°C} {temperatura do vapor na saída do superaquecedor}

$P_sa_s = 4200$ {kPa} {pressão do vapor na saída do superaquecedor}

$P_cald_s = P_sa_s / 0,96$ {kPa} {pressão na saída da caldeira=entrada do superaquecedor}

$P_cald_e = P_cald_s / 0,87$ {kPa} {pressão na entrada da caldeira=sai da do economizador}

$P_eco = P_cald_e / 0,97$ {kPa} {pressão na entrada do economizador}

$P_high = (P_cald_s + P_cald_e) / 2$ {kPa} {pressão média de troca de calor da fonte quente}

$P_low = 300$ {kPa} {pressão média de troca de calor da fonte fria}

$efic_iso_bomba = 0,8$ {eficiência isentrópica da bomba}

{Estado 1: fluido na entrada da bomba (líquido saturado a 300 kPa)}

$x[1] = 0$

$P[1] = P_low$ {kPa}

$h[1] = ENTHALPY(Steam; x=x[1]; P=P[1])$ {kJ/kg}

$T[1] = TEMPERATURE(Steam; h=h[1]; P=P[1])$ {°C}

$s[1] = ENTROPY(Steam; x=x[1]; P=P[1])$ {kJ/kg.K}

{Estado 2: fluido na saída da bomba=entrada do economizador}

$s_2s = s[1]$ {kJ/kg.K} {entropia para uma bomba adiabática reversível}

$P[2] = P_eco$ {kPa} {P[2]=P_2s=P_eco}

$T_2s = TEMPERATURE(Steam; s=s_2s; P=P[2])$ {°C} {temperatura isentrópica}

$h_2s = ENTHALPY(Steam; T=T_2s; P=P[2])$ {kJ/kg} {entalpia isentrópica}

$h[2] = (h[1] * (efic_iso_bomba - 1) + h_2s) / efic_iso_bomba$ {kJ/kg} {entalpia real}

$T[2] = TEMPERATURE(Steam; h=h[2]; P=P[2])$ {°C} {temperatura real}

$s[2] = ENTROPY(Steam; T=T[2]; P=P[2])$ {kJ/kg.K} {entropia real}

$x[2] = QUALITY(Steam; h=h[2]; P=P[2])$ {fração de vapor}

{Estado 3: fluido na saída do economizador=entrada da caldeira}

```
x[3]=0
T_cald_e=TEMPERATURE(Steam;x=x[3];P=P_cald_e) {°C}
T[3]=T_cald_e {°C}
h_cald_e=ENTHALPY(Steam;x=x[3];P=P_cald_e) {kJ/kg}
h[3]=h_cald_e {kJ/kg}
s[3]=ENTROPY(Steam;x=x[3];T=T[3]) {kJ/kg.K}
P[3]=PRESSURE(Steam;T=T[3];s=s[3]) {kPa}
```

{Estado 4: fluido na saída da caldeira=entrada do superaquecedor}

```
x[4]=1
T_cald_s=TEMPERATURE(Steam;x=x[4];P=P_cald_s) {°C}
T[4]=T_cald_s {°C}
h_cald_s=ENTHALPY(Steam;x=x[4];P=P_cald_s) {kJ/kg}
h[4]=h_cald_s {kJ/kg}
s[4]=ENTROPY(Steam;x=x[4];T=T[4]) {kJ/kg.K}
P[4]=PRESSURE(Steam;T=T[4];s=s[4]) {kPa}
```

{Estado 5: fluido na saída do superaquecedor (440°C;4,2MPa)}

```
T[5]=T_sa_s {°C}
P[5]=P_sa_s {kPa}
h[5]=ENTHALPY(Steam;T=T[5];P=P[5]) {kJ/kg}
s[5]=ENTROPY(Steam;T=T[5];P=P[5]) {kJ/kg.K}
x[5]=QUALITY(Steam;h=h[5];P=P[5])
```

```
T_bar_cald=(T_cald_e+T_cald_s)/2 {°C} {temperatura média na caldeira}
T_g_cald_e=T_bar_cald+50 {°C} {temperatura dos gases na entrada da caldeira}
Q_gases_p=m_gases*cp_bar_gases*(T_gases-T_g_cald_e)/1000 {MWt}
{calor trocado pelos gases na caldeira e no superaquecedor}
Q_vapor_p=efic_caldeira*Q_gases_p {MWt} {calor fornecido a caldeira e ao
superaquecedor}
m_vapor=Q_vapor_p/(h[5]-h_cald_e)*1000 {kg/s} {produção de vapor}
T_g_eco_e=T_g_cald_e-(m_vapor*(h_cald_e-h[2])/efic_caldeira/m_gases/cp_bar_gases) {°C}
{temperatura dos gases na entrada do economizador}
T_g_cald_s=T_gases-(m_vapor*(h[5]-h_cald_s)/efic_caldeira/m_gases/cp_bar_gases) {°C}
{temperatura dos gases na saída da caldeira}
Q_gases=m_gases*cp_bar_gases*(T_gases-T_g_eco_e)/1000 {MWt} {calor fornecido pelos
gases}
Q_vapor=m_vapor*(h[5]-h[2])/1000 {MWt} {calor absorvido pelo fluido}
```

{Variáveis auxiliares para montagem do gráfico das temperaturas do fluido e dos gases quentes ao longo da caldeira de recuperação}

```
T_g[1]=T_g_eco_e
T_g[2]=T_g_cald_e
T_g[3]=T_g_cald_s
T_g[4]=T_gases
T_v[1]=T[2]
T_v[2]=T_bar_cald
T_v[3]=T_bar_cald
```

T_v[4]=T[3]

L[1]=1

L[2]=2

L[3]=3

L[4]=4

{!-----
-----}

{ Seleção da turbina a vapor }

{ A partir da vazão de vapor produzida pela caldeira de recuperação, o estado do vapor na entrada da turbina e a pressão do vapor na saída da turbina, seleciona-se uma das turbinas de contrapressão fornecidas pelo procedimento TURBINA_VAPOR. O procedimento fornece a potência desenvolvida no eixo da turbina, através da qual é possível determinar a eficiência isoentrópica da turbina e o estado do vapor na saída. }

Pa=P_sa_s/100 {bar} {pressão do vapor na entrada da turbina}
Pb=P_low/100 {bar} {pressão do vapor na saída da turbina}
Ta=T_sa_s {°C} {temperatura do vapor na entrada da turbina}
PVS1=0 {porcentagem de vapor superaquecido utilizado na siderurgia}
Vazão=m_vapor*(1-PVS1)*3,6 {ton/h} {vazão de vapor superaquecido que passa pela turbina}
m_sid1=m_vapor*3,6-Vazão {ton/h} {vazão de vapor superaquecido que vai para a siderurgia}

CALL TURBINA_VAPOR(Pa;Pb;Ta;Vazão:Nome_turb_vap\$;Pot_turb_vap)

{ Turbinas disponíveis: -G16 (ABB - Potência Nominal: 6 MWe)
-G20 (ABB - Potência Nominal: 10 MWe)
-G25 (ABB - Potência Nominal: 16 MWe)
-G32 (ABB - Potência Nominal: 25 MWe)
-G40 (ABB - Potência Nominal: 40 MWe)
-G50 (ABB - Potência Nominal: 63 MWe)
-G63 (ABB - Potência Nominal: 100 MWe)
-G80 (ABB - Potência Nominal: 150 MWe) }

s_6s=s[5] {kJ/kg.K} {entropia do vapor na saída da turbina adiabática reversível}
P[6]=P_low {kPa} {pressão do vapor na saída da turbina}
h_6s=ENTHALPY(Steam;s=s_6s;P=P[6]) {kJ/kg} {entalpia do vapor na saída da turbina isoentrópica}
Pot_turb_vap_iso=m_vapor*(h[5]-h_6s)/1000 {MW} {potência isoentrópica da turbina}
efic_iso_turb_vap= Pot_turb_vap/Pot_turb_vap_iso {eficiência isoentrópica da turbina a vapor}
h[6]=h[5]-(h[5]-h_6s)*efic_iso_turb_vap {kJ/kg} {entalpia real do vapor na saída da turbina}
T[6]=TEMPERATURE(Steam;h=h[6];P=P[6]) {°C} {temperatura real do vapor na saída da turbina}
x[6]=QUALITY(Steam;h=h[6];P=P[6]) {fração de vapor na saída da turbina}
CALL ENTROPIA(x[6];T[6];P[6]:s[6]) {kJ/kg.K} {entropia real do vapor na saída da turbina}

{!-----
-----}

{ Condensador }

{ Cálculo da vazão de água de refrigeração necessária para a condensação do vapor na saída da turbina e da potência de bombeamento da água de refrigeração.

Hipóteses: - temperatura de entrada da água no condensador: 20 °C
 - temperatura de saída da água no condensador: 40 °C
 - pressão média da água no condensador: 300 kPa }

PVS2=0 {porcentagem da vazão de vapor expandido na turbina que vai para a siderurgia}
 $m_{cond} = Vazão / 3,6 * (1 - PVS2)$ {kg/s} {vazão de vapor que vai para o condensador}
 $m_{sid2} = PVS2 * Vazão / 3,6$ {kg/s} {vazão de vapor que sai da turbina e vai para a siderurgia}
 $T_{refrig_e} = 20$ {°C} {temperatura de entrada da água de refrigeração no condensador}
 $T_{refrig_s} = 40$ {°C} {temperatura de saída da água de refrigeração no condensador}
 $P_{refrig_bar} = 300$ {°C} {pressão média da água de refrigeração no condensador}
 $h_{refrig_e} = ENTHALPY(Water; T=T_{refrig_e}; P=P_{refrig_bar})$ {kJ/kg} {entalpia da água na entrada}
 $h_{refrig_s} = ENTHALPY(Water; T=T_{refrig_s}; P=P_{refrig_bar})$ {kJ/kg} {entalpia da água na saída}
 $Q_{cond_máx} = m_{vapor} * (h[6] - h[1]) / 1000$ {MWt} {máxima troca de calor no condensador}
 $Q_{cond} = m_{cond} * (h[6] - h[1]) / 1000$ {MWt} {troca de calor no condensador}
 $m_{refrig_total} = Q_{cond} / (h_{refrig_s} - h_{refrig_e})$ {m³/s} {vazão de água refrigerante}
 $efic_bomba_cond = 0,85$ {eficiência da bomba que alimenta o condensador}
 $Pot_bomba_cond = m_{refrig_total} * (P_{refrig_bar} - P_{atm}) / efic_bomba_cond / 1000$ {MWe}
 {potência de acionamento da bomba que alimenta o condensador}

{!-----}
 -----}

{ Bomba }

{ A potência de acionamento da bomba é calculada através da eficiência hidráulica da bomba, levando-se em consideração a vazão adicional de água devido às purgas na caldeira (purgas=2%). }

$efic_iso_bomba = 0,8$ {eficiência hidráulica da bomba}
 $m_{purga} = m_{vapor} * 0,02$ {kg/s} {vazão de purga na caldeira}
 $m_{bomba} = m_{purga} + m_{vapor}$
 $Pot_bomba = m_{bomba} * (h[2] - h[1]) / 1000 / efic_iso_bomba$ {MWe} {potência real da bomba}

{!-----}
 -----}

{ Análise do ciclo de cogeração }

$Pot_total = Pot_turb_gas + Pot_turb_vap - Pot_bomba - Pot_bomba_cond$ {MWe} {potência total gerada}
 $efic_Rankine = (Pot_turb_vap - Pot_bomba - Pot_bomba_cond) / Q_{gases} * 100$ { % } {eficiência do ciclo Rankine}
 $efic_total = Pot_total / (heatrate * Pot_turb_gas / 3600) * 100$ { % } {eficiência global do ciclo de cogeração}