

**Universidade de São Paulo  
Escola Politécnica  
Departamento de Engenharia Mecânica**

**Projeto Básico de Instalação Geradora de  
Energia Utilizando Gás Natural e um Gás  
Residual de Baixo Poder Calorífico como  
Combustível**

**São Paulo  
1998**

**Universidade de São Paulo  
Escola Politécnica  
Departamento de Engenharia Mecânica**

**Projeto Básico de Instalação Geradora de  
Energia Utilizando Gás Natural e um Gás  
Residual de Baixo Poder Calorífico como  
Combustível**

**Carlos Gustavo Paione de Azevedo      N°USP 0467338  
Ricardo Wagner Lopes Barbosa      N°USP 1679819**

**Orientador : Prof. Dr. Otávio de Mattos Silveiras**

**São Paulo  
1998**

*Atribuo nota  
10,0 (Dez)  
ao trabalho.  
O. Silveiras  
19/12/98*

“ Há homens que lutam um dia e são bons.

Há homens que lutam um ano e são melhores.

Há aqueles que lutam muitos anos e são muito bons.

Porém, há os que lutam toda a vida.

Estes são os **imprescindíveis** ”

B. Brecht

**Dedico este trabalho de formatura, a congratulação de cinco anos de júbilos, aos meus pais, Frederico Wagner e Ana Maria, e aos meus avós, Carlos Wagner ( IMPRESCINDÍVEL ) e Hilma, alicerces desta caminhada infinda pelo saber.**

**Ricardo Wagner Lopes Barbosa**

**Dedico este trabalho de formatura aos meus pais, Márcio e Maria Lúcia.**

**Carlos Gustavo Paione de Azevedo**

1. Introdução	7
1.1 Considerações sobre o setor energético brasileiro	8
1.2 Estabelecimento da Necessidade	10
1.3 Especificação das Características Técnicas	11
1.4 Síntese de Possíveis Soluções	17
1.5. Exeqüibilidade Física	19
1.6. Viabilidade Econômica	48
1.7 Viabilidade Financeira	52
1.8 Conclusão	52
2. Projeto Básico	53
2.1 Seleção da melhor alternativa	53
2.2 Dados de entrada para a execução do projeto	57
2.3 Considerações sobre o ciclo de Rankine Regenerativo	57
2.4 Considerações sobre o Ciclo Combinado	60
2.5 Fundamentos Teóricos	65
2.6 Resultados das Simulações	81
2.7 Resultados da Simulação desconsiderando queima de gás residual	110
2.8 Análise Econômica das Alternativas	112
2.9 Conclusões	122
3. Referências Bibliográficas	123
Apêndice I – Diagrama Temperatura x Entropia para os Ciclos Propostos	125

## 1. Introdução

O presente projeto tem como principal objetivo o estudo do aproveitamento energético de um gás de baixo poder calorífico, designado gás residual, subproduto do processo industrial de produção de negro de fumo.

Atualmente somente uma parte desse gás é reaproveitada internamente no processo, lançando-se à atmosfera a parte restante.

Desse modo, visando incrementar o aproveitamento energético do cliente e evitar danos ao meio ambiente, o trabalho propõe uma análise do problema tanto do ponto de vista térmico, visando a auto-suficiência energética do cliente, quanto do ponto de vista econômico, através da implantação de uma instalação que permita o maior retorno do investimento.

Baseado na configuração do problema, levantou-se inúmeros ciclos termodinâmicos de potência e utilizou-se, para simulação dos ciclos avaliados como ótimos, o *software GateCycle*.

Por fim, estes “ciclos ótimos” foram avaliados do ponto de vista econômico, comparando-se seus valores presentes, *pay-back time* e taxa interna de retorno.

## 1.1 Considerações sobre o setor energético brasileiro

As reservas de petróleo correspondem, com dez bilhões de barris, a apenas 1% do total mundial e a pouco mais de vinte anos do consumo brasileiro; estão concentradas na plataforma continental do Rio de Janeiro e do Nordeste, debaixo de lâminas de água de mais de 400 metros ( o Brasil é recordista mundial em produção comercial a grandes profundidades de lâminas de água e atende a 50% de seu consumo ) .

Quanto às reservas de carvão mineral, concentradas em Santa Catarina, são de má qualidade, com baixo rendimento para geração de energia. O único mineral energético abundante ( além dos nucleares ) é o xisto betuminoso, mas esta reserva, a segunda maior do mundo, na maior parte ainda não é de exploração economicamente viável.

O Brasil compensa parcialmente a escassez de minerais energéticos explorando de forma particularmente intensa as escassas reservas de gás e petróleo e utilizando a enorme disponibilidade de energia renovável, principalmente a hidrelétrica.

No quadro de consumo energético brasileiro, em 1993, a energia elétrica respondeu por 40.4% . Participação esta que tem crescido continuamente desde 1975, quando representava 21.7% , em função dos incentivos à substituição de derivados de petróleo por energia elétrica, das tarifas baixas e da grande expansão de alguns setores eletrointensivos ( química, alumínio, papel e celulose ). As principais usinas hidrelétricas brasileiras, formadas pelo represamento de grandes rios, estão entre as maiores do mundo, destacando-se a usina binacional de Itaipu ( brasileiro-paraguaia ), que é a maior do mundo e responde, sozinha, por aproximadamente 25% da energia elétrica consumida pelo Brasil .

As usinas hidrelétricas respondem por 92% da capacidade instalada e 98% da geração efetiva de eletricidade. A geração termelétrica, que responde pelo restante,



desenvolveu-se pouco em função da escassez de petróleo e carvão no país, mas dado que a maior parte do potencial hidrelétrico já foi aproveitado ( exceto na Amazônia ) deverá ter um maior desenvolvimento nas próximas décadas, utilizando principalmente gás natural importado da Bolívia e Argentina.

### **1.1.1 Considerações sobre o setor energético de São Paulo**

A participação do Estado de São Paulo, em 1996, no consumo global do país foi de aproximadamente 31% .Esta participação é variável, dependendo da fonte considerada. A energia elétrica e os combustíveis fósseis apresentam os maiores percentuais, com participação de respectivamente 33% e 30%. No caso da energia primária e da biomassa as participações caem para 29%.

Do ponto de vista do consumo setorial, os setores industrial, de transportes e terciário lideram a participação em torno de 31% cada, enquanto os setores residencial e agropecuário responderam por respectivamente 26% e 16% .

Sob a ótica da produção, a situação do Estado é bastante peculiar, ou seja, é deficitário em energia primária, mas em contrapartida é superavitária em energia secundária, em vista do seu parque de refino de petróleo e das destilarias de álcool.

No que concerne à energia elétrica, a partir de 1981 o Estado de São Paulo começou a inverter sua característica de exportador para grande importador de eletricidade atingindo em 1996, 56% de sua produção, ou seja, excedendo cerca de sete pontos percentuais em relação ao ano anterior .

Face ao problema da energia, o Estado de São Paulo reagiu de forma imediata : de início usando eficazmente potenciais energéticos existentes em seu território e, depois, buscando no resto do país, alternativas às quais teve acesso, como a eletricidade. A rápida transformação da matriz energética paulista, inédita nos países industrializados, foi uma resposta à crise de energia, ao aumento do preço do petróleo, à insegurança resultante de uma grande dependência do mercado

internacional do petróleo, à forte crise econômica nacional dos últimos anos e às limitações impostas pelo endividamento do país.

Em relação à auto-suficiência energética estadual, definida como sendo a relação entre a parcela de energéticos produzidos no Estado e a demanda total, incluindo as perdas, se observa que, em 1983 a auto-suficiência foi de 49%. Esse indicador alcançou em 1985 o seu valor máximo de 52%, decresceu nos anos seguintes, e atingiu 45% em 1996.

O consumo por habitante no Estado, em 1983 era de  $430,4 \cdot 10^8$  kJ, crescendo para  $501,2 \cdot 10^8$  kJ em 1996.

Analisando-se a evolução do consumo final energético por fonte, percebe-se o deslocamento dos derivados de petróleo pela biomassa e, em menor escala pela eletricidade.

No período 1985/1993 destacam-se os seguintes fatos em relação às participações no consumo : estabilidade da eletricidade, recuo da biomassa, crescimento de outras formas de energia e manutenção da tendência de queda dos derivados de petróleo.

## **1.2 Estabelecimento da Necessidade**

O presente projeto tem como cliente, um dos maiores produtores mundiais de negro de fumo, cujo processo industrial apresenta como subproduto um gás de baixo poder calorífico, designado gás residual, sendo que somente uma parte desse gás é reaproveitada internamente no processo, lançando-se à atmosfera a parte restante .

Desse modo, visando incrementar o aproveitamento energético do cliente, torna-se necessário o projeto de uma instalação para geração de energia pela queima de gás residual, proveniente do processo industrial. O processo requer a queima de gás natural, desde que a disponibilidade de gás residual é relativamente baixa para a geração de energia.

Pode-se destacar alguns pontos que justificam a implantação de tal instalação e que serão analisados neste trabalho:

- Provável aumento de tarifa energética em um futuro próximo devido à privatização do setor energético. Uma nova instalação pode significar maior confiabilidade em relação a qualidade dos serviços prestados pelas concessionárias de energia elétrica;
- As indústrias vizinhas são potenciais consumidores da energia e do vapor gerados pela nova instalação;
- Benefício ambiental com a nova instalação, uma vez que parte dos gases residuais são atualmente lançados na atmosfera;
- A adição de gás natural à mistura combustível, apesar de elevar o custo final da energia gerada, pode ser viável pelo aumento da quantidade da energia gerada;
- A venda do vapor produzido às empresas vizinhas pode ser visto como um meio de se reduzir o investimento inicial e de se aumentar a receita da empresa.

### **1.3 Especificação das Características Técnicas**

Segue abaixo, no item 3.1, especificações técnicas sobre o cliente a respeito dos seguintes aspectos :

- localização e condições ambientais da instalação ;
- Propriedades e Disponibilidade de Gás Residual e de Gás Natural .

No item 3.2, encontram-se especificações técnicas sobre as empresas vizinhas a respeito dos seguintes aspectos :

- demanda total de energia e de vapor ;
- custos de geração de vapor .

#### **1.3.1 Descrição e Histórico do Cliente**

O cliente é um dos maiores produtores mundiais de negro de fumo. A indústria é localizada em Mauá e iniciou suas atividades em 1976 com uma produção de 17000

toneladas por ano, alcançando a presente marca de 60000 toneladas por ano em 1990.

Os principais consumidores do negro de fumo são as indústrias de pneus e pigmentos.

O processo industrial apresenta como subproduto um gás de baixo poder calorífico, designado gás residual. Uma parte desse gás é reaproveitada internamente e a parte restante pode ser usada para geração de energia elétrica.

Convém mencionar que o cliente tem a patente de queimadores especialmente projetados para a queima de gás residual.

O consumo interno de potência é de 2,7 MW. A energia elétrica é fornecida pela Eletropaulo com uma taxa de R\$ 40 / MWh. O fornecimento de energia não é considerado confiável, tendo a indústria sofrido alguns problemas operacionais e até parada dos equipamentos.

A indústria tem uma área disponível para construção de uma instalação que gere até 50 MW. A construção de uma instalação de maior capacidade requer a utilização de uma área adjacente à indústria, tendo como opções :

- Área de planta vizinha pertencente ao próprio cliente, havendo necessidade de construção de tubulações levando em conta edificações já existentes ;
- Área, também pertencente ao cliente, situada no outro lado da rodovia ;
- Área pertencente à Polibrasil, empresa vizinha, dependendo de negociação .

#### **1.3.1.1 Descrição da Instalação Industrial**

- **Localização** : a 20 km do sudeste da cidade de São Paulo, próximo à Avenida Ayrton Senna da Silva .
- **Altitude** : 628,8 m .

- **Temperaturas :** mínima de 5°C (41°F);  
 máxima de 38°C (100°F);  
 média de 20 to 25°C (68°F to 77°F);  
 de projeto : 25°C .
- **Umidade relativa :** 30 to 100% ;  
 de projeto : 75% .
- **Área disponível para a construção da instalação :** 35m X 65m .

### 1.3.1.2 Propriedades e Disponibilidade de Gás Residual e de Gás Natural

A produção de gás residual apresenta uma variação de 65% a 120 % da produção média ao longo do ano. A variação da produção e composição é mostrada na tabela abaixo:

**Tabela 1:** Características e propriedades do gás residual<sup>1</sup>.

Produção de Gás Residual			
	Média	Mínimo	Máximo
Vazão (Nm <sup>3</sup> /h)	58,984	37,991	69,653
p.c.i. (kJ/Nm <sup>3</sup> )	2321	2366	2898
Composição			
% CH <sub>4</sub>	0,2384	0,1558	0,6634
% C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	0,6256	0,3506	0,7347
% H <sub>2</sub>	8,0253	5,5250	11,1346
% N <sub>2</sub>	29,7173	29,3293	29,9671
% CO	9,1123	13,0844	9,5959
% CO <sub>2</sub>	1,2554	0,9617	1,6796
% H <sub>2</sub> O	51,0257	47,2722	54,4734
Temperatura	200 °C (392°F)		
Pressão Efetiva ( Pa )	2986 - 3235		
Sólidos em suspensão	0.0005 kg/m <sup>3</sup> composição base seca		

**Tabela 2:** Propriedades do gás natural ( **COMGÁS** ).

Suprimento de Gás Natural		
p.c.i. (mínimo)	(kJ/Nm <sup>3</sup> )	36.000
Pressão (mínima garantida)	(Pa)	300.000 (43.5 psia)

Na medida em que a disponibilidade de gás residual é relativamente baixa para a geração de energia, o uso de gás natural tem sido considerado necessário.

<sup>1</sup> Dados fornecidos pelo cliente.

### 1.3.2 Descrição da Vizinhança

As empresas do distrito usam gás natural, óleo combustível e gases residuais nas caldeiras industriais para alcançar a alta demanda de vapor.

Com o objetivo de se inquirir sobre a demanda total de energia e de vapor pelas indústrias vizinhas do distrito industrial de Mauá, efetuou-se contatos com as seguintes companhias :

- PQU ;
- Polibrasil ;
- Oxiteno ;
- Chevron ;
- Unipar ;
- Oxicap ;
- Refinaria de Capuava ( Recap - Petrobrás ) ;
- Poliolefinas.

Constatou-se um maior interesse pela geração de energia elétrica do que pela produção de vapor ( suprida internamente pela maioria das empresas ).

#### 1.3.2.1 Levantamento sobre a Demanda Energética da Vizinhança

A demanda de energia e de vapor das empresas vizinhas é mostrada abaixo:

**Tabela 3:** Demanda de energia e vapor das indústrias vizinhas.

Empresa	Demanda de Energia, MW	Demanda Média de Vapor, t/h
Polibrasil	10.0	17
Oxiteno	4.0	22
Unipar	2.2	50 <sup>1*</sup>
PQU	14.0	330 <sup>2*</sup>
Oxicap	12.0	não há
Chevron	2.6	não há
Cliente	2.7	não há
TOTAL ( somatório )	47.5	39

**Observação 1 :** Não se considerou a exportação de vapor para a empresa PQU por dois motivos :

- elevada pressão de vapor requerida;
- grande quantidade de vapor a ser transportada a uma longa distância .

**Observação 2 :** Não se considerou a exportação de vapor para a empresa Unipar devido à longa distância ao cliente, o que acarretaria em elevados custos de transporte e de implantação de uma estação de bombeamento .

### 1.3.3 Levantamento de Custos

Os custos envolvidos na geração de vapor das empresas vizinhas e os custos com gás natural e água, encontram-se nas tabelas abaixo.

**Tabela 4:** Levantamento dos custos de geração de vapor nas empresas vizinhas.

Empresa	Custo aproximado da geração de vapor ( R\$/ton )
Polibrasil	11,00
Oxiteno	10,00
Unipar	12,00
PQU	10,00

Desse modo, a cogeração, como meio de redução dos custos de investimento ( exportação de vapor ) e aumento de lucro, somente será viável se o vapor produzido for comercializado sob um teto de aproximadamente R\$ 10,00/ton.

Convém notar também que, para efeito de cogeração, o vapor deve ser exportado, conforme exigência dos consumidores, à pressão de 1,5 MPa (15 bar) e à temperatura de 250 °C.

#### ***Custos da água e Gás Natural***

**Tabela 5:** Levantamento de custos com gás natural ( **COMGÁS** ).

Tipo de Aplicação	Custo de gás natural ( R\$/Nm <sup>3</sup> )
Sem cogeração	0,1265
Com cogeração	0,1131

**Nota:** O preço do gás natural é estabelecido pela Comgás por base na unidade de volume.

**Tabela 6:** Levantamento de custos com água ( **SABESP** ).

Fornecedor de água	Custo (R\$ /m <sup>3</sup> )
SABESP	2,30 (atual)
Sistema de Fornecimento Privado de Água	1,13 (esperado para o ano 2000)

Considerações :

1. Atualmente, a Sabesp é responsável pelo suprimento de água à planta, sendo que, para o ano 2000, planeja-se, através de um consórcio de onze companhias do distrito, obter-se um suprimento privado de água.
2. Tendo em vista a instalação de uma nova planta, deverá ser ampliada a infraestrutura para resfriamento, desmineralização, serviço de água, entre outros.



## 1.4 Síntese de Possíveis Soluções

Das idéias levantadas no processo de "Brainstorming" selecionou-se algumas configurações de ciclos termodinâmicos possíveis para geração de energia através de gás residual e/ou gás natural na citada instalação, conforme observado na "Tabela 7" abaixo.

**Tabela 7: Síntese de Possíveis Soluções.**

<b>1 – Ciclos Rankine com Finalidade Única de Gerar Energia Elétrica</b>			
	Combustíveis Empregados		
	I	II	III
Solução A ( ciclo Rankine Convencional )	X		
Solução B ( ciclo Rankine Convencional )		X	
Solução C ( ciclo Rankine Regenerativo )		X	
Solução L ( ciclo Rankine Convencional )			X
<b>2 – Ciclos Combinados ( Brayton + Rankine ) para Geração de Energia Elétrica</b>			
	Combustíveis Empregados		
	I	II	III
Solução E ( Ciclo Combinado - configuração :1-1-1 )		X	
Solução H ( Ciclo Combinado - configuração :2-2-1 )			X
Solução I ( Ciclo Combinado - configuração :1-1-1 )			X
<b>3 – Ciclos de Turbina a Gás ( Brayton ) para Geração de Energia Elétrica</b>			
	Combustíveis Empregados		
	I	II	III
Solução G ( ciclo Brayton Convencional )		X	
Solução K ( ciclo Brayton Convencional )			X
<b>4 – Ciclos com Cogeração : Geração de Energia Elétrica + Exportação de Vapor</b>			
	Combustíveis Empregados		
	I	II	III
Solução D ( ciclo Rankine Convencional )		X	
Solução J ( Ciclo Combinado - configuração :1-1-1 )			X
<b>5 – Ciclos com Máquinas a Vapor para Geração de Energia Elétrica</b>			
	Combustíveis Empregados		
	I	II	III
Solução F ( Instalação Motora Alternada )		X	

### NOTA :

I - Utilizando somente gás residual disponível do processo.

II - Utilizando gás residual disponível e gás natural já comprado da Comgás.

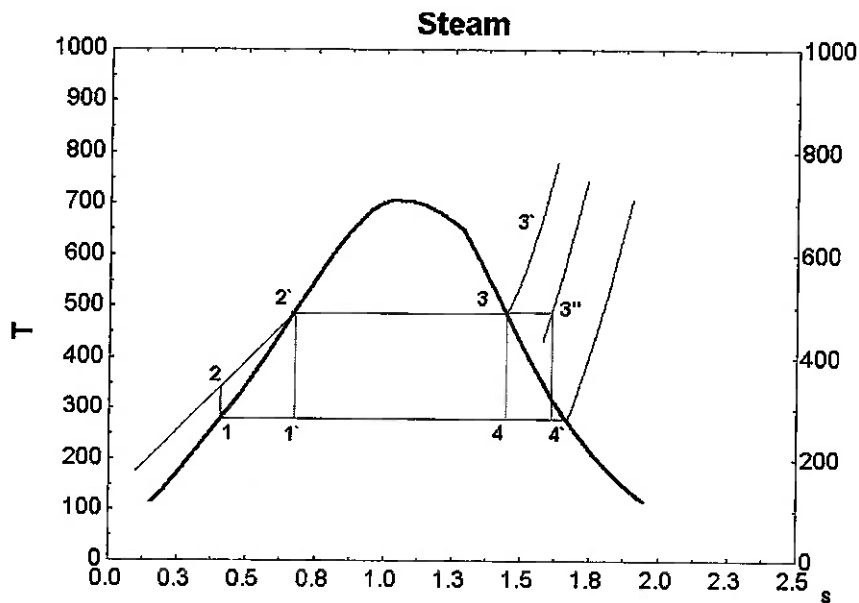
III - Utilizando gás residual disponível e uma parcela adicional ao gás natural já comprado da Comgás, que deverá ser adquirida pelo cliente.

**Observações :**

1. configuração 1-1-1 : 1 turbina a gás + 1 gerador de vapor + 1 turbina a vapor .
2. configuração 2-2-1 : 2 turbinas a gás + 2 geradores de vapor + 1 turbina a vapor .

**Considerações :**

1. Descartou-se a hipótese de se utilizar turbinas a gás queimando misturas de combustíveis como óleos pesados, apesar de existirem algumas em operação, devido à pouca experiência com gases de combustão provenientes da queima destes combustíveis no Brasil.
2. Descartou-se as soluções envolvendo um ciclo ideal de Carnot, mesmo sabendo que é o ciclo que proporciona maior eficiência termodinâmica quando um sistema opera entre dois reservatórios térmicos, devido principalmente a duas razões ( Figura 1 ) :
  - No processo de bombeamento do ciclo de Carnot, tem-se uma enorme dificuldade em se construir uma bomba que pegue o fluido em 1', uma mistura de líquido e vapor, e que forneça líquido saturado em 2', enquanto que no ciclo convencional de Rankine trabalha-se somente com líquido na bomba ;
  - No ciclo de Rankine, o vapor é superaquecido à pressão constante, enquanto que no de Carnot, a transferência de calor se dá a temperatura constante e portanto, o vapor é superaquecido no processo 3-3". Assim , nesse processo a pressão cai, significando que calor deve ser fornecido ao vapor, enquanto ele se expande realizando trabalho. Fato que, também, é muito difícil de se conseguir na prática.



**Figura 1** : Ciclos de Rankine convencional ( 1-2-2'-3-4-1 ), com superaquecimento ( 1-2-2'-3-3''-4'-1 ) e de Carnot ( 1'-2'-3-4-1' ) .

2. Devido às variações no fluxo e na composição e devido à presença de resíduos de negro de fumo no gás residual, a operação pode ser amplamente dificultada.

## 1.5. Exeqüibilidade Física

### 1.5.1 Utilizando-se somente do gás residual disponível do processo :

Conforme os dados da “Tabela 1”, a vazão volumétrica média do gás residual é de 58,984 Nm<sup>3</sup>/h e seu poder calorífico inferior médio é de 2321 kJ / Nm<sup>3</sup>. Este cenário representa uma entrada total de 38,03 MW do gás residual.

#### **Solução A : Ciclo Convencional de Rankine queimando somente gás residual**

Consiste em um ciclo convencional de Rankine com o propósito único de geração de energia, contendo um gerador de vapor, tendo como combustível somente gás residual ( disponível do processo), uma turbina a vapor, condensador e bombas.

Considerando-se a eficiência de um ciclo convencional de Rankine de aproximadamente 30 %, o uso de gás residual sem adição de gás natural permitiria uma geração de aproximadamente 11 MW.

Esta solução **não é exeqüível fisicamente** devido principalmente a duas razões :

- Considerando-se que o cliente terá um consumo interno de 2.7 MW, os 8.3 MW restantes deverão satisfazer a demanda energética das empresas vizinhas, o que vem conflitar com os dados da “Tabela 3”, que infere uma demanda total de 47.5 MW ;
- Flutuação na produção de gás residual que, conforme visto anteriormente, varia de 65% a 120% da produção média ao longo do ano, o que leva a uma baixa confiabilidade na produção energética confrontando com os interesses das empresas vizinhas.

### **5.2 Utilizando-se do gás residual disponível e do gás natural já comprado da Comgás :**

Este cenário representa uma entrada total de 38.03 MW do gás residual e 41.6 MW do gás natural ( vazão volumétrica de 4,16 Nm<sup>3</sup>/h ), praticamente 1:1.

### **Solução B : Ciclo Convencional de Rankine**

Consiste em um ciclo convencional de Rankine, com um gerador de vapor rototubular, que queima uma mistura de gás natural e gás residual ( disponível do processo), na proporção de 1:1 de potencial de energia, não havendo produção de vapor destinado ao suprimento da vizinhança ( cogeração ).

Examinando-se os componentes deste ciclo, “Figura 2”, tem-se :

**Tabela 8:** Componentes do Ciclo

Descrição do Equipamento	Qtde	Comentários sobre o Equipamento
Gerador de vapor aquotubular	1	Circulação natural de água, dotado de tambor superior isolado, de economizador, de superaquecedor e de aquecedor de ar
Turbina a vapor	1	
Condensador de vapor	1	
Desaerador	1	
Tanque de reposição de água	1	
Bomba do condensador	1	
Bomba de alimentação	1	
Trocador de Calor	1	

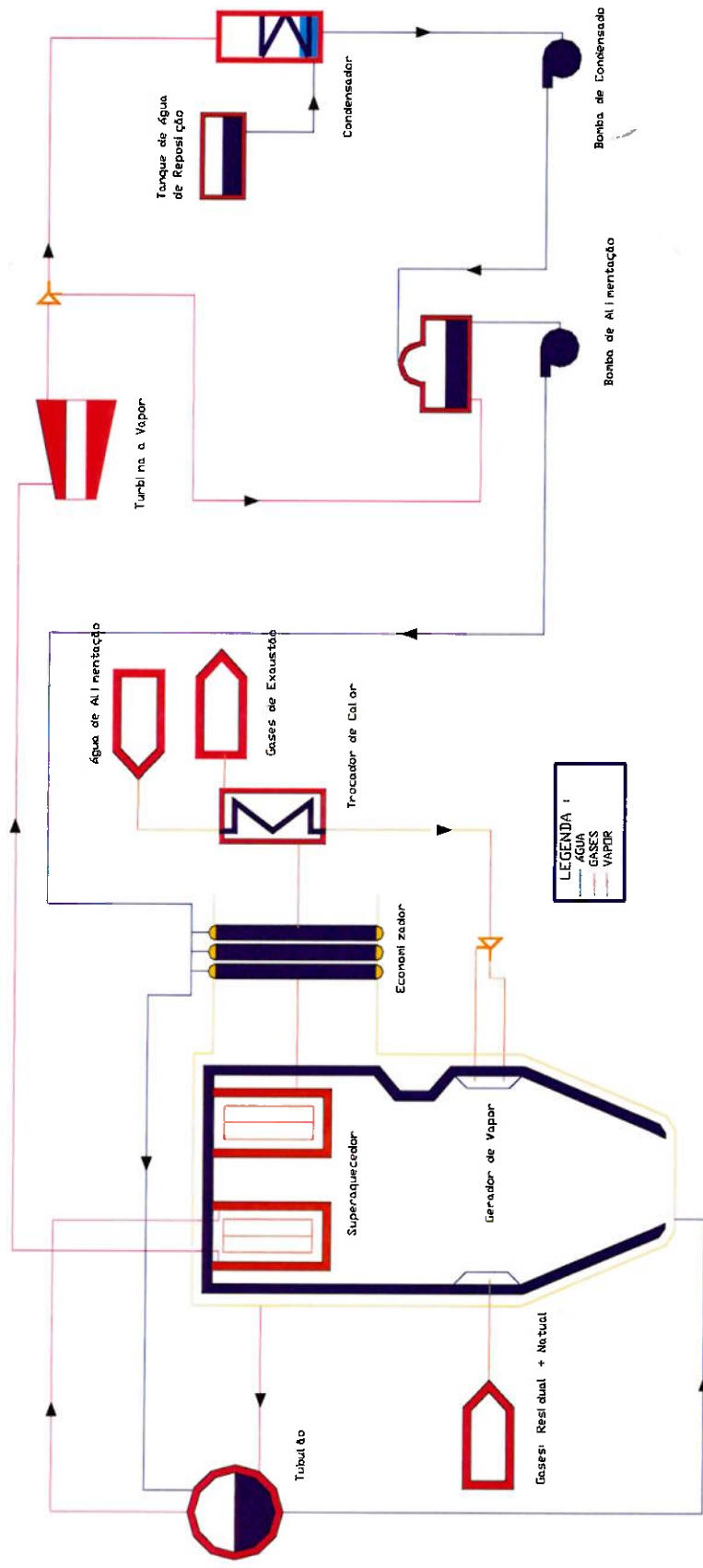
Circuito dos Gases de Combustão :

O gerador de vapor queima uma mistura combustível de gases natural e residual, de baixo poder calorífico. Os gases de combustão trocam calor com as superfícies dos tubos, evaporando a água neles contida, escoando em seguida em direção ao superaquecedor, depois para o economizador, onde fará com que a água de alimentação atinja o estado de líquido saturado ( com título zero ) e, por fim, trocará calor no aquecedor de ar, aquecendo-se os ares primário e secundário de combustão, visando-se aumentar a eficiência do ciclo e da combustão na fornalha, sendo então eliminados por efeito de tiragem.

Circuito da Água e Vapor :

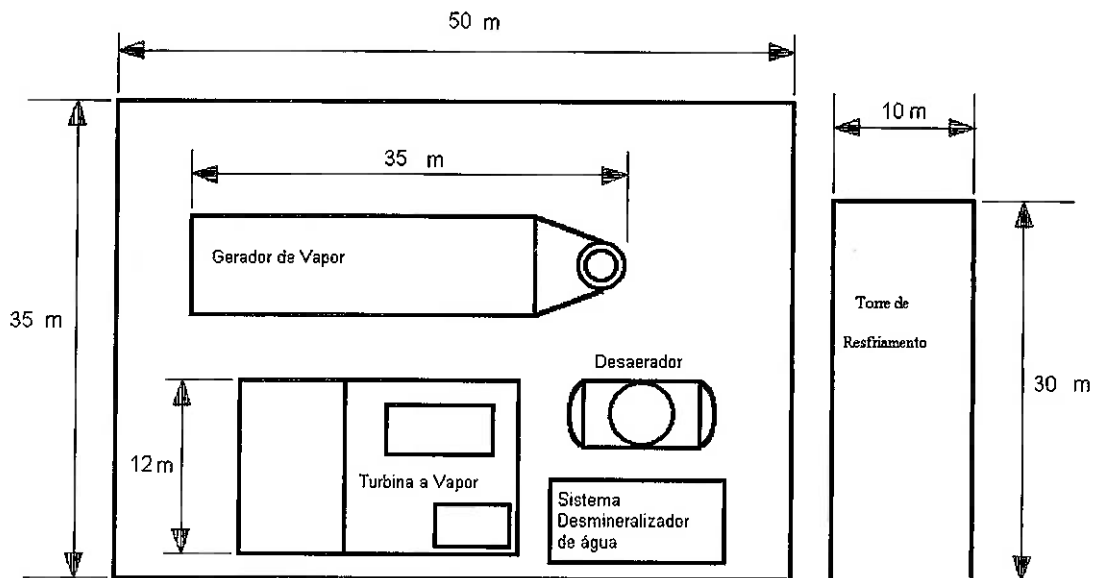
A água, após ter passado por um desaerador, onde se retirou a parcela de ar nela existente, é bombeada até o gerador de vapor, determinando sua pressão de operação. Passa então pelo economizador, atingindo o estado de líquido saturado ao trocar calor com os gases de combustão, se dirigindo então ao tambor superior, onde se evaporará ( vapor saturado ) e se superaquecerá ao passar pelo superaquecedor. Assim, o vapor superaquecido alimentará a turbina a vapor, sofrendo expansão e realizando trabalho, e posteriormente será extraído, condensando-se e, por bombeamento, retornará ao gerador, alimentando-o.

Figura 2 : Planta com Ciclo Rankine Convencional para Geração de Energia Elétrica ( Solução B ) .



Pré-layout da Instalação :

Tendo em vista a especificação da área disponível para a implantação da solução ( 35m X 65m ), na “Figura 3” abaixo tem-se uma possível disposição dos componentes da solução proposta, bem como suas dimensões aproximadas.



**Figura 3 :** Pré-layout da instalação da solução B.

Portanto, a solução B **é exeqüível fisicamente.**

### Solução C : Ciclo de Rankine Regenerativo

Consiste em um ciclo de Rankine Regenerativo, caracterizado pela extração de uma parte do vapor após ser expandido parcialmente na turbina e pelo uso de aquecedores da água de alimentação, com um gerador de vapor, que queima uma mistura de gás natural e gás residual ( disponível do processo), na proporção de 1:1 de potencial de energia, não havendo produção de vapor destinado ao suprimento da vizinhança ( cogeração ).

No ciclo de Rankine regenerativo, a água entra no gerador de vapor a uma temperatura maior do que no ciclo convencional de Rankine ( entre os pontos 2 e 2' da "figura 1" ), aumentando, conseqüentemente, a temperatura média em que o fluido é fornecido e assim, o rendimento térmico.

Examinando-se os componentes deste ciclo, "figura 4", tem-se :

**Tabela 9:** Componentes do Ciclo

Descrição do Equipamento	Qtde	Comentários sobre o Equipamento
Gerador de vapor aquotubular	1	Circulação natural de água, dotado de tambor superior isolado, de economizador, de superaquecedor e de aquecedor de ar
Turbina a vapor	1	três estágios de extração não controlada de vapor
Condensador de vapor	1	
Desaerador	1	
Tanque de reposição de água	1	
Bomba do condensador	1	
Bomba de alimentação	1	
Trocador de Calor	3	

#### Circuito dos Gases de Combustão :

O mesmo da solução B, citada acima .

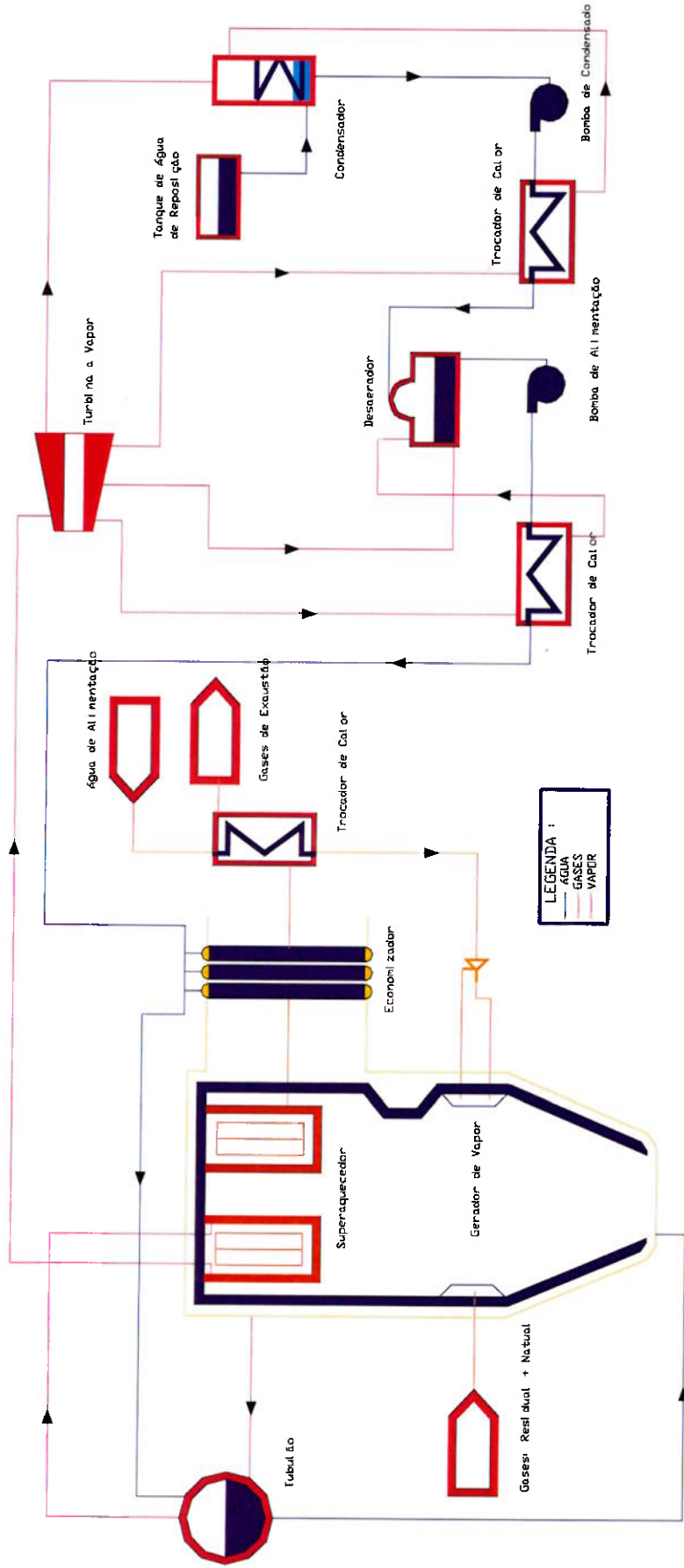


### Circuito da Água e Vapor :

A bomba de alimentação de água alimenta o gerador e determina sua pressão de operação. A água passa pelo economizador, atingindo o estado de líquido saturado ao trocar calor com os gases de combustão, se dirigindo então ao tambor superior, onde se evaporará ( vapor saturado ) e se superaquecerá ao passar pelo superaquecedor. Assim feito, o vapor alimentará a turbina a vapor, sendo extraído em três estágios, só depois a parcela restante (a menor pressão) se condensará.

O condensador, suprido por um tanque d'água, promove a condensação do vapor que sai a baixa pressão da turbina e do vapor auxiliar, proveniente do terceiro estágio de extração. Este condensado é bombeado, tendo sua temperatura elevada por um trocador de calor cujo fluido quente é o vapor de terceira extração, até o desaerador, onde se encontrará os vapores de primeira extração, ligeiramente resfriado por um trocador de calor, e o de segunda extração. No desaerador promover-se-á a extração da parcela de ar da mistura, e o líquido comprimido resultante será pré-aquecido, trocando calor com o vapor de primeira extração, e bombeado até o gerador de vapor.

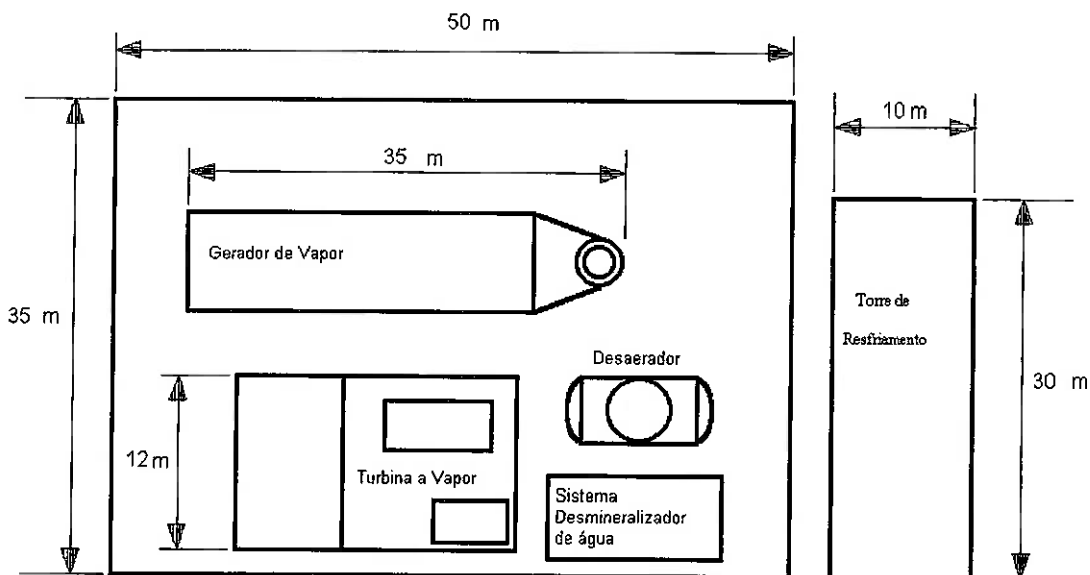
Figura 4 : Planta com Ciclo Rankine Regenerativo para Geração de Energia Elétrica ( Solução C ) .



### Pré-layout da Instalação :

Tendo em vista a especificação da área disponível para a implantação da solução ( 35m X 65m ), na “Figura 3” abaixo tem-se uma possível disposição dos componentes da solução proposta, bem como suas dimensões aproximadas.

**Observação :** Convém notar a semelhança com o pré-layout da solução anterior, visto que estas se diferenciam somente pelo fato do Ciclo Regenerativo de Rankine possuir três estágios de extração de vapor na turbina a vapor, o que implica em um maior número de trocadores de calor, enquanto que no Ciclo Convencional não há extração de vapor.



**Figura 5 :** Pré-layout da instalação da solução C.

Portanto, a solução C é **exeqüível fisicamente.**

## Solução D : Ciclo Convencional de Rankine com Cogeração

Consiste basicamente na solução B, ou seja, um ciclo convencional de Rankine com um gerador aquotubular, que queima uma mistura de gás natural com gás residual ( 1:1 ), incrementado pela produção de vapor de água. Deste modo, haverá produção de energia e vapor ( cogeração ).

Examinando-se os componentes deste ciclo, "Figura 6", tem-se :

**Tabela 10: Componentes do Ciclo**

Descrição do Equipamento	Qtde	Comentários sobre o Equipamento
Gerador de vapor aquotubular	1	Circulação natural de água, dotado de tambor superior isolado, de economizador, de superaquecedor e de aquecedor de ar
Turbina a vapor	1	
Desaerador	1	
Tanque de reposição de água	1	
Bomba de alimentação	1	
Trocador de Calor	1	

### Circuito dos Gases de Combustão :

O mesmo das soluções B e C.

### Circuito da Água e Vapor :

A bomba de alimentação fornece água ao gerador de vapor e determina sua pressão de operação. A água passa pelo economizador, atingindo o estado de líquido saturado ao trocar calor com os gases de combustão, se dirigindo então ao tambor superior, onde se evaporará ( vapor saturado ) e se superaquecerá ao passar pelo superaquecedor. Assim, o vapor superaquecido alimentará a turbina a vapor, sofrendo expansão e realizando trabalho, e posteriormente será extraído, destinando-se uma parte ao processo de fornecimento de vapor à vizinhança e a outra, passará por um desaerador,

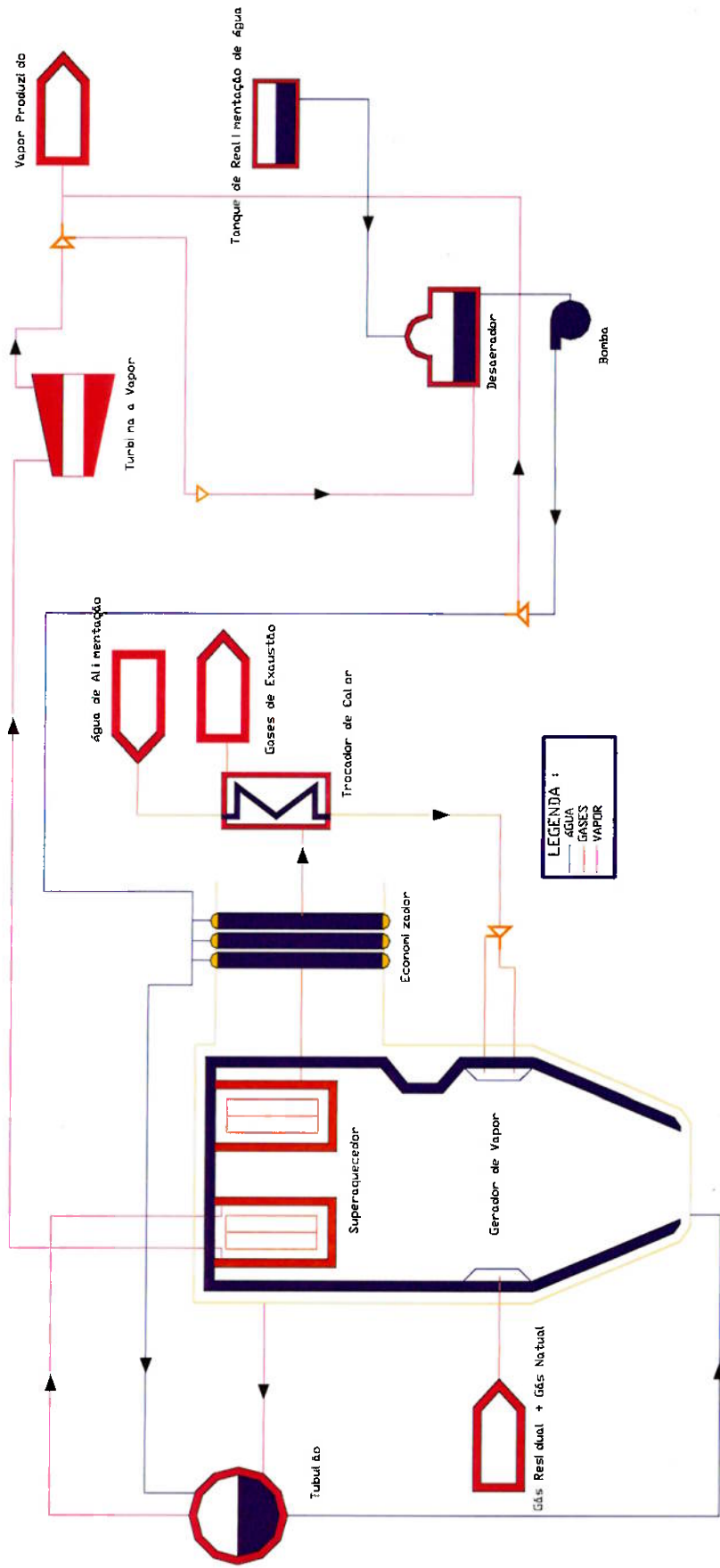
entrando em contato com a água de reposição do tanque. Essa água, por bombeamento, alimentará a gerador de vapor.

#### Pré-layout da Instalação :

A instalação empregando ciclo Convencional de Rankine com cogeração, solução D, a exemplo das soluções B e C, se enquadra às especificações, por parte do cliente, de área para sua construção (35m X 65m ). Seu pré-layout é praticamente o mesmo das soluções B e C ( Figuras 3 e 5 ).

Esta solução é **exequível fisicamente**, porém será **descartada** tendo em vista que, adotando-se a cogeração, a extração de parte do vapor que será vendido à vizinhança aliviará os custos da instalação ( será menor que o da instalação com ciclo de Rankine regenerativo ), porém haverá uma redução mais drástica de geração de energia, não suprimindo a demanda por parte das empresas vizinhas, tida como prioridade básica em relação à necessidade de vapor, conforme resultado de pesquisa visto anteriormente.

**Figura 6 : Planta com Ciclo Rankine Convencional com Cogeração ( Solução D ) .**



## Solução E : Ciclo Combinado com Geração de Energia

Consiste de um ciclo de turbina a gás combinado com um ciclo de Rankine, com a finalidade única de geração de energia a partir do aproveitamento do calor residual do fluido , a alta temperatura, proveniente da turbina a gás. A configuração básica consiste em uma turbina a gás natural, de um gerador de vapor e de uma turbina a vapor.

O gás natural será utilizado em sua maior parte na turbina a gás, não se descartando a possibilidade da queima de um pequeno resíduo deste no gerador de vapor, visando-se a estabilização da chama ou para se incrementar a geração de energia.

O gás residual, em sua totalidade, será injetado nos dutos dos queimadores.

Examinando-se os componentes deste ciclo, "Figura 8", tem-se :

**Tabela 11:** Componentes do Ciclo

Descrição do Equipamento	Qtde	Comentários sobre o Equipamento
Gerador de vapor aquotubular	1	Circulação natural de água, dotado de evaporador, de economizador, de superaquecedor e de aquecedor de ar
Turbina a gás	1	GE LM1600
Turbina a vapor	1	um estágio de extração não controlada de vapor
Torre de Resfriamento	1	
Condensador de vapor	1	
Desaerador	1	
Tanque de reposição de água	1	
Bomba do condensador	1	
Bomba de alimentação	1	
Bomba de Circulação	1	

### Circuito dos Gases de Combustão :

Os gases de combustão provenientes da turbina a gás ( Ciclo Brayton ), em cuja câmara de combustão se queima somente gás natural, são inseridos no gerador de vapor e têm a função principal de aumentar a transferência de calor

convectiva à água em seus equipamentos ( superaquecedor, evaporador e economizador ).

O gerador de vapor aquotubular queima uma mistura combustível de gases residual e natural. Desta mistura, o gás natural tem pequena participação, visto que sua maior parte é destinada ao Ciclo Brayton, e é utilizado para estabilizar a chama e incrementar a geração de energia ). Os gases provenientes da combustão na fornalha passam pelo superaquecedor , onde superaquecem o vapor d'água, seguindo para a caldeira propriamente dita ( evaporador ), onde trocam calor com as tubulações contendo água, provocando sua evaporação ( do estado de líquido saturado para o de vapor saturado ) e, em seguida, para o economizador, aquecendo a água das tubulações, que do estado de líquido comprimido passa para o de líquido saturado ( com título zero ). Por fim, os gases de combustão são eliminados na chaminé por efeito de tiragem.

#### Circuito da Água e Vapor :

A bomba de alimentação de água alimenta o gerador e determina sua pressão de operação. A água passa pelo economizador, atingindo o estado de líquido saturado ao trocar calor com os gases de combustão, se dirigindo então à caldeira propriamente dita, onde se evaporará ( vapor saturado ) e se superaquecerá ao passar pelo superaquecedor. Assim, o vapor superaquecido alimentará a turbina a vapor, sofrendo expansão e realizando trabalho.

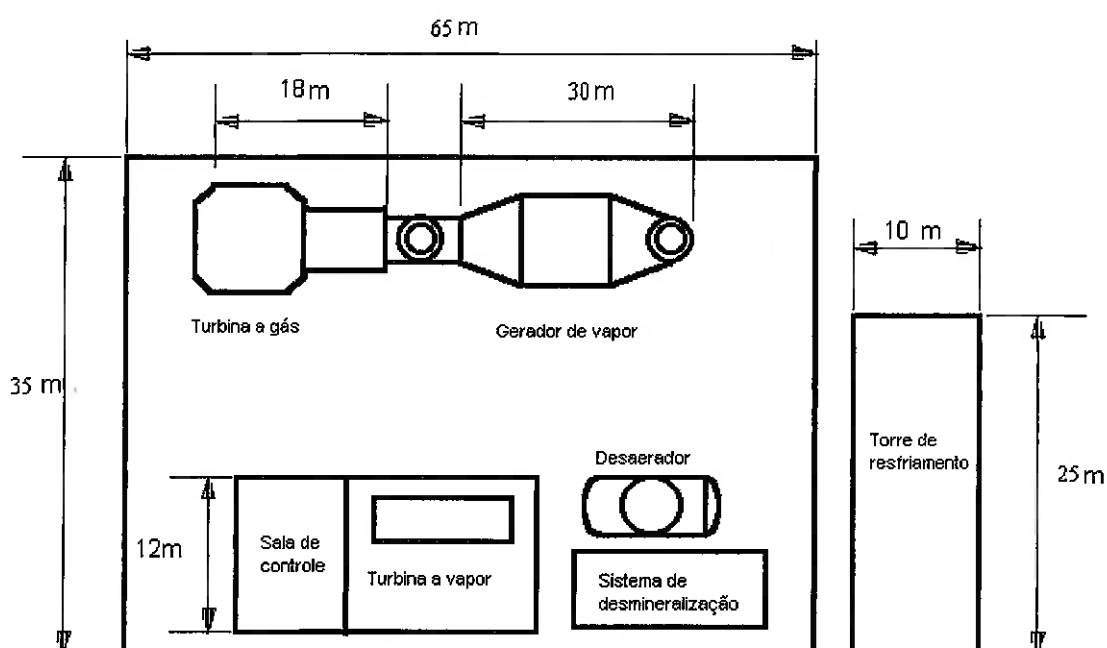
Uma parte deste vapor será extraída em um estágio intermediário da turbina, se dirigindo a um desaerador, onde sua fase líquida será adicionada à água bombeada do condensador ( no desaerador, o vapor em contracorrente com o fluxo líquido, age removendo a parcela de ar deste último ), alimentando o gerador. A outra parte do vapor se expandirá totalmente na turbina a uma pressão então inferior à do estágio anterior e se dirigirá ao condensador onde,



trocará calor com o fluxo de água, constantemente resfriado por uma torre de resfriamento. O condensado será então bombeada para o desaerador.

### Pré-layout da Instalação :

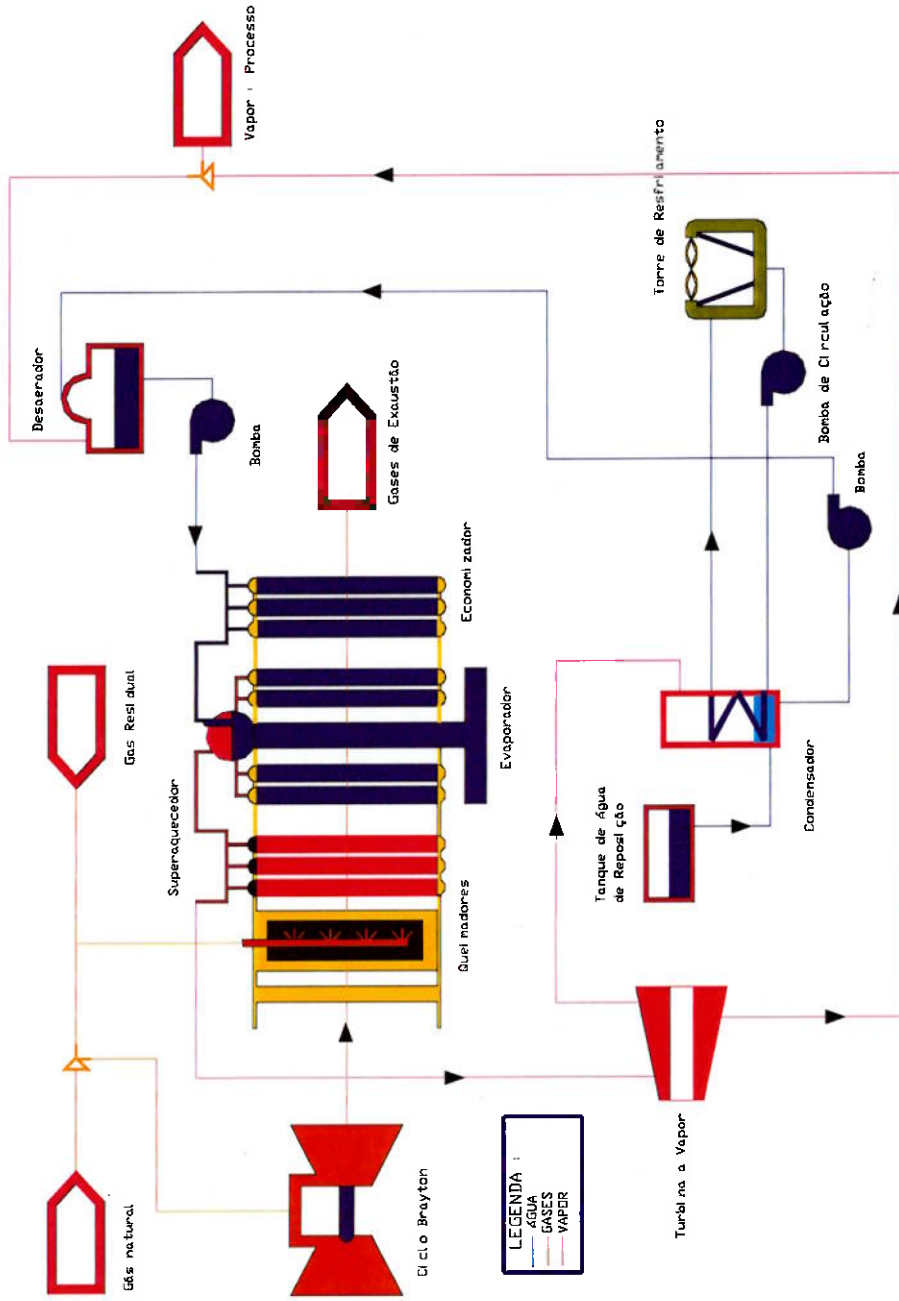
Tendo em vista a especificação da área disponível para a implantação da solução ( 35m X 65m ), na “Figura 7” abaixo tem-se uma possível disposição dos componentes da solução proposta, bem como suas dimensões aproximadas.



**Figura 7 :** Pré-layout da instalação da solução E.

Portanto, a solução E é **execúvel fisicamente**.

**Figura 8 : Planta com Ciclo Combinado para Geração de Energia Elétrica ( Solução E ) .**



## **Solução F : Instalação Motora Alternada**

Consiste em uma instalação que utiliza-se de uma série de máquinas a vapor para geração de energia, queimando uma combinação de combustíveis ( gás natural + gás residual ).

A solução F **é exeqüível fisicamente**, porém será **descartada** devido aos seguintes motivos :

- a alta umidade do gás residual, haveria a necessidade de um processo de desumidificação ;
- necessidade de resfriamento do gás residual para aproximadamente 60 °C, visto este está disponível a uma temperatura de 200 °C ;
- necessidade de compressão do gás residual, visto que este está disponível a baixa pressão ;
- necessidade de um sistema misturador de gases para se elevar o p.c.i. ;
- maior consumo de lubrificantes que máquinas de fluxos, o que eleva os custos de operação e manutenção ;
- necessidade de dispositivos como válvulas, o que encarece a solução ;
- construção mais complicada e maior dimensão que máquinas de fluxo ( turbinas a vapor ), o que significa baixa concentração de potência ;
- o emprego de máquinas a vapor deste porte para geração de energia se encontra em desuso, o que dificulta a obtenção destas máquinas.

## Solução G : Ciclo de Turbina a Gás

Consiste em um ciclo aberto convencional de turbina a gás (ciclo Brayton) utilizando-se de uma mistura de combustíveis ( gás natural e gás residual do processo ).

Esta solução é **exeqüível fisicamente**, porém deve-se ressaltar os seguintes pontos :

- O ciclo Brayton aberto simples apresenta uma eficiência térmica inferior ao do ciclo convencional de Rankine [ Wylen & Sonntag - 95] ;
- O rendimento do ciclo-padrão Brayton é função da relação de pressão isentrópica na entrada e saída da turbina, o que implica que para se obter um rendimento elevado, deve-se aumentar o quociente da pressão de entrada pela de saída, ou seja, deve-se aumentar a expansão do vapor ;
- Grande trabalho requerido no compressor, comparado com o trabalho da turbina, pois o compressor pode necessitar de 40% a 80% da potência desenvolvida na turbina. Consideradas as perdas do ciclo real, irreversibilidades no compressor, turbina e perdas de carga nas passagens do fluido, sabe-se que o rendimento global diminui rapidamente com a diminuição das eficiências do compressor e da turbina. Assim, se as eficiências caírem abaixo de aproximadamente 60% todo o trabalho da turbina será necessário para acionar o compressor e o rendimento global será zero, o que vem contrastar com o fato de que, no ciclo de Rankine, é necessário somente 1% ou 2% do trabalho da turbina para se acionar a bomba [ Wylen & Sonntag - 95] ;
- A operação pode ser complicada por variações no fluxo e na composição e por resíduos de negro de fumo no gás residual.

### **1.5.3 Utilizando-se de gás residual disponível do processo e de uma parcela adicional de gás natural, que deverá ser comprada da Comgás :**

Este cenário representa uma entrada de 38.03 MW do gás residual e de outra parcela adicional proveniente do gás natural.

#### **Solução H : Ciclo Combinado 2-2-1**

Consiste de um ciclo de potência combinado ( Ciclo Brayton + Rankine ) com a finalidade única de geração de energia, com a configuração 2-2-1, ou seja, com duas turbinas a gás natural, dois geradores de vapor aquotubulares e de uma turbina a vapor. Neste ciclo, o resfriamento dos gases de exaustão da turbina a gás é a fonte de energia para o processo de transferência de calor com mudança de fase (ebulição) e superaquecimento do vapor gerado.

**Observação :** Deve-se atentar para o fato de se evitar que a temperatura dos gases atinja a temperatura de mudança de fase do vapor sem que se tenha transferido a quantidade de energia necessária para que o processo de evaporação esteja completo ( ponto de pinça ) [ Wylen & Sonntag - 95] .

O gás natural será utilizado em sua maior parte como combustível das turbinas a gás, não se descartando a possibilidade de sua queima, em menor proporção em relação ao gás residual, nos geradores de vapor, visando-se a estabilização da chama e o incremento de geração de energia.

O gás residual, em sua totalidade, será injetado em dois sistemas de dutos dos queimadores ( um par cada gerador ), reduzindo-se portanto a complexidade do sistema de queimadores.

Embora a configuração 2-2-1 tenha um custo de investimento maior que a 1-1-1, para a mesma capacidade de geração de energia, convém ressaltar que é mais confiável e menos sensível à variação da produção de gás residual.

Examinando-se os componentes deste ciclo, “Figura 10”, tem-se :

**Tabela 12: Componentes do Ciclo**

Descrição do Equipamento	Qtde	Comentários sobre o Equipamento
Gerador de vapor aquotubular	2	Circulação natural de água, dotado de evaporador, de economizador, de superaquecedor e de aquecedor de ar
Turbina a gás	2	GE LM2500
Turbina a vapor	1	um estágio de extração não controlada de vapor
Torre de Resfriamento	1	
Condensador de vapor	1	
Desaerador	1	
Tanque de reposição de água	1	
Bomba do condensador	1	
Bomba de alimentação	2	
Bomba de Circulação	1	

#### Circuito dos Gases de Combustão :

O mesmo circuito dos gases de combustão da “solução E ”, diferindo apenas no fato de que, nesta solução, tem-se dois circuitos, ou seja, um para cada “conjunto” turbina a gás + gerador de vapor aquotubular .

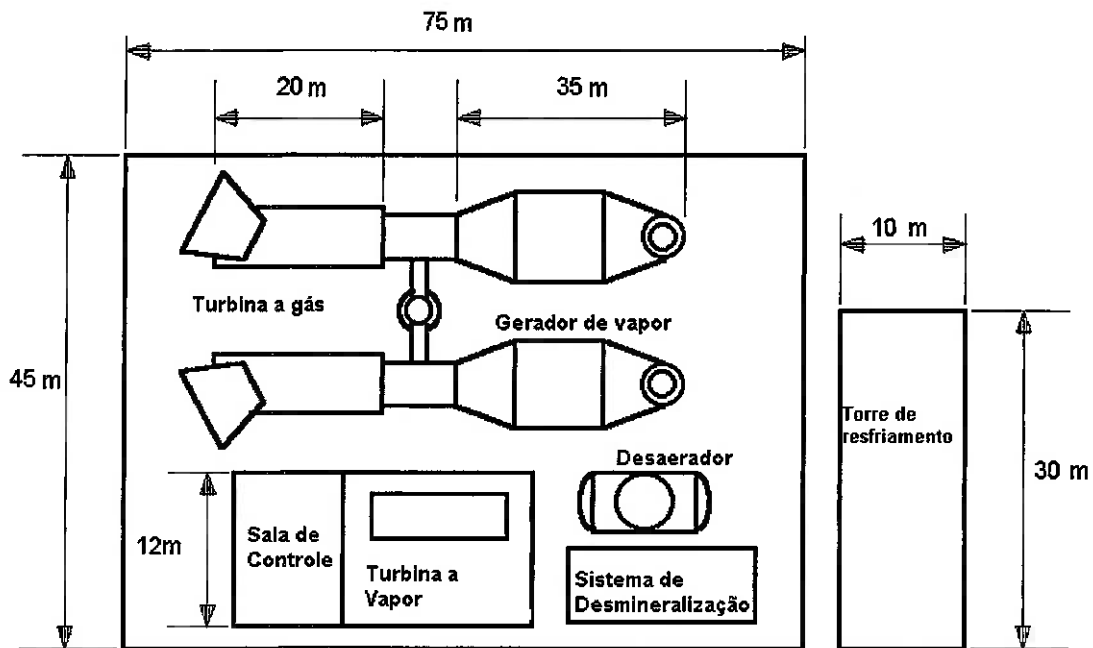
#### Circuito da Água e Vapor :

O mesmo circuito da “ solução E “, diferindo apenas pelo fato de, ao passar pelo desaerador, este fluxo se dividir para cada bomba de alimentação, responsável pelo fornecimento de água para determinado gerador de vapor .

#### Pré-layout da Instalação :

Tendo em vista a especificação da área disponível para a implantação da solução ( 35m X 65m ), na “Figura 9” abaixo apresenta-se uma possível disposição dos componentes da solução proposta, bem como suas dimensões

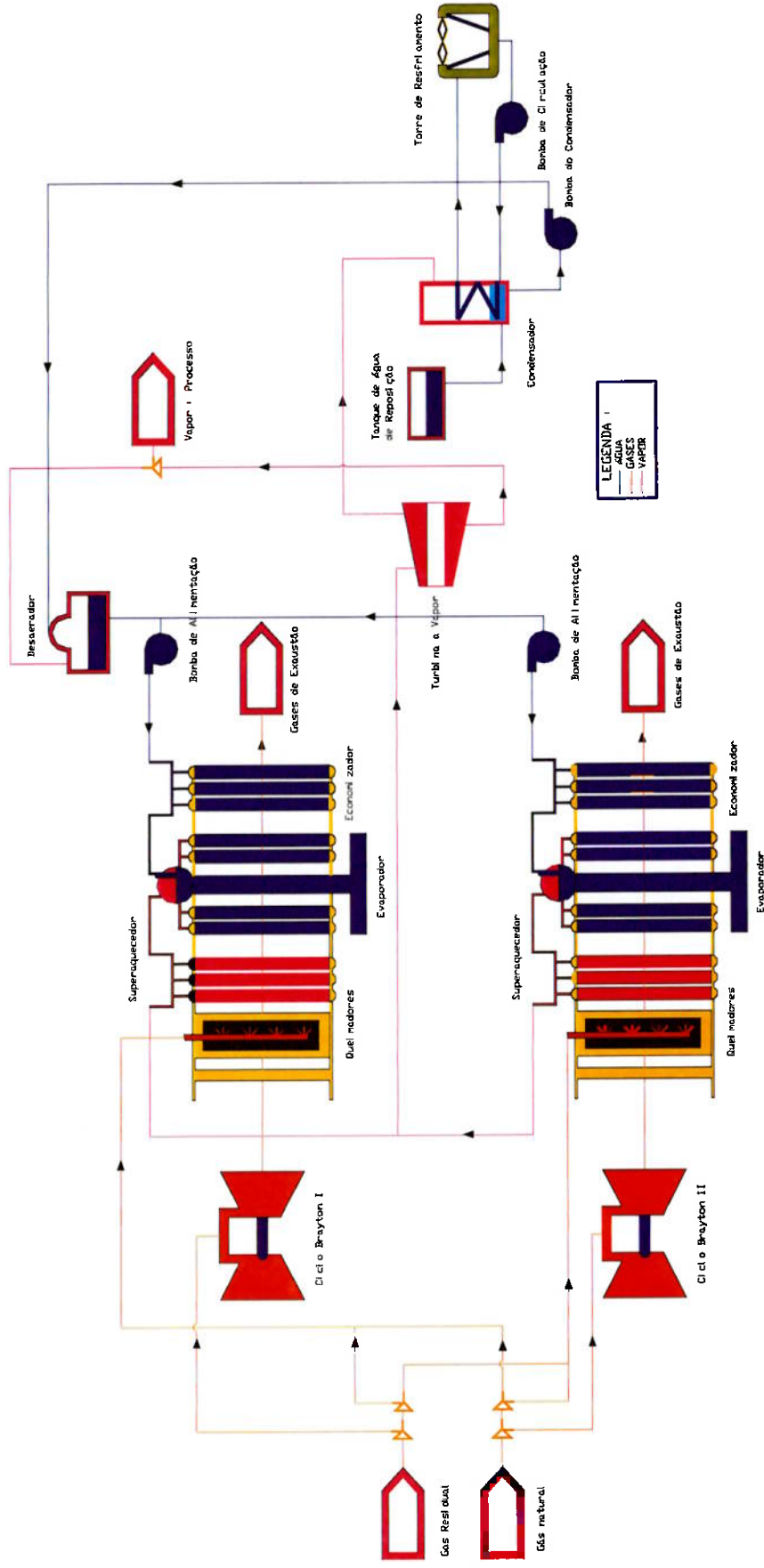
aproximadas. A instalação empregando ciclo Combinado na configuração 2-2-1 requer, para sua construção, área adicional, conforme discutido anteriormente.



**Figura 9 :** Pré-layout da Instalação da solução H.

Portanto, a solução H **é exeqüível fisicamente.**

Figura 10 : Planta com Ciclo Combinado "2-2-1" para Geração de Energia Elétrica ( Solução H ).





## Solução I : Ciclo Combinado 1-1-1

Consiste de um ciclo de turbina a gás combinado com um ciclo de Rankine, com a finalidade única de geração de energia a partir do aproveitamento do calor residual do fluido , a alta temperatura, proveniente da turbina a gás. A configuração básica consiste em uma turbina a gás natural, de um gerador de vapor e de uma turbina a vapor ( 1-1-1 ).

O gás natural será utilizado em sua maior parte na turbina a gás, não se descartando a possibilidade da queima de um pequeno resíduo deste no gerador de vapor, visando-se a estabilização da chama ou para se incrementar a geração de energia.

O gás residual, em sua totalidade, será injetado nos dutos dos queimadores.

Examinando-se os componentes deste ciclo, "Figura 12", tem-se :

**Tabela 13:** Componentes do Ciclo.

Descrição do Equipamento	Qtde	Comentários sobre o Equipamento
Gerador de vapor aquotubular	1	Circulação natural de água, dotado de evaporador, de economizador, de superaquecedor e de aquecedor de ar
Turbina a gás	1	GE LM6000
Turbina a vapor	1	um estágio de extração não controlada de vapor
Torre de Resfriamento	1	
Condensador de vapor	1	
Desaerador	1	
Tanque de reposição de água	1	
Bomba do condensador	1	
Bomba de alimentação	1	
Bomba de Circulação	1	

### Circuito dos Gases de Combustão :

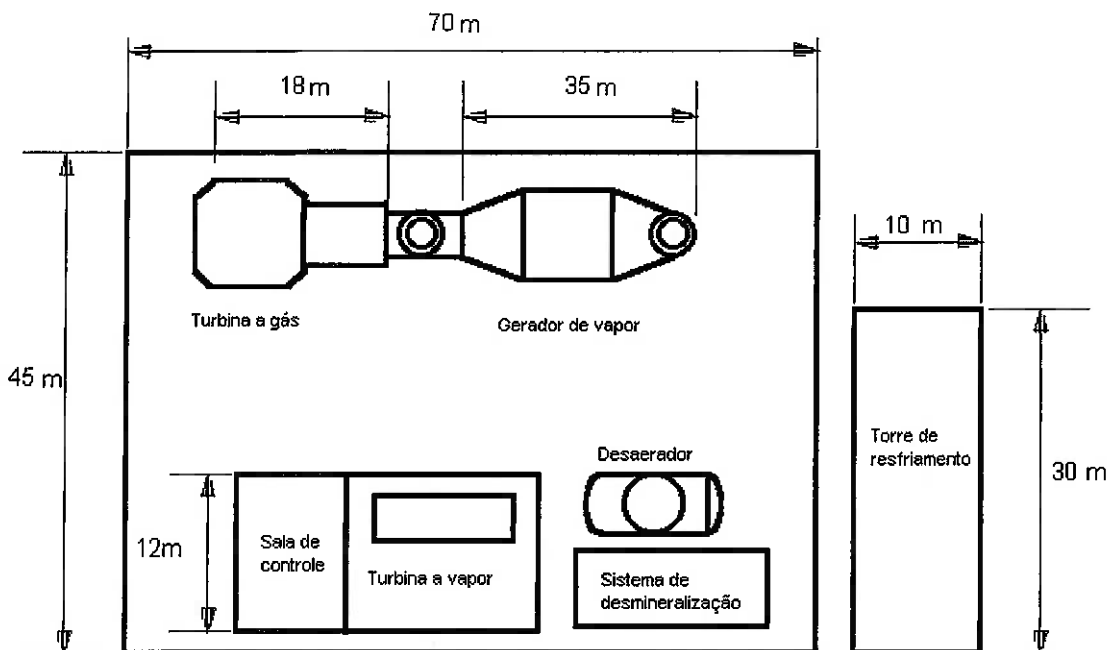
O mesmo circuito dos gases de combustão da “solução E ”, diferindo apenas no fato de que, nesta solução, tem-se maior participação de gás natural.

### Circuito da Água e Vapor :

O mesmo circuito da “ solução E “.

### Pré-layout da Instalação :

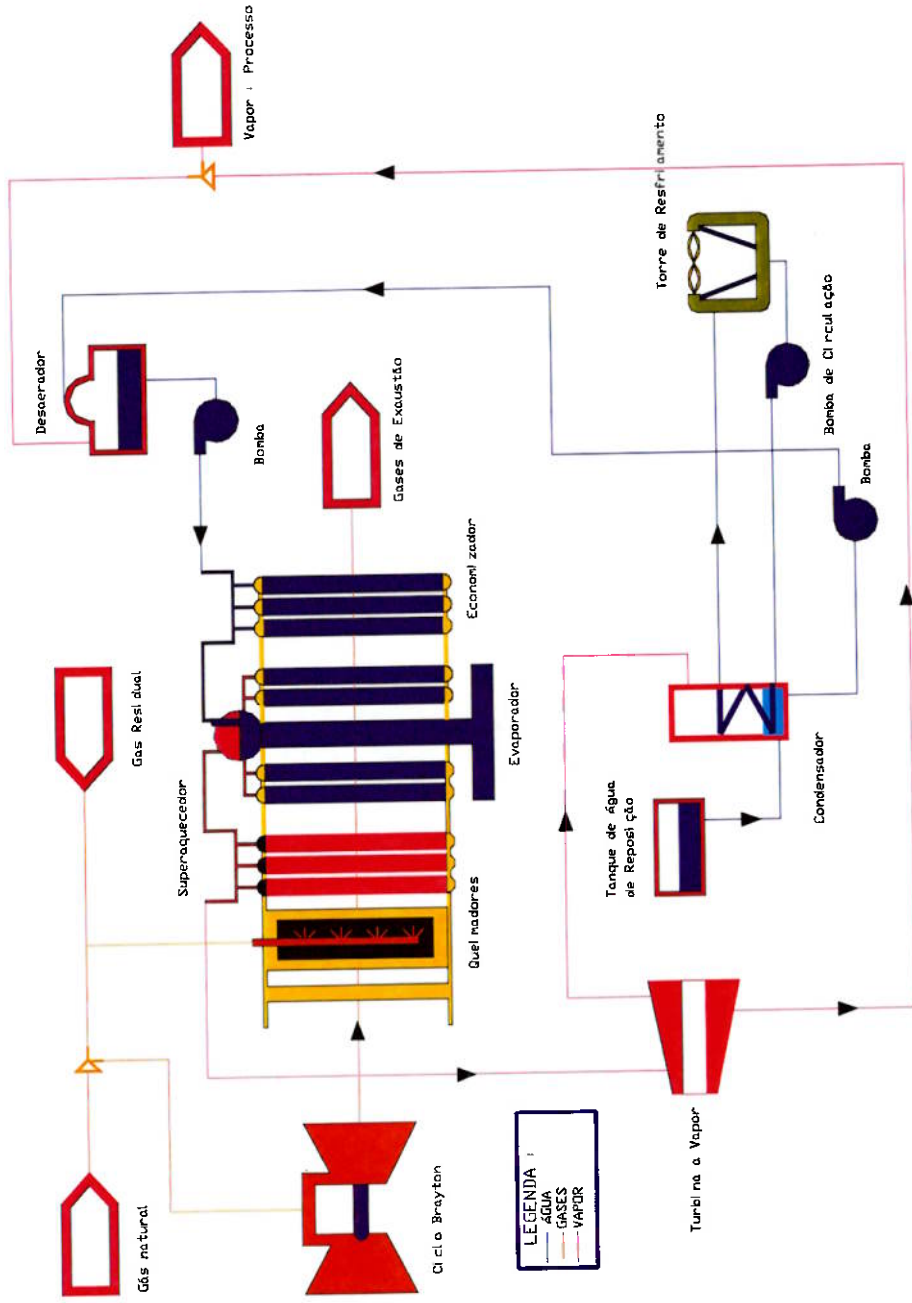
Tendo em vista a especificação da área disponível para a implantação da solução ( 35m X 65m ), na “Figura 11” abaixo apresenta-se uma possível disposição dos componentes da solução proposta, bem como suas dimensões aproximadas. A instalação empregando ciclo Combinado na configuração 2-2-1 requer, para sua construção, área adicional, conforme discutido anteriormente.



**Figura 11 :** Pré-layout da Instalação da “solução I”.

Portanto, a solução I é **exeqüível fisicamente**.

Figura 12 : Planta com Ciclo Combinado "1-1-1" para Geração de Energia Elétrica ( Solução I ).



## Solução J : Ciclo Combinado com Cogeração

Consiste de um ciclo combinado com cogeração ( geração de energia + produção de vapor ), cuja configuração básica consiste em uma turbina a gás natural e um gerador de vapor .

Examinando-se os componentes deste ciclo, “Figura 13”, tem-se :

**Tabela 14:** Componentes do Ciclo.

Descrição do Equipamento	Qtde	Comentários sobre o Equipamento
Gerador de vapor aquotubular	1	Circulação natural de água, dotado de evaporador, de economizador, de superaquecedor e de aquecedor de ar
Turbina a gás	1	GE LM6000
Turbina a vapor	1	um estágio de extração não controlada de vapor
Torre de Resfriamento	1	
Desaerador	1	
Tanque de reposição de água	1	
Bomba de alimentação	1	
Bomba de Circulação	1	

### Circuito dos Gases de Combustão :

O mesmo circuito dos gases de combustão da “solução E ”.

### Circuito da Água e Vapor :

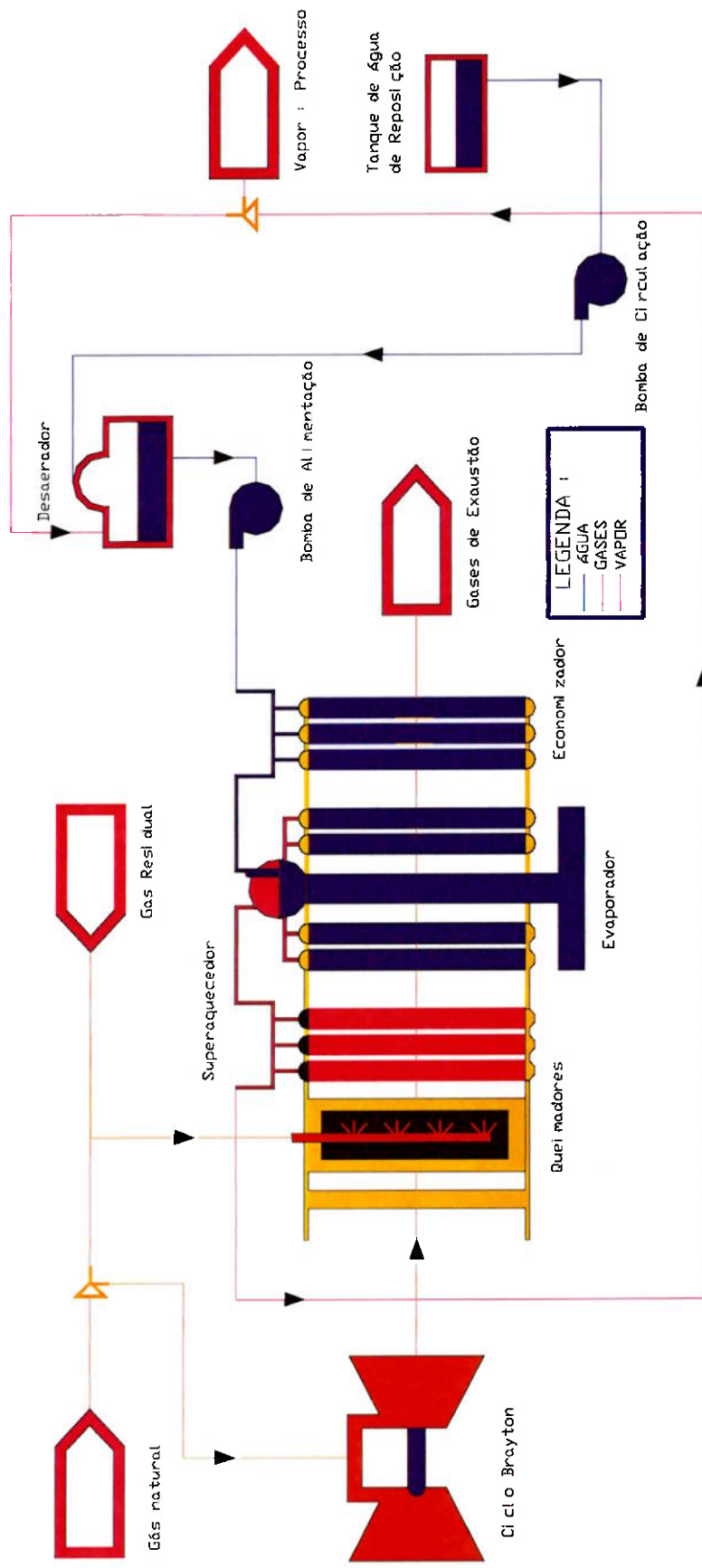
A bomba de alimentação de água alimenta o gerador e determina sua pressão de operação. A água passa pelo economizador, atingindo o estado de líquido saturado ao trocar calor com os gases de combustão, se dirigindo então à caldeira propriamente dita, onde se evaporará ( vapor saturado ) e se superaquecerá ao passar pelo superaquecedor. Assim, o vapor superaquecido será extraído, destinando-se uma parte ao processo de fornecimento de vapor à vizinhança e a outra, passará por um desaerador, entrando em contato com a água de reposição do tanque. Essa água, por bombeamento, alimentará a gerador de vapor.

### Pré-layout da Instalação :

Praticamente o mesmo da “solução I “, excetuando-se a área destinada à turbina a vapor.

Adotando-se a cogeração e com uma maior proporção de energia de entrada (potencial) do gás natural que a do gás residual, a extração de parte do vapor que será vendido à vizinhança aliviará os custos e, mesmo havendo uma redução na geração de energia, a demanda por parte das empresas vizinhas, tida como prioridade básica em relação à necessidade de vapor, será suprida, o que torna esta solução **exeqüível fisicamente**.

Figura 13 : Planta com Ciclo Combinado com Cogeração ( Solução J ).



## Solução K : Ciclo Brayton ( turbina a gás )

Consiste em um ciclo aberto convencional de turbina a gás (ciclo Brayton) utilizando-se de uma mistura de combustíveis ( 20% de gás natural e 80% de gás residual do processo, na base volumétrica ).

Esta solução é **exeqüível fisicamente**, porém deve-se ressaltar os seguintes pontos :

- O ciclo Brayton aberto simples apresenta uma eficiência térmica inferior ao do ciclo convencional de Rankine ;
- O rendimento do ciclo-padrão Brayton é função da relação de pressão isentrópica na entrada e saída da turbina, o que implica que para se obter um rendimento elevado, deve-se aumentar o quociente da pressão de entrada pela de saída, ou seja, deve-se aumentar a expansão do vapor [ Wylen & Sonntag - 95 ] ;
- Grande trabalho requerido no compressor, comparado com o trabalho da turbina, pois o compressor pode necessitar de 40% a 80% da potência desenvolvida na turbina. Consideradas as perdas do ciclo real, irreversibilidades no compressor, turbina e perdas de carga nas passagens do fluido, sabe-se que o rendimento global diminui rapidamente com a diminuição das eficiências do compressor e da turbina. Assim, se as eficiências caírem abaixo de aproximadamente 60% todo o trabalho da turbina será necessário para acionar o compressor e o rendimento global será zero, o que vem contrastar com o fato de que, no ciclo de Rankine , é necessário somente 1% ou 2% do trabalho da turbina para se acionar a bomba [ Wylen & Sonntag - 95 ] ;
- A operação pode ser complicada por variações no fluxo e na composição e por resíduos de negro de fumo no gás residual.

## **Solução L : Ciclo Convencional de Rankine**

Consiste em um ciclo convencional de Rankine destinado somente à geração de energia.

Esta solução é **exeqüível fisicamente**, porém será **descartada** devido ao fato de que um ciclo Rankine com uma turbina a vapor somente se justificará técnico-economicamente se, em termo potenciais, houver uma proporção de 1:1 entre os gases residuais e natural. Quanto maior for a participação de gás natural, mais atraente e economicamente viável será a utilização de uma turbina a gás.

### **1.6. Viabilidade Econômica**

Foram levantados os preços dos principais equipamentos para as diferentes alternativas propostas. As tabelas abaixo mostram estes preços em milhões de dólares referente à data de Janeiro de 98.

As estimativas de preços são preliminares e realizadas pelos fabricantes dos equipamentos. A maioria dos equipamentos pode ser comprada no Brasil por fabricantes ou representantes locais.

As turbinas a gás devem ser importadas num pacote fechado e os preços levantados não incluem taxas de importação.

**Observação :** Esse levantamento de custo inicial só leva em conta o preço dos principais equipamentos, não levando em consideração os custos com transporte, construção civil, instalação dos equipamentos, engenharia e gerenciamento do empreendimento.



Soluções que passaram na etapa de Exequibilidade Física e terão seus preços levantados :

- B : Ciclo convencional de Rankine com uma turbina a vapor ;
- C : Ciclo de Rankine Regenerativo com uma turbina a vapor ;
- E : Ciclo combinado com uma turbina a gás, uma caldeira de recuperação e turbina a vapor ;
- G : Ciclo Brayton ;
- H : Ciclo combinado com duas unidades de turbina a gás com caldeiras de recuperação e uma turbina a vapor ;
- I : Ciclo combinado com uma turbina a gás, uma caldeira de recuperação e turbina a vapor ;
- J : Ciclo combinado com Cogeração com uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação ;
- K : Ciclo Brayton ;

**Utilizando-se do gás residual disponível e do gás natural já comprado da Comgás :**

**Tabela 15: Preços de Equipamentos para as soluções B e C.**

Equipamentos	Preço ( milhões de US\$)	Principais Fabricantes
1 Gerador de vapor convencional	7,0	Asvotec, Confab, DZ
1 Turbina a Vapor	4,6	ABB / AKZ, Siemens, Dedini
<b>Total Equipamento</b>	<b>11,6</b>	

**Tabela 16:** Preços de Equipamentos para a solução E .

Equipamentos	Preço ( milhões US\$)	Principais Fabricantes
1 Turbinas a Gás	10,0	Stewart & Stevenson MEP
1 Geradores de Vapor	7,0	Asvotec, Confab, DZ
1 Turbina a Vapor	4,6	ABB / AKZ, Siemens, Dedini
<b>Total Equipamento</b>	<b>21,6</b>	

**Tabela 17:** Preços de Equipamentos para a solução G .

Equipamentos	Preço ( milhões US\$)	Principais Fabricantes
1 Turbinas a Gás	<b>13,0</b>	Westinghouse

A análise das tabelas acima permite concluir que, queimando-se gás residual disponível e gás natural já comprado da Comgás, as soluções que empregam ciclo Rankine são mais viáveis economicamente, enquanto que na solução E ( ciclo combinado ) gastaria-se praticamente o dobro só com equipamentos e na solução G, somente o preço da turbina a gás já ultrapassa a estimativa dos preços dos equipamentos nos ciclos Rankine.

**Utilizando-se de gás residual disponível do processo e de uma parcela adicional ao gás natural da Comgás, que deverá ser comprada pelo cliente :**

**Tabela 18:** Preços de Equipamentos para a solução H.

Equipamentos	Preço (milhões US\$)	Principais Fabricantes
2 Turbinas a Gás	18,5	Stewart & Stevenson MEP
2 Geradores de Vapor	15,0	Asvotec, Confab, DZ
1 Turbina a Vapor	6,2	ABB / AKZ, Siemens, Dedini
<b>Total Equipamento</b>	<b>41,5</b>	

**Tabela 19:** Preços de Equipamentos para a solução I .

Equipamentos	Preço ( milhões US\$)	Principais Fabricantes
1 Turbinas a Gás	12,5	Stewart & Stevenson MEP
1 Geradores de Vapor	6,6	Asvotec, Confab, DZ
1 Turbina a Vapor	6,0	ABB / AKZ, Siemens, Dedini
<b>Total Equipamento</b>	<b>25,1</b>	

**Tabela 20:** Preços de Equipamentos para a solução J.

Equipamentos	Preço ( milhões US\$)	Principais Fabricantes
1 Turbinas a Gás	12,5	Stewart & Stevenson MEP
1 Geradores de Vapor	6,6	Asvotec, Confab, DZ
<b>Total Equipamento</b>	<b>19,1</b>	

**Tabela 21:** Preços de Equipamentos para a solução K .

Equipamentos	Preço ( milhões US\$)	Principais Fabricantes
1 Turbinas a Gás : modelo 251B21	<b>18,0</b>	Westinghouse

A análise da viabilidade econômica das soluções apresentadas nas tabelas 17 a 20 permite concluir que, no caso de se queimar gás residual disponível e gás natural adicional ao já adquirido da Comgás, somente a solução H é inviável economicamente.

**Observação :** Outros Equipamentos que deverão ser utilizados para a implantação das soluções, cujos preços não foram pesquisados em virtude de representarem pequena porcentagem do preço dos equipamentos acima :

- Condensador ;
- bombas de alimentação de água para o gerador de vapor ;
- bomba para o condensador ;
- economizador ;

- torre de resfriamento ;
- sistema de desmineralização ;
- sistema de supervisão e controle.

### **1.7 Viabilidade Financeira**

Embora exista programas de financiamento, partiu-se do princípio de que a firma dispõe de recursos financeiros para a execução do processo (custo de projeto, compra, instalação e manutenção de equipamentos, contratação e treinamento de pessoal ...), portanto o projeto é viável financeiramente.

### **1.8 Conclusão**

Deste estudo de viabilidade resultam as seguintes soluções consideradas viáveis para o projeto:

- B : Ciclo convencional de Rankine com uma turbina a vapor .
- C : Ciclo de Rankine Regenerativo com uma turbina a vapor .
- I : Ciclo combinado com uma turbina a gás, uma caldeira de recuperação e turbina a vapor.
- J : Ciclo combinado com Cogeração com uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação.
- K : Ciclo Brayton.

## 2. Projeto Básico

O projeto básico, em um ciclo de projetos, tem a função de prover um maior detalhamento da solução ( ou soluções ) escolhida como sendo a “mais apta”, mediante levantamento de uma matriz de decisão envolvendo as soluções que foram consideradas viáveis na etapa anterior ( Análise de Viabilidade ).

### 2.1 Seleção da melhor alternativa

A seleção da melhor alternativa será feita através de uma matriz de decisão onde serão atribuídas notas de 1 a 5 a cada um dos atributos em consideração. Aos atributos serão atribuídos pesos, cuja soma total vale 1. Abaixo serão considerados os vários atributos adotados:

1 - **Eficiência:** considera-se a eficiência energética da instalação como sendo a taxa de energia elétrica gerada em função do combustível consumido. Convém notar que, em caso de cogeração, deve-se considerar a energia envolvida na geração de vapor, exportado à vizinhança ;

2 - **Durabilidade:** em se tratando de um equipamento de valor elevado e essencial para o funcionamento da empresa, deve se manter funcional pelo maior tempo possível ;

3 - **Confiabilidade:** dado que o objetivo principal é a geração de energia para a planta e vizinhança, é imprescindível que não ocorram falhas repentinas ;

4 - **Facilidade e simplicidade de manutenção e instalação:** visto que o equipamento requer manutenções periódicas, estas devem ser realizadas da maneira mais fácil e rápida possível;

5 - **Espaço requerido:** como o equipamento será instalado em uma planta já em operação, o espaço requerido deve ser compatível com o espaço físico disponível;

6 - **Consumo de água:** como o equipamento utiliza água para realizar as suas funções, seu consumo deve ser considerado pois implica em uma fonte de custo;

7 - **Custo de implantação:** como o preço é um dos fatores que implicam na escolha do cliente, o produto deverá ter o menor preço possível;

8 - **Custo de operação:** como o funcionamento requer custos constantes, é um fator importante no cômputo do custo total;

9 - **Custo de manutenção:** a manutenção é importante para a durabilidade do produto, portanto é um fator que deve ser observado.

Conforme se observa na matriz de decisão abaixo, e devido a um “possível empate técnico”, adotou-se, para desenvolvimento do projeto básico, as alternativas “C” e “I”, que, posteriormente, serão confrontadas técnico-economicamente.

**Tabela 22:** Matriz de decisão.

Atributo	Peso (P)	Alt. B		Alt. C		Alt. I		Alt. J		Alt. K	
		nota (N)	NxP	Nota (N)	NxP	nota (N)	NxP	nota (N)	NxP	nota (N)	NxP
<b>Eficiência</b>	0,25	3	0,75	4	1	5	1,3	4	1	2	0,5
<b>Durabilidade</b>	0,05	4	0,2	4	0,2	4	0,2	4	0,2	3	0,15
<b>Confiabilidade</b>	0,15	3	0,45	3	0,5	4	0,6	3	0,5	3	0,45
<b>Facilidade de manut. e instalação</b>	0,08	4	0,32	4	0,3	3	0,2	2	0,2	5	0,4
<b>Espaço requerido</b>	0,1	4	0,4	4	0,4	3	0,3	3	0,3	5	0,5
<b>Consumo de água</b>	0,07	4	0,28	4	0,3	3	0,2	2	0,1	4	0,28
<b>Custo de implantação</b>	0,1	4	0,4	4	0,4	3	0,3	2	0,2	4	0,4
<b>Custo de operação</b>	0,1	5	0,5	5	0,5	4	0,4	3	0,3	2	0,2
<b>Custo de manutenção</b>	0,1	5	0,5	4	0,4	4	0,4	3	0,3	3	0,3
<b>Total</b>	<b>1,0</b>		<b>3,8</b>		<b>4,0</b>		<b>3,9</b>		<b>3,1</b>		<b>3,2</b>

## 2.2 Dados de entrada para a execução do projeto

Os dados de projetos são os mesmos apresentados no estudo de viabilidade ( Tabelas 1 e 2 ), somente com um maior detalhamento.

**Tabela 23:** Dados referentes às condições ambientais utilizados na simulação<sup>2</sup>

<b>Condições Ambiente Locais</b>	
Temperatura Ambiente	25 °C
Pressão Absoluta	94 kPa
Entalpia	9,59 kJ/kg
Umidade Relativa do Ar	75%
Peso Molecular do Ar	28,69
Temperatura de Bulbo Seco	21,6 °C
Temperatura de Bulbo Úmido	20,3 °C
Elevação Equivalente	628,8 m

## 2.3 Considerações sobre o ciclo de Rankine Regenerativo

O ciclo de Rankine regenerativo envolve o pré-aquecimento da água de alimentação do gerador de vapor através da mistura com vapor extraído da turbina. O ponto significativo desta alteração do ciclo convencional é o aumento da temperatura média de fornecimento de calor, ou seja, a redução do calor que deve ser fornecido pelo gerador de vapor, obtida com a elevação da temperatura da água de alimentação, compensa uma pequena redução de potência gerada na turbina, associada à redução da vazão de vapor.

Existem dois tipos de pré-aquecedores de água: o aquecedor de mistura e o de superfície.

O primeiro tipo de aquecedor é um trocador de calor onde o vapor de extração e a água de alimentação entram em contato direto e, conseqüentemente, devem estar



a mesma pressão, resultando em uma corrente de água a temperatura abaixo da de saturação.

Um aquecedor de contato direto normalmente pode ser utilizado como um desaerador, tendo duplo objetivo: aquecimento e remoção de ar ( não condensável ) da água de alimentação. Convém atentar para o fato de que a remoção de ar visa evitar a corrosão excessiva na caldeira.

No trocador de calor de superfície o vapor e a água não se misturam e o calor é transferido do vapor extraído, enquanto ele se condensa na parte externa dos tubos, à água de alimentação, que escoar no interior destes tubos. Nesse caso, o vapor e a água de alimentação podem estar a pressões bem diferentes e o condensado, pode ser bombeado para a linha de água de alimentação ou pode ser removido através de um purgador ( aparelho que permite que o líquido, e não o vapor, escoar para uma região de pressão inferior ) para um aquecedor de baixa pressão ou para um condensador principal.

Comparando-se os aquecedores de contato direto com os de superfície, tem-se que os primeiros tem as vantagens de menor custo e melhores características de transferência de calor e a desvantagem de, pelo fato da pressão neles ser inferior à do gerador, necessitar de uma bomba auxiliar para “transportar” a água de alimentação entre cada aquecedor ou para o gerador de vapor.

Adotou-se, para o ciclo regenerativo em estudo, três aquecedores de água de alimentação:

- dois aquecedores de superfície, sendo um para a primeira extração ( maior pressão ) e o outro para a terceira ( menor pressão ), removendo-se o condensado através de purgadores para um aquecedor de baixa pressão, para o primeiro aquecedor (de maior pressão ) ou para o condensador principal, no caso do aquecedor que utiliza o vapor proveniente da terceira extração ;

---

<sup>2</sup> Dados admitidos para execução do projeto.

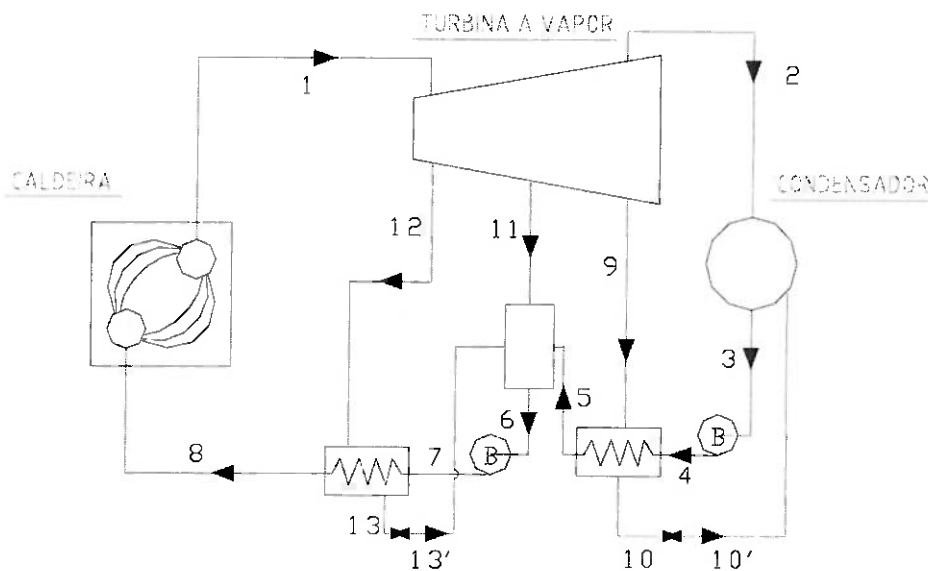
- um aquecedor de contato direto atuando como desaerador.

### **2.3.1 Análise do número de estágios de extração**

Com relação ao número de estágios de extração, é evidente que quanto maior for este número, maior será o rendimento do ciclo, aproximando-se do rendimento do ciclo regenerativo ideal, onde a água de alimentação entra no gerador de vapor como líquido saturado à pressão máxima. Entretanto, na prática, isto não pode ser justificado economicamente, pois a economia conseguida pelo aumento do rendimento seria mais do que compensada pelo custo do equipamento adicional (aquecedores de água de alimentação, tubulação,...).

Portanto, a decisão quanto ao número de estágios de extração depende tanto de fatores termodinâmicos quanto de econômicos. Convém mencionar que o ganho obtido com a utilização de apenas um aquecedor da água de alimentação se aproxima da metade do ganho obtido caso se utilizassem infinitos trocadores de calor. No caso do uso de dois aquecedores, este ganho subiria para 66% do máximo; utilizando-se três, 75%; quatro, 80% e, para dez aquecedores, chegaria-se a 90% do ganho obtido com um número infinito de aquecedores. Assim, conforme se aumenta o número de aquecedores de água de alimentação, o ganho extra com esta adição cai drasticamente [ Haywood, 1964 ].

Desse modo, tendo em vista as considerações acima e a potência líquida que poderia ser proporcionaria, adotou-se para o ciclo em estudo, três estágios de extração de vapor, haja vista que um número maior de estágios comprometeria a estrutura de custos da instalação.

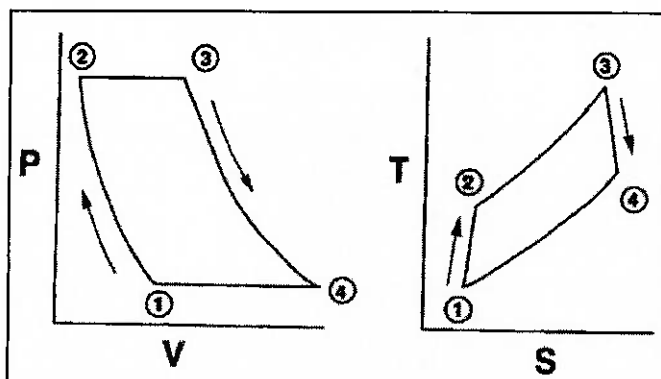


**Figura 14 :** Esquema do Ciclo Rankine Regenerativo proposto para a instalação.

**Observação :** Os estados 13 e 13' e 10 e 10' representam a passagem do fluido por um purgador ( decréscimo de pressão a entalpia constante ).

## 2.4 Considerações sobre o Ciclo Combinado

Todas as turbinas a gás operam segundo um ciclo Brayton. Um diagrama esquemático para um ciclo simples de uma turbina a gás pode ser visualizado na figura abaixo.

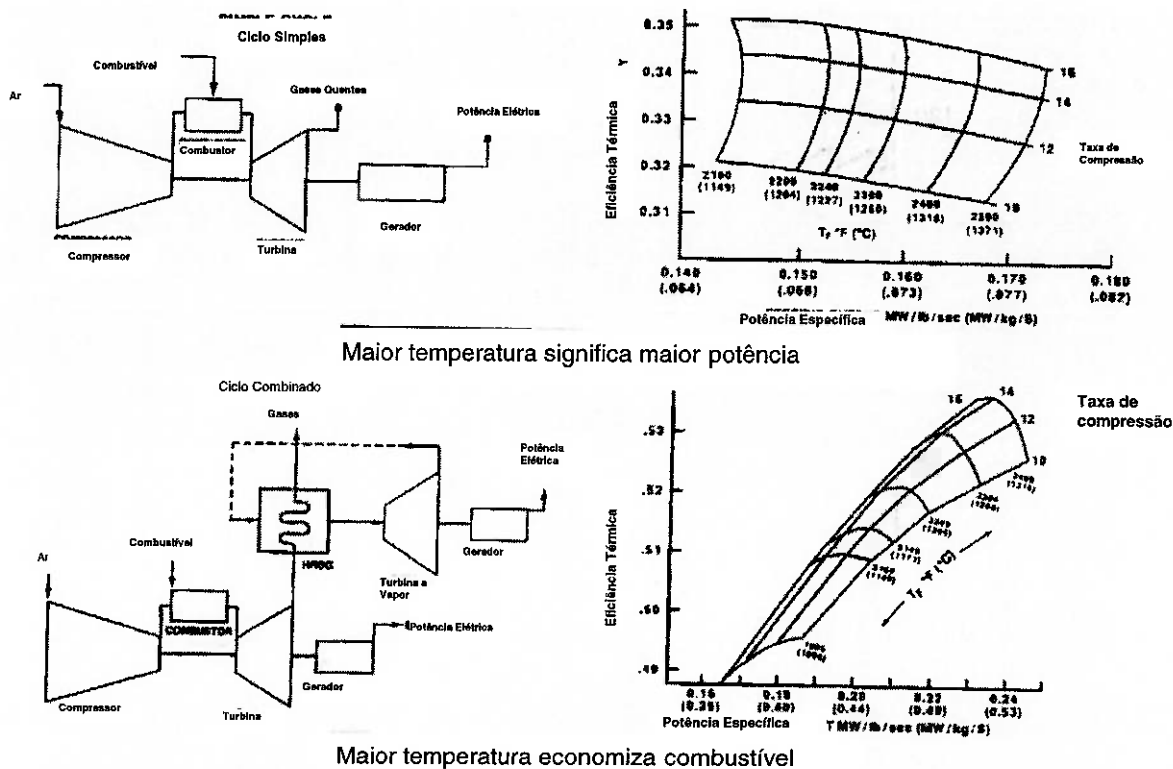


**Figura 15:** Diagrama ciclo Brayton

Ar entra no compressor da turbina no ponto 1 nas condições ambiente. Como as condições ambiente variam de dia para dia é conveniente que se estabeleça condições padrão para fins comparativos. As condições padrão estabelecidas pela ISO são 15 °C e 60 % de umidade relativa. O ar que entra pelo compressor (ponto 1) é comprimido até uma determinada pressão. Nenhum calor é adicionado porém a temperatura do ar é aumentada em função da compressão. O ar da saída do compressor possui temperatura e pressão mais elevados. Ao deixar o compressor o ar entra na câmara de combustão (ponto 2), onde o combustível é injetado e ocorre a combustão. A combustão ocorre a pressão constante. Os gases resultantes da combustão saem (ponto 3) a altas temperaturas. No ponto 3 os gases de combustão entram na turbina, onde a energia é convertida em trabalho. Uma parte do trabalho que é gerado na turbina é usada para acionar o compressor. Em geral mais de 50% do trabalho gerado na turbina é usado para acionar o compressor. O gás expandido na turbina sai pelo ponto 4. O caminho do ponto 4 para o ponto 1 é realizado a pressão constante. Numa turbina a gás esse resfriamento é realizado pela atmosfera, que fornece ar nas condições ambiente no ponto 1. Dessa forma o ciclo é “aberto” e não “fechado” como é representado esquematicamente.

Todo ciclo Brayton pode ser caracterizado por dois parâmetros principais: taxa de compressão e temperatura de combustão. A taxa de compressão do ciclo Brayton é a pressão do ponto 2 ( saída do compressor) dividida pela pressão do ponto 1(entrada do compressor). Num ciclo ideal a taxa de compressão também pode ser obtida dividindo a pressão do ponto 3 pela pressão do ponto 4. Porém, num ciclo real a pressão do ponto 3 é ligeiramente inferior à pressão no ponto 2 devido a queda de pressão na câmara de combustão. Outro parâmetro importante é a máxima temperatura do ciclo que é atingida na entrada da turbina.

Pode-se fazer uma análise do ciclo Brayton através do diagrama eficiência versus energia gerada específica. A figura abaixo mostra esse diagrama para várias taxas de compressão e máximas temperaturas.



Maior temperatura significa maior potência

Maior temperatura economiza combustível

**Figura 16:** Diagrama eficiência versus energia gerada específica

A energia gerada específica é importante para conhecer o tamanho da turbina frente a energia gerada. Ela é definida como a energia gerada dividida pela vazão mássica de ar. Quanto maior o valor da energia gerada específica menor será a turbina para a mesma quantidade de energia gerada. A eficiência tem importância no custo operacional da turbina a gás. Ela afeta diretamente o consumo do combustível. Num ciclo Brayton simples com apenas uma turbina a gás, para uma mesma temperatura máxima na turbina, um aumento da taxa de compressão resulta num aumento de eficiência. A taxa de compressão para maximizar a eficiência e a energia gerada específicas variam para diferentes temperaturas máximas. Um aumento da

temperatura máxima resulta num aumento da energia gerada específica e numa diminuição da eficiência para uma certa taxa de compressão.

Em aplicações com ciclo combinado um aumento na taxa de compressão tem um efeito menor na eficiência. Quanto maior a taxa de compressão menor é a energia gerada específica. Quanto maior a temperatura máxima, maior é a eficiência térmica. Notando a diferença de inclinação entre as duas curvas, é possível concluir que os parâmetros ótimos para os ciclos não coincidem. Para uma turbina a gás simples a eficiência é maximizada com altas taxas de compressão. Ciclos combinados tem sua eficiência máxima com taxas mais modestas de compressão e temperaturas máximas mais elevadas.

## 2.4.1 Recuperação do calor dos gases de exaustão da Turbina a Gás

A melhor eficiência da turbina a gás em suas diversas aplicações depende do uso da energia dos gases de exaustão. Essa energia geralmente representa de 60% a 70 % da energia total disponível no combustível. É possível visualizar o aumento da eficiência global de um ciclo térmico com a utilização do calor dos gases de exaustão pelo gráfico abaixo.

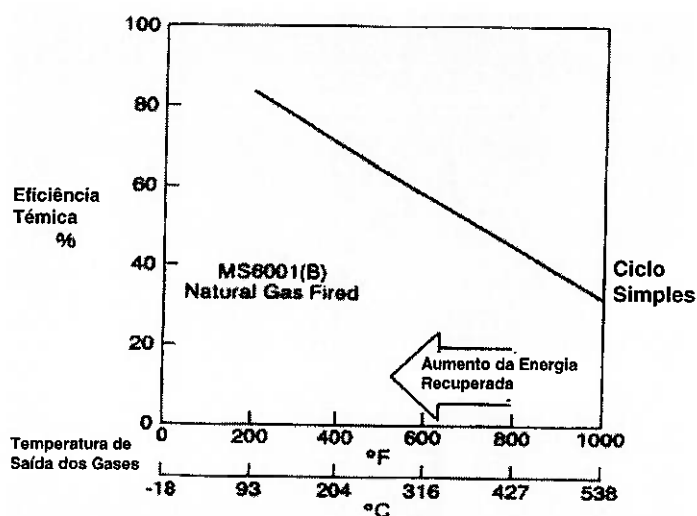


Figura 17: Utilização do calor dos gases de exaustões da turbina a gás.

A forma mais comum de utilização dessa energia é através de caldeiras de recuperação com ou sem queima adicional de combustível. O calor pode ser ainda aproveitado para pré aquecer a água de alimentação da caldeira ou o ar de combustão.

A eficiência do conjunto turbina a gás/caldeira de recuperação é função da quantidade de energia recuperada dos gases de exaustão. Quanto maior a energia recuperada, menor será a temperatura dos gases na saída da caldeira, aumentando a eficiência do conjunto. Dessa forma os ciclos equipados com turbina a gás/caldeira de recuperação devem usar as menores temperaturas possíveis para as seções dos economizadores das caldeiras de recuperação. A corrosão das paredes do lado dos gases impõe a temperatura mínima de saída dos gases da caldeira.

## 2.4.2 Caldeira de recuperação com queima adicional de combustível

A turbina a gás consome uma pequena parcela do oxigênio disponível do ar de entrada. A quantidade de oxigênio disponível na exaustão da turbina geralmente permite uma queima adicional de combustível, visando aumentar a taxa de vapor gerado na caldeira de recuperação. Como os gases de exaustão da turbina podem ser considerados ar de combustão pré-aquecidos, o ciclo de Rankine tem seu rendimento aumentado.

Uma caldeira de recuperação sem queima adicional de combustível é projetada com vários níveis de pressão para recuperar o máximo de energia possível dos gases de exaustão. Esse custo inicial é compensado com a economia de combustível usado na queima adicional. No caso de uma caldeira de recuperação com queima adicional operando à temperaturas entre 760°C e 930°C, uma temperatura baixa de saída da chaminé pode ser alcançada com apenas um nível de pressão. A caldeira de recuperação com queima adicional tem ainda a vantagem de poder controlar a produção de vapor através do uso de seus queimadores. Os queimadores operam independentemente da turbina a gás.

A queima adicional de combustível numa caldeira de recuperação pode ser justificada quando existem os seguintes objetivos:

- Aumentar a quantidade de vapor produzida;
- Aproveitar combustível residual de processo (gás residual );
- Permitir um controle da energia gerada independentemente da turbina a gás.

A decisão em realizar queima adicional na caldeira de recuperação para o projeto pode ser justificada pelos dois últimos itens.

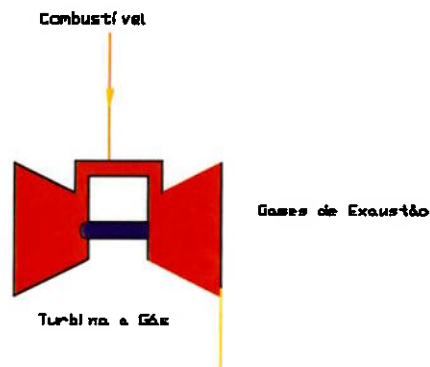
## 2.5 Fundamentos Teóricos

Nesta seção é realizado um breve apanhado teórico sobre os equipamentos utilizados nos ciclos propostos “C” e “I”. Cada ciclo em desenvolvimento será



subdivido em volumes de controle, tendo suas entradas e saídas caracterizadas de modo a facilitar o entendimento da etapa posterior, onde se apresentará os resultados das simulações.

- Volume de Controle: **Turbina a Gás**



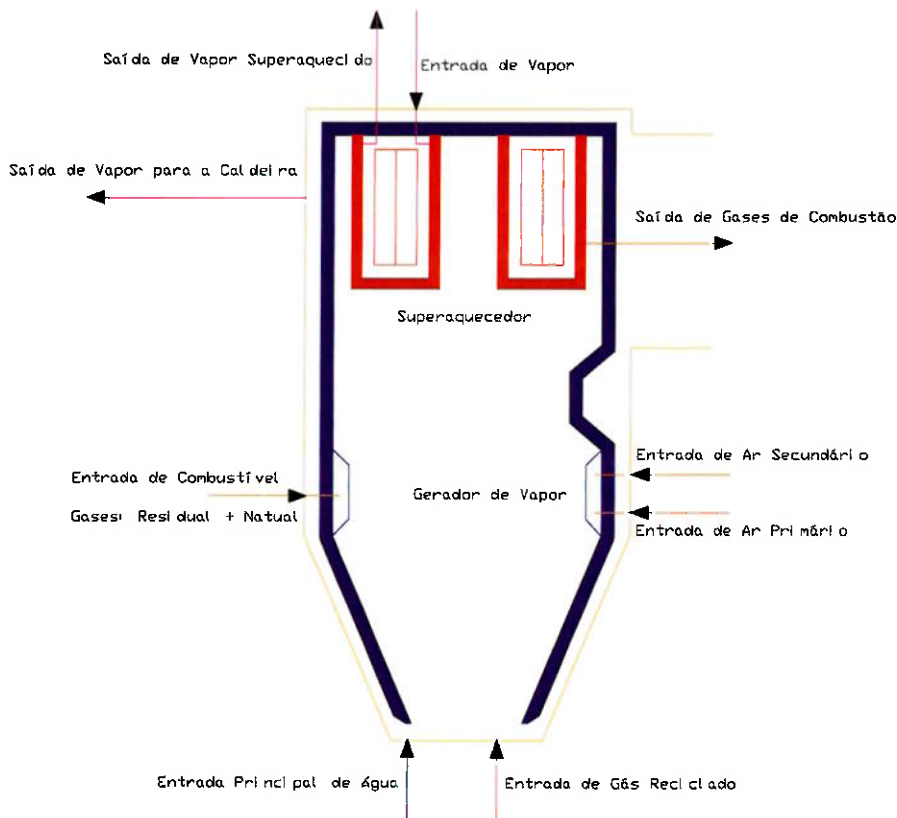
**Figura 18:** Esquemática de turbina a gás.

O *software* GateCycle fornece uma biblioteca de turbinas dos principais fabricantes do mercado. O usuário pode escolher uma turbina da biblioteca ou editar as turbinas existente. Os modelos de turbinas disponíveis para a simulação encontram-se na referência 16. O modo mais simples de modelagem da turbina a gás possui quatro conexões:

Uma entrada de ar, uma entrada de combustível, uma entrada para injeção de vapor e uma saída para os gases de exaustão. A saída dos gases de exaustão geralmente está conectada com a entrada de uma caldeira de recuperação de calor. A entrada para injeção de vapor geralmente é ligada numa linha de vapor que parte da caldeira de recuperação. Existem quatro métodos para o cálculo da vazão de combustível. A vazão de combustível pode ser ajustada para:

- que uma determinada temperatura no primeiro estágio da turbina seja atingida;
- que uma determinada temperatura de saída do combustor seja atingida;
- que se obtenha uma determinada temperatura nos gases de exaustão;
- um valor fixado pelo usuário.

- Volume de Controle : **Gerador de Vapor ( fornalha + superaquecedor )**



**Figura 19:** Esquemática de gerador de vapor.

Os principais parâmetros de operação são:

- A quantidade de combustível ou o calor fornecido ao gerador ;
- Especificações da mistura do combustível ;
- Especificações do excesso de ar.

Pode-se estabelecer alguns parâmetros adicionais como as perdas de energia, as condições de saída do fluido ( temperatura de saída dos gases, produtos da combustão ) e parâmetros específicos de transferência de calor por radiação. A metodologia de cálculo leva em consideração a radiação por parte de partículas gasosas como o vapor de água e dióxido de carbono.

### **Método de cálculo:**

Especifica-se o calor fornecido pelo combustível, indiretamente através da vazão de combustível ( dado seu poder calorífico ) ou diretamente ( p.c.i ou p.c.s ).

O ar de combustão é separado em ares primário e secundário. O ar primário é misturado diretamente ao combustível gasoso diretamente na boca do queimador, enquanto que o secundário é misturado à chama.

A demanda total de ar é especificada pelas exigências de excesso de ar. Desse modo, o fluxo de ar secundário é determinado pelas exigências acima.

Para o cálculo da combustão, assume-se que todo o combustível será convertido em gás carbônico e água ( combustão completa ), consumindo oxigênio do ar de combustão. Para se assegurar condições de combustão completa, na prática, efetua-se um maior fornecimento de ar de combustão que nas condições estequiométricas. O *software* permite especificar a quantidade de excesso de ar de três maneiras:

- Como uma fração do ar “teórico” de combustão ;
- Em função do volume de oxigênio presente nos gases de exaustão ( base seca );
- Em função do volume de oxigênio presente nos gases de exaustão ( base úmida ).

Para o primeiro método, é comum a utilização de 10% a 30% de excesso de ar, enquanto para os dois seguintes, de 4% a 5% em volume de oxigênio do gás de exaustão.

Há três seções de troca de calor que devem ser “projetadas” neste tipo de gerador de vapor : as paredes de água, o superaquecedor e o reaquadador, sendo que, para cada seção, deve ser especificada a temperatura ou a entalpia de saída. No caso específico das paredes d’água, pode-se especificar o título na saída e, para as outras duas seções, a taxa de transferência de calor.

Devido às ineficiências do processo de combustão real, a quantidade de carbono não queimada pode ser especificada como uma fração da quantidade total de carbono nas cinzas ou como a massa de carbono nas correntes individuais de cinzas ( depositadas no fundo da câmara de combustão, nos contornos e paredes da tubulação e no coletor de partículas – sendo as duas últimas denominadas voláteis). Para calcular as perdas de energia devido à parcela de carbono não queimado, atribui-se a este um p.c.i variando de 32500 kJ/kg a 33700 kJ/kg. Permite-se também, a especificação da fração da quantidade de carbono que formará monóxido de carbono.

### Modelo de Transferência de Calor

A quantidade de calor fornecida à água é dada por :

$$Q = A_{corr} \cdot A_t \cdot K_{rad} \cdot \sigma \cdot \left( T_{g,eff}^4 - T_{w,eff}^4 \right)$$

Onde  $K_{rad}$  combina a transferência de calor por convecção e radiação:

$$K_{rad} = \frac{1}{\frac{1}{C_s \cdot \epsilon_w} + \frac{1}{\epsilon_{gs}} - 1} + \frac{C_s \cdot h}{4 \cdot \sigma \cdot T_{w,eff}^4}$$

As temperaturas efetivas de gás e água são:

$$T_{g,eff} = G_{wgh} \cdot T_{g,exit} + (1 - G_{wgh}) \cdot T_{adb}$$

$$T_{w,eff} = W_{wgh} \cdot T_{w,out} + (1 - W_{wgh}) \cdot T_{w,in}$$

A emissividade dos gases em suspensão no forno é função da geometria deste, da temperatura dos gases e das pressões parciais de CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O e é dada por:

$$\varepsilon_{gs} = 1 - (1 - \varepsilon_g) \cdot (1 - \varepsilon_{fuligem}) \cdot (1 - \varepsilon_{carvão}) \cdot (1 - \varepsilon_{óleo})$$

Onde:

Q = calor total transferido à água ;

A<sub>t</sub> = área total de troca de calor ;

K<sub>rad</sub> = coeficiente combinado de transferência de calor por convecção e radiação ;

σ = constante de Stefan-Boltzman ;

h = coeficiente de troca de calor por convecção ;

T<sub>g,eff</sub> = temperatura efetiva do gás ;

T<sub>w,eff</sub> = temperatura efetiva da parede ;

T<sub>g,w</sub> = média aritmética entre as temperaturas do lado “quente” e “frio” ;

ε<sub>gs</sub> = emissividade dos gases em suspensão ;

ε<sub>carvão</sub> = emissividade das partículas de carvão ( ~0,25 ) ;

ε<sub>óleo</sub> = emissividade de gotículas de óleo ( ~0,25 ) ;

ε<sub>fuligem</sub> = emissividade da fuligem ( ~0,005 a 0,01 ) ;

ε<sub>g</sub> = emissividade dos gases incluindo CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O ;

ε<sub>w</sub> = emissividade da parede ( entre 0,5 e 1; tipicamente 0,8 ) ;

C<sub>s</sub> = fator de efetividade da parede, fração da superfície que é resfriada pelos tubos de água ( para parede de membranas: C<sub>s</sub>=1 ) ;

G<sub>wgh</sub> = fator de ponderação da temperatura do gás ;

W<sub>wgh</sub> = fator de ponderação da temperatura da parede ;

T<sub>g,exit</sub> = temperatura de saída do forno ;

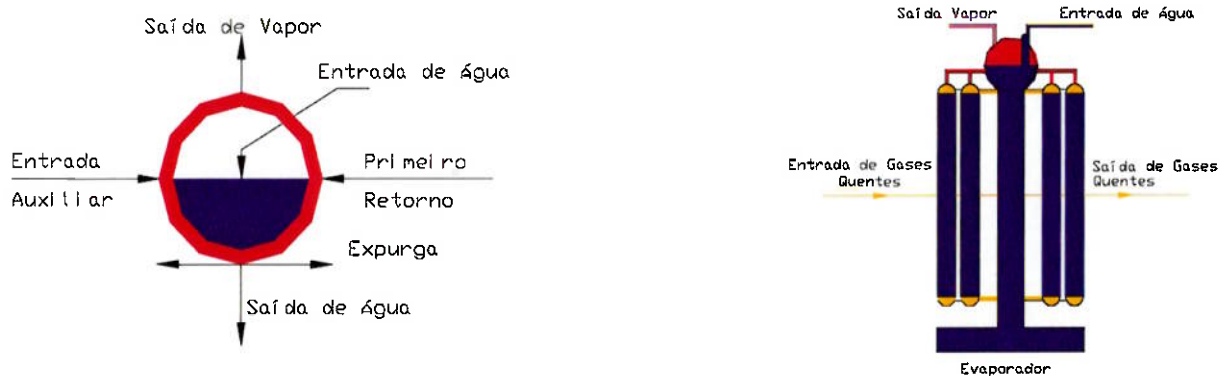
T<sub>adb</sub> = temperatura adiabática de chama ;

T<sub>w,in</sub> = temperatura interna da parede de água ;

T<sub>w,out</sub> = temperatura externa da parede de água / vapor ;

A<sub>corr</sub> = coeficiente de correção de área

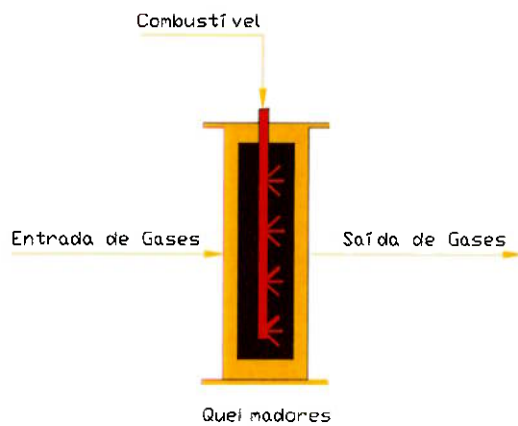
- Volume de Controle : **Caldeira Propriamente Dita ( Evaporador )**



**Figura 20:** Esquematização de evaporador.

A caldeira propriamente dita ( evaporador ) é um trocador de calor usado para extrair energia dos gases quentes da combustão e transferi-la para a água de alimentação. A água passa do estado de líquido saturado para vapor saturado. Os parâmetros importantes de um evaporador incluem a pressão de operação, a queda de pressão e a temperatura de saída dos gases quentes e a efetividade do trocador de calor ( a razão entre o calor real trocado e a máxima troca de calor possível). Geralmente, o sistema de controle de uma central mantém um nível constante de água no tubulão do evaporador, forçando a bomba de alimentação a funcionar quando o nível estiver baixo e a parar quando o nível atingir o valor adequado.

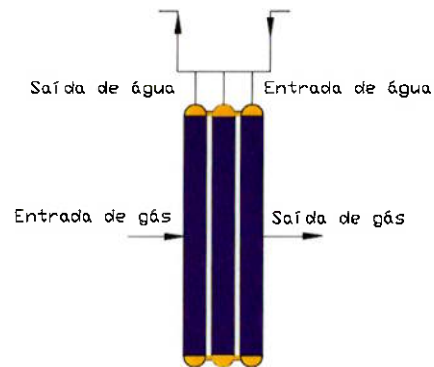
- Volume de controle: **Queimador**



**Figura 21:** Esquemática de queimador.

O queimador é o componente onde o combustível é injetado e queimado para aumentar a temperatura e a vazão dos gases de exaustão que vão para a caldeira de recuperação. A queima adicional de combustível tem como objetivo principal o aumento da produção de vapor na caldeira de recuperação. Os parâmetros importantes do queimador são a temperatura dos gases de saída, o tipo de combustível queimado e o seu conteúdo energético, a eficiência da combustão e a queda de pressão dos gases quentes.

- Volume de Controle : **Economizador**

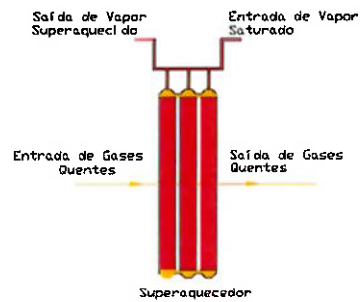


**Figura 22:** Esquematização de economizador.

Um economizador é um trocador de calor utilizado para extrair energia dos gases quentes da combustão e transferi-la para aquecer a água de alimentação, sem no entanto evaporá-la. Os parâmetros importantes num economizador são queda de pressão da água pelos tubos do economizador, a queda de pressão do lado dos gases quentes, as temperaturas de entrada e saída da água e dos gases quentes e a efetividade do trocador de calor.



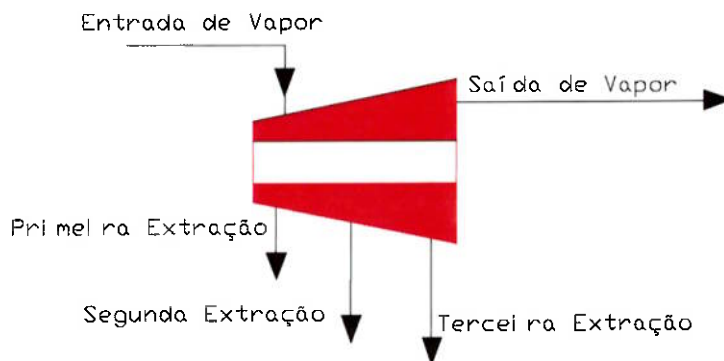
- Volume de Controle : **Superaquecedor**



**Figura 23:** Esquemática de superaquecedor.

Um superaquecedor é um trocador que extrai energia dos gases quentes da combustão para superaquecer vapor de água. O vapor deixa o superaquecedor com uma temperatura acima da temperatura de exaustão. Os parâmetros importantes para a simulação de um superaquecedor são as quedas de pressão do lado do vapor e dos gases quentes, as temperaturas de saída do vapor superaquecido e dos gases quentes e a efetividade do superaquecedor.

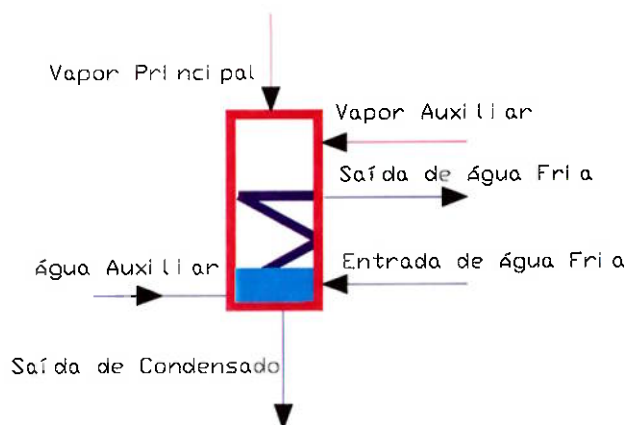
- Volume de Controle : **Turbina a Vapor**



**Figura 24:** Esquemática de turbina a vapor.

Na turbina a vapor existem uma porta de entrada de vapor, uma saída principal de vapor e até quatro extrações de vapor. A entrada de vapor principal geralmente é conectada na saída de um superaquecedor ou de uma outra seção de turbina. A saída de vapor principal é conectada numa outra seção de turbina (de baixa pressão) ou na entrada de um condensador. As extrações são conectadas aos misturadores, ou aos desaeradores.

- Volume de Controle : **Condensador**

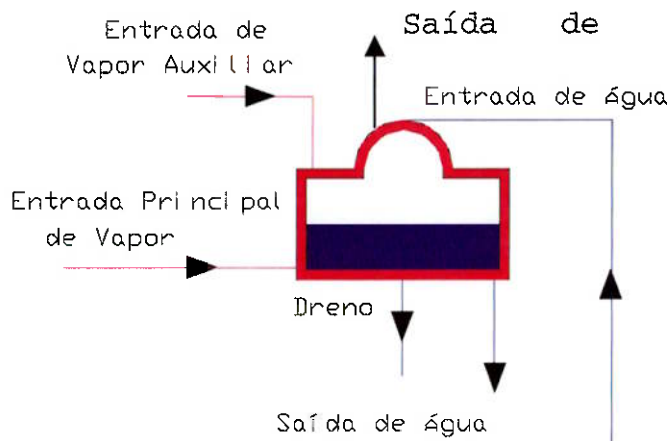


**Figura 25:** Esquemática do condensador.

Num condensador a água de resfriamento é usada para resfriar vapor ou uma mistura de vapor e líquido até a condição de líquido saturado. É assumido que a saída

do condensador é líquido saturado à mesma pressão da entrada. O condensador é normalmente conectado à saída de baixa pressão da turbina.

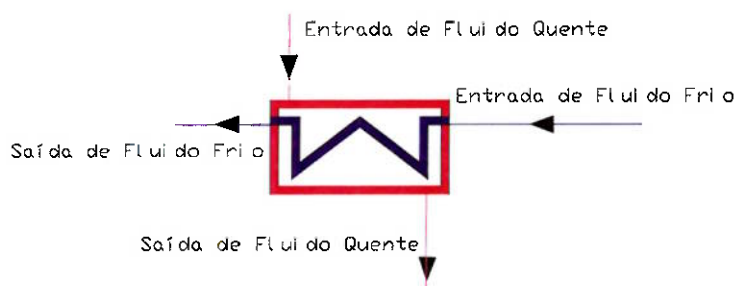
- Volume de Controle : **Desaerador**



**Figura 26:** Esquematização do desaerador.

O desaerador é um grande vaso que atua como trocador de calor de mistura e equalizador de pressões. Calor do vapor de entrada é utilizado para desaerar a água de alimentação do gerador de vapor. Isso significa que a água deixa o desaerador no estado de líquido saturado na pressão de operação do desaerador. O parâmetro fundamental desse componente é a sua pressão de operação.

- Volume de Controle : **Trocador de Calor**



**Figura 27:** Esquematização do trocador de calor.

O modelo de trocador de calor pode ser utilizado tanto para representar um trocador de calor comum, onde o calor é transferido entre duas correntes do processo, quanto para representar um aquecedor da água de alimentação, onde o vapor condensado é utilizado para aquecer uma corrente líquida de água, que alimentará o gerador de vapor.

Os parâmetros de importância de um trocador de calor comum são:

- A perda de carga na unidade ;
- As temperaturas de saída dos lados quente e frio ;
- A efetividade do trocador de calor.

### **Aquecedores de Água de Alimentação**

Para os aquecedores de água de alimentação, deve-se também considerar a diferença terminal de temperatura e a temperatura do líquido drenado.

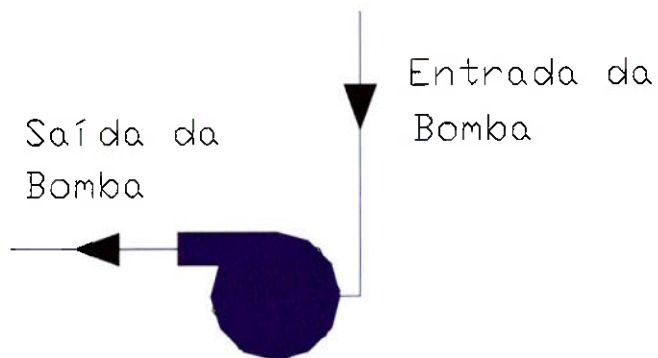
Este método de cálculo determina as condições de operação do pré-aquecedor de água de alimentação através do controle da diferença entre a temperatura de saída do fluido frio e a temperatura de saturação do lado quente ( parâmetro de entrada da simulação ).

Outra possível entrada deste método de cálculo é a temperatura de saída do líquido drenado, proveniente da condensação do vapor ( diferença entre a temperatura de saída do fluido quente e a de entrada do fluido frio ).

O método de cálculo divide o trocador em três áreas, cada uma com seus respectivos coeficiente global de transferência de calor e efetividade:

- Seção de superaquecimento: delimitada pela mudança de estado do fluido quente de superaquecido para saturado ( com título igual a 1,0 ) ;
- Seção de condensação: delimitada pela mudança de estado do fluido quente de vapor saturado ( com título igual a 1,0 ) para líquido saturado ( título igual a 0 ) ;

- Volume de Controle : **Bomba de Alimentação**



**Figura 28:** Esquemática de bomba hidráulica.

As bombas obedecem à teoria da semelhança, onde é possível se verificar a variação da vazão e perda de carga com a alteração da rotação e diâmetro do rotor destas.

$$\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} = \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \cdot \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2 \cdot \left( \frac{\rho_2}{\rho_1} \right)$$

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^3 \cdot \left( \frac{n_2}{n_1} \right)$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5 \cdot \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^3 \cdot \left( \frac{\rho_2}{\rho_1} \right)$$

onde:

$\Delta P$ : carga manométrica fornecida pela bomba ;

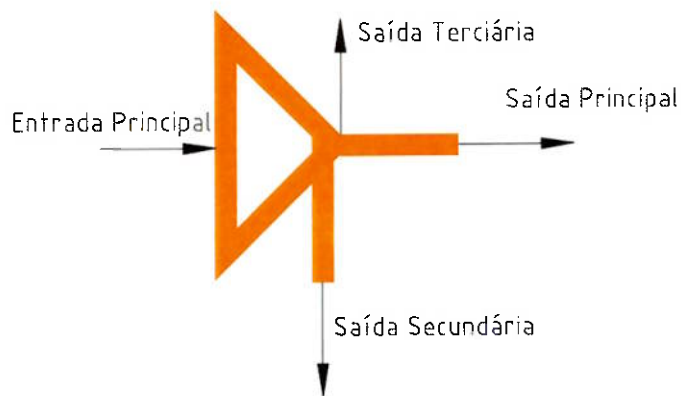
$Q$ : vazão ;

$N$ : potência requerida pela bomba ;

$D$ : diâmetro do rotor da bomba ;

$n$ : rotação da bomba ;

- Volume de Controle : **Separador de Fluxo**



**Figura 29:** Esquematização de separador de fluxo.

- Volume de Controle : **Tanque de água de reposição**



**Figura 30:** Esquematização de tanque de reposição.

O tanque de água de reposição é utilizado para repor água ou vapor perdidos no ciclo. O software calcula a vazão da água de reposição pelas perdas de água ou vapor dos outros componentes do circuito. Existe apenas uma conexão para o tanque de água de reposição. A saída geralmente está conectada com um misturador que irá fornecer água para um desaerador.

- Volume de Controle : **Tubulação**

Para a avaliação da carga (energia por unidade de massa) em sistemas fluidos, é comum a utilização da equação:

$$H = \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z$$

onde:

H: carga (m);

V: velocidade do fluido (m/s);

g: aceleração da gravidade (m/s<sup>2</sup>);

p: pressão (Pa);

$\gamma$  : peso específico (N/m<sup>3</sup>);

z: altura ou cota (m).

Por essa equação a carga é dada por metros de coluna do fluido de trabalho (no nosso caso um gás). Para se ter a carga em metros de coluna de água, basta multiplicar a carga por ( $\rho_g/\rho_{H_2O}$ ), onde  $\rho_g$  é a densidade do gás e  $\rho_{H_2O}$  é a densidade da água.

A perda de carga distribuída em condutos devido ao atrito viscoso pode ser avaliado pela equação de Darcy-Weisbach:

$$\Delta H = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = h_f \cdot L \cdot \frac{V^2}{2g}$$

onde:

$\Delta H$ : perda de carga;

f: fator de atrito viscoso ;

L: comprimento do conduto;

D: diâmetro do conduto;

$h_f$ : coeficiente de perda de carga distribuída.

O fator de atrito viscoso  $f$  pode ser determinado através do diagrama de Moody ou através da equação de Colebrook.

A perda de carga singular pode ser avaliada pela equação:

$$\Delta H = h_s \cdot \frac{V^2}{2g}$$

onde:

$\Delta H$ : perda de carga;

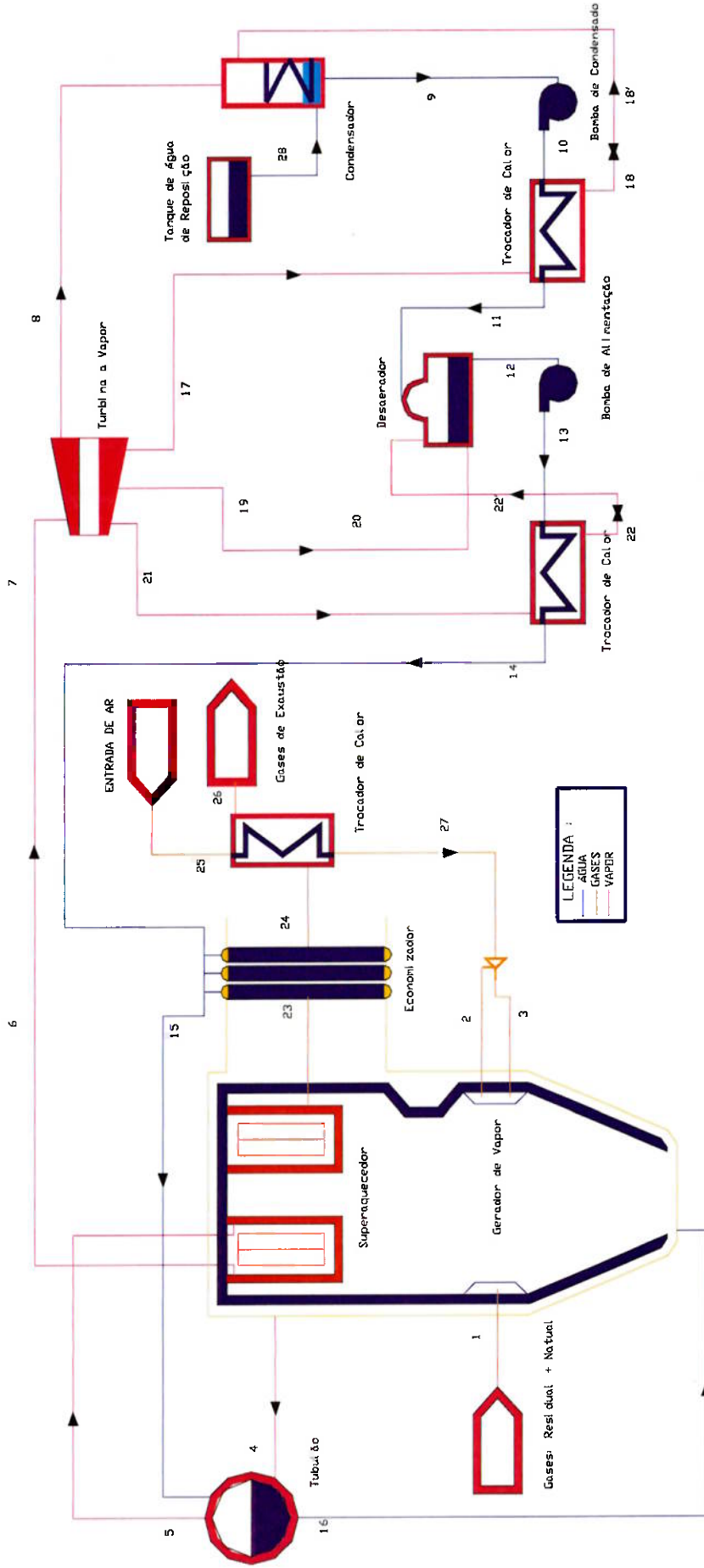
$h_s$ : coeficiente de perda de carga singular.

O coeficiente  $h_s$  depende basicamente da geometria da singularidade, sendo que para os casos mais comuns como cotovelos, alargamentos e redução de seção existem dados tabelados para esse coeficiente.

## 2.6 Resultados das Simulações

Para realizar as simulações dos ciclos selecionados para o desenvolvimento de um projeto básico, ciclo **C** ( ciclo de Rankine Regenerativo) e ciclo **I** ( ciclo combinado), utilizou-se o *software GateCycle* versão 4.3 .





**Figura 31:** Esquema do ciclo Rankine regenerativo estudado.

### 2.6.1 Resultados da Simulação para o Ciclo Rankine Regenerativo

A seguir estão apresentadas as condições termodinâmicas e vazões pelos diversos pontos do Ciclo Rankine Regenerativo.

#### Resultados da simulação do Ciclo de Rankine Regenerativo :

Pontos	De	Para	Vazão (kg/s)	Temperatura ( °C )	Pressão (kPa)	Entalpia ( kJ/kg )
1	Combustíveis	Gerador de Vapor	16,2	185,6	200	270,7
2	Separador	Gerador de Vapor	14,8	653,7	94	684,1
3	Separador	Gerador de Vapor	16,2	653,7	94	684,1
4	Gerador de Vapor	Tubulão	104,0	282,9	6700	1556,1
5	Tubulão	Superaquecedor	20,3	282,9	6700	2774,7
6	Superaquecedor	Tubulação	20,3	440	6030	3277,7
7	Tubulação	Turbina a Vapor	20,3	438,9	5849,1	3277,7
8	Turbina a Vapor	Condensador	16,4	41,5	8	2284,2
9	Condensador	Bomba do condens.	17,7	41,3	8	173
10	Bomba do condens.	Trocador de Calor	17,7	41,4	300	173,4
11	Trocador de Calor	Desaerador	17,7	75,6	297	316,9
12	Desaerador	Bomba de aliment.	20,5	116,1	175	486,7
13	Bomba de aliment.	Trocador de Calor	20,5	116,6	7000	495,2
14	Trocador de Calor	Economizador	20,5	153,8	6930	653,1
15	Economizador	Tubulão	20,5	273,8	6791	1210,7
16	Tubulão	Gerador de Vapor	104,0	282,9	6700	1251,5
17	Turbina a Vapor	Trocador de Calor	1,1	79,8	47	2488,1
18	Trocador de Calor	Condensador	1,1	46,4	44,7	194,1
19	Turbina a Vapor	Tubulação	1,4	118,6	190	2672,6
20	Tubulação	Desaerador	1,4	116,4	176,7	2672,6
21	Turbina a Vapor	Trocador de Calor	1,4	198,1	600	2846
22	Trocador de Calor	Desaerador	1,4	121,6	570	511,9
23	Superaquecedor	Economizador	47,1	982,2	93,8	1295
24	Economizador	Trocador de Calor	47,1	817,6	92,9	1052,9
25	Entrada de Ar	Trocador de Calor	31,0	25	94	9,6
26	Trocador de Calor	Gases de exhaust.	47,1	499,2	92,9	609,5
27	Trocador de Calor	Separador	31,0	653,7	94	684,1
28	Tanque de Água	Condensador	0,2	25	100	104,7

As tabelas seguintes mostram os principais resultados da simulação.

Resultados Gerais da Simulação da Planta		
<i>Potência elétrica total do ciclo</i>	<b>18,04</b>	MW
<i>Potência total do combustível</i>	<b>79,70</b>	MW
<i>Eficiência total</i>	<b>22,64</b>	%
<i>Consumo específico</i>	<b>15899,36</b>	kJ/kWh

Observações:

A potência total do combustível é determinada por vazão mássica vezes p.c.i.;

A eficiência total do ciclo é definida como potência elétrica gerada dividido pela potência total do combustível .

Resultados do Ciclo a Vapor		
<i>Potência elétrica gerada</i>	<b>18,04</b>	MW
<i>Demais Perdas no Ciclo</i>	<b>0,18</b>	MW
<i>Perdas mecânicas no gerador da turbina</i>	<b>0,37</b>	MW
<i>Potência mecânica no eixo da turbina a vapor</i>	<b>18,60</b>	MW

Parâmetros de entrada da simulação		
<i>Eficiência da turbina a vapor</i>	98	%
<i>Eficiência total da caldeira</i>	67,4	%
<i>Aporte de energia</i>	68,5	GJ / h

No ciclo Rankine regenerativo em estudo, o gerador de vapor queima um combustível gasoso oriundo da mistura de gás residual do processo de fabricação de negro de fumo com gás natural. Abaixo, encontra-se especificado suas propriedades .

<b>Gás Residual de Processo</b>				
<b>Condições</b>	Vazão (kg/s)	Temperatura ( °C )	Pressão (kPa)	Entalpia ( kJ / kg )
<i>Gás residual</i>	15,3	200	200	284,4
<b>Composição ( Fração Molar )</b>				
$N_2$				29,72 %
$H_2O$				51,02 %
$H_2$				8,03 %
$CO_2$				1,26 %
$CH_x$				0,86 %
$CO$				9,11 %
<b>Características</b>				
<i>p.c.i.</i>				2488 kJ/kg
<i>Densidade</i>				0,93 kg/Nm <sup>3</sup>
<i>Peso molecular</i>				20,90

<b>Gás Natural ( fornecido pela COMGÁS )</b>				
<b>Condições</b>	Vazão (kg/s)	Temperatura ( °C )	Pressão (kPa)	Entalpia ( kJ/kg )
<i>Gás natural</i>	0,88	30	300	32,1
<b>Características</b>				
<i>p.c.i.</i>				47450,4 kJ/kg
<i>Densidade</i>				0,65 kg/Nm <sup>3</sup>
<i>Peso molecular</i>				15,91

### Cálculo do Poder Calorífico Inferior da Mistura de Gases Residual e Natural:

$$\dot{m}_{\text{residual}} \cdot \text{pci}_{\text{residual}} + \dot{m}_{\text{natural}} \cdot \text{pci}_{\text{natural}} = \left( \dot{m}_{\text{residual}} + \dot{m}_{\text{natural}} \right) \cdot \text{pci}_{\text{mistura}}$$

Substituindo-se os dados na equação acima temos: p.c.i. da mistura = 4933,4 kJ/kg

Entrada de Gases Combustíveis		Parâmetros de Simulação: p.c.i. e composição dos gases		
Condições	Vazão (kg/s)	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)
Mistura gás residual + gás natural	16,2	185,6	200	270,7
Composição ( Fração Molar )				
N <sub>2</sub>				27,63 %
H <sub>2</sub> O				47,43 %
H <sub>2</sub>				7,47 %
CO <sub>2</sub>				1,17 %
CH <sub>x</sub>				7,83 %
CO				8,47 %
Características				
p.c.i.				4933,4 kJ/kg
Calor específico a pressão constante				1,63 kJ/kg.k
Peso molecular				20,57

Suprimento de Ar Primário		Parâmetro de simulação: Pressão e temperatura do ar de entrada		
Condições	Vazão (kg/s)	Temperatura ( °C )	Pressão (kPa)	Entalpia ( kJ/kg )
<i>Suprimento de ar para o ciclo</i>	31,0	25	94	9,6
<b>Composição</b>				
<i>N<sub>2</sub></i>				76,1%
<i>CO<sub>2</sub></i>				0,03%
<i>H<sub>2</sub>O</i>				2,53%
<i>O<sub>2</sub></i>				20,4%
<i>Demais</i>				0,94%
<b>Cacterísticas</b>				
<i>Umidade relativa</i>				75 %
<i>Peso molecular</i>				28,69

Volume de Controle : Gerador de Vapor

Gerador de Vapor ( fornalha )		Parâmetro de simulação: carga de aquecimento			
Pontos	Vazão (kg/s)	Temperatura ( °C )	Pressão (kPa)	Título	Entalpia ( kJ/kg )
<i>Entrada de ar primário</i>	16,2	653,7	94	-	684,1
<i>Entrada de ar secundário</i>	14,8	653,7	94	-	684,1
<i>Entrada de gás reciclado</i>	0	121,1	110	-	174,5
<i>Entrada de combustível gasoso</i>	16,2	185,6	200	-	270,7
<i>Saída de gases de combustão</i>	47,1	982,2	93,8	-	1295
<i>Entrada de água</i>	104,0	282,9	6700	0	1251,5
<i>Entrada de vapor</i>	20,3	282,9	6700	1	2774,7
<i>Saída de vapor do superaquecedor</i>	20,3	440	6030	-	3277,7
<i>Fluido para o evaporador</i>	104,0	282,9	6700	0,2	1556,1
<b>Características</b>					
<i>Energia proveniente do combustível ( base :p.c.i.)</i>				79,7 MW	
<i>Energia proveniente do combustível ( base :p.c.s.)</i>				83,4 MW	
<i>Excesso de ar</i>				20 %	
<i>Fração de carbono nas cinzas</i>				2%	
<b>Resultados da Simulação</b>					
<i>Transferência de calor na caldeira ( paredes de água )</i>				31,7 MW	
<i>Transferência de calor no superaquecedor</i>				10,2 MW	
<i>Taxa média de transferência de calor</i>				89,8 kW/m <sup>2</sup>	
<i>Temperatura adiabática da chama</i>				1382,2°C	
<i>Eficiência do gerador de vapor</i>				39,8%	
<i>Perdas de calor por radiação</i>				2,2%	
<i>Fração volumétrica de O<sub>2</sub> nos gases de exaustão ( base seca )</i>				3,01%	
<i>Fração volumétrica de O<sub>2</sub> nos gases de exaustão ( base úmida )</i>				2,04%	

Resultados da simulação para a transferência de calor		
	<b>Fornalha</b>	<b>Superaquecedor</b>
<i>Fração de radiação</i>	55,3%	65,0%
<i>Fração de convecção</i>	44,7%	35%
<i>Coefficiente global de troca de calor ( W/m<sup>2</sup>.K )</i>	46,9	59,3

Volume de Controle : **Caldeira Propriamente Dita ( Evaporador )**

<b>Caldeira Propriamente Dita</b>		<b>Parâmetro de simulação: Pressão de operação fixa</b>			
<b>Pontos</b>	Vazão (kg/s)	Temperatura ( °C )	Pressão (kPa)	Título	Entalpia ( kJ/kg )
<i>Primeiro retorno</i>	104	282,9	6700	0,2	1556,1
<i>Saída de vapor</i>	20,3	282,9	6700	1	2774,7
<i>Entrada de água</i>	20,5	273,8	6791	0	1210,7
<i>Saída de água</i>	104	282,9	6700	0	1251,5
<i>Expurga</i>	0,2	282,9	6700		1251,5
<b>Características</b>					
<i>Varição de pressão da água</i>				91 kPa	



Volume de Controle : **Economizador**

<b>Economizador</b>	<b>Parâmetro de simulação: Saída sub-resfriada</b>			
<b>Pontos</b>	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia ( kJ/kg )
<i>Entrada de gás</i>	47,1	982,2	93,8	1295
<i>Saída de gás</i>	47,1	817,6	92,9	1052,9
<i>Entrada de água</i>	20,5	153,8	6930	653,1
<i>Saída de água</i>	20,5	273,8	6791	1210,7
<b>Resultados da simulação</b>				
<i>Efetividade</i>				0,21
<i>NUT calculado</i>				0,26
<i>Área de superfície de troca</i>				322,1 m <sup>2</sup>
<i>Coefficiente global de transferência de calor</i>				56,8 W/m <sup>2</sup> .K
<i>Taxa de transferência de calor</i>				11,4 MW
<i>Perda de carga no lado "quente"</i>				0,9 kPa
<i>Perda de Carga no lado "Frio"</i>				139 kPa
<i>Casco e tubo</i>				4 passes

Volume de Controle : Saída dos Gases Produtos de Combustão

Saída dos Gases Produtos de Combustão		Parâmetro de entrada: Temperatura dos gases		
Condições	Vazão (kg/s)	Temperatura ( °C )	Pressão (kPa)	Entalpia ( kJ/kg )
<i>Gases de exaustão</i>	47,1	499,2	92,86	609,54
Composição ( Fração Molar )				
<i>N<sub>2</sub></i>				57,7 %
<i>H<sub>2</sub>O</i>				32,08 %
<i>O<sub>2</sub></i>				2,04 %
<i>CO<sub>2</sub></i>				7,63 %
<i>Argônio</i>				0,55 %
Características				
<i>Calor específico a pressão constante</i>				1,34 J / kg.K
<i>Peso molecular</i>				26,17

Volume de Controle : Turbina a Vapor

<b>Turbina a Vapor</b>		<b>Parâmetro de simulação:</b> Eficiência isoentrópica desejada, temperatura máxima, título mínimo			
<b>Pontos</b>	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia ( kJ/kg )	Título
<i>Entrada de vapor</i>	20,3	438,9	5849	3277,7	-
<i>Saída de vapor</i>	20,4	41,5	8	2284,2	0,88
<i>Primeira extração</i>	1,4	198,1	600	2846	1
<i>Segunda extração</i>	1,4	118,6	190	2672,6	0,99
<i>Terceira extração</i>	1,1	79,8	47	2488,1	0,93
<b>Características</b>					
<i>Eficiência isentrópica</i>			84 %		
<i>Velocidade de rotação</i>			3600 rpm		
<i>Número de estágios</i>			8		
<i>Número de válvulas de controle</i>			1		
<b>Resultados da simulação</b>					
<i>Potência líquida gerada</i>			18,6 MW		

Observação :

- A pressão de entrada foi determinada pelo fluxo de vapor de entrada e a eficiência isentrópica foi *input* do método de cálculo.
- A vazão volumétrica dos gases de saída foi de 260,8 m<sup>3</sup>/s .
- Limitações impostas na simulação :
  - Temperatura máxima interna : 600 °C.
  - Título mínimo : 0,8 .

Volume de Controle : **Condensador**

<b>Condensador</b>		<b>Parâmetro de simulação: Pressão de saída desejada</b>			
<b>Pontos</b>	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia ( kJ/kg )	Título
Entrada principal de vapor	16,4	41,5	8	2284,2	0,88
Entrada auxiliar de vapor	1,1	46,4	44,7	194,1	1
Entrada de água de resfriamento	1182,2	30	200	125,7	-
Entrada auxiliar de água	0,2	25	100	104,7	-
Saída de condensado	17,7	41,3	8	173	-
Saída de água de resfriamento	1182,2	37	200	155	-
<b>Resultados Calculados</b>					
Efetividade			0,607		
NUT calculado			0,93		
Área de superfície de troca			1,02e+5 m <sup>2</sup>		
Coeficiente global de transferência de calor			45,43 W/m <sup>2</sup> .K		
Taxa de transferência de calor			34,7 MW		
Volume específico da água de resfriamento			0,0011 m <sup>3</sup> /kg		
Velocidade dentro do tubo			2,13 m/s		
Diâmetro externo do tubo			0,025 m ( 1 polegada )		

Volume de Controle : **Desaerador**

<b>Desaerador</b>		<b>Parâmetro de simulação: controle da vazão principal de vapor</b>			
<b>Pontos</b>	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia ( kJ/kg )	
Entrada principal de vapor	1,4	116,4	177	2672,6	
Entrada auxiliar de vapor	1,4	121,6	570	511,9	
Entrada de água	17,7	75,6	297	316,9	
Saída principal de água	20,5	116,1	175	486,7	

Volume de Controle : **Trocador de Calor 1** ( aquecedor da água de alimentação, que recebe o vapor da primeira extração )

<b>Trocador de Calor I</b>		<b>Parâmetro de simulação:</b> Controle da diferença terminal de temperatura.		
<b>Pontos</b>	<b>Vazão ( kg/s )</b>	<b>Temperatura ( °C )</b>	<b>Pressão ( kPa )</b>	<b>Entalpia ( kJ/kg )</b>
<i>Entrada de fluido quente</i>	1,4	198,1	600	2846
<i>Entrada de fluido frio (água)</i>	20,5	116,6	7000	495,2
<i>Saída de fluido quente</i>	1,4	121,6	570	511,9
<i>Saída de fluido frio</i>	20,5	153,8	6930	653,1
<b>Características</b>				
<i>Diferença terminal de temperatura</i>				3°C
<i>Temperatura de saída do líquido drenado</i>				5°C
<i>Perda de carga do lado frio</i>				1 %
<i>Perda de carga do lado quente</i>				5 %
<b>Resultados da simulação</b>				
<i>Taxa de transferência de calor</i>				3,2 MW
<i>Área total de superfície de troca</i>				2570,8 m <sup>2</sup>
<i>Área da seção de superaquecimento</i>				165,3 m <sup>2</sup>
<i>Área da seção de condensação</i>				2180,9 m <sup>2</sup>
<i>Área da seção de resfriamento do dreno</i>				224,6 m <sup>2</sup>
<i>Efetividade para a seção de superaquecimento</i>				0,90
<i>Efetividade para a seção condensante</i>				0,88
<i>Efetividade para a seção de drenagem</i>				0,88
<i>Coeficiente de troca de calor para a seção de superaquecimento</i>				45,43 W/ m <sup>2</sup> .K
<i>Coeficiente de troca de calor para a seção condensante</i>				85,17 W/ m <sup>2</sup> .K
<i>Coeficiente de troca de calor para a seção de drenagem</i>				56,78 W/ m <sup>2</sup> .K
<i>Número de passes</i>				2

O método de cálculo utilizado para o cálculo do trocador determina as condições de operação do pré-aquecedor de água de alimentação através do controle

da diferença entre a temperatura de saída do fluido frio e a temperatura de saturação do lado quente ( parâmetro de entrada da simulação ).

Outra entrada deste método de cálculo é a temperatura de saída do líquido drenado, proveniente da condensação do vapor ( diferença entre a temperatura de saída do fluido quente e a de entrada do fluido frio ).

Este método se caracteriza por dividir o trocador em três áreas, cada uma com coeficiente global de transferência de calor:

- Seção de superaquecimento: delimitada pela mudança de estado do fluido quente de superaquecido para saturado ( com título 1 ) ;
- Seção de condensação: delimitada pela mudança de estado do fluido quente de vapor saturado ( com título 1 ) para líquido saturado ( título 0 ) ;
- Seção de resfriamento do dreno: delimitada pela passagem do fluido quente de líquido saturado ( título 0 ) até seu estado de saída, condensação e drenagem do vapor.

Volume de Controle : **Trocador de Calor 2** ( recebe o vapor da terceira extração )

<b>Trocador de Calor II</b>	<b>Parâmetro de simulação: Controle da diferença terminal de temperatura.</b>			
<b>Pontos</b>	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia (kJ/kg )
<i>Entrada de fluido quente</i>	1,1	79,8	47	2488,1
<i>Entrada de fluido frio (água)</i>	17,7	41,4	300	173,4
<i>Saída de fluido quente</i>	1,1	46,4	44,7	194,1
<i>Saída de fluido frio</i>	17,7	75,6	297	316,9
<b>Características</b>				
<i>Diferença terminal de temperatura</i>				3°C
<i>Temperatura de saída do líquido drenado</i>				5°C
<i>Perda de carga do lado frio</i>				1 %
<i>Perda de carga do lado quente</i>				5 %
<b>Resultados da simulação</b>				
<i>Taxa de transferência de calor</i>				2,5 MW
<i>Área total de superfície de troca</i>				2320,43 m <sup>2</sup>
<i>Área da seção de superaquecimento</i>				0 m <sup>2</sup>
<i>Área da seção de condensação</i>				2150,57 m <sup>2</sup>
<i>Área da seção de resfriamento do dreno</i>				169,86 m <sup>2</sup>
<i>Efetividade para a seção condensante</i>				0,91
<i>Efetividade para a seção de drenagem</i>				0,87
<i>Coeficiente de troca de calor para a seção de superaquecimento</i>				45,43 W/ m <sup>2</sup> .K
<i>Coeficiente de troca de calor para a seção condensante</i>				85,17 W/ m <sup>2</sup> .K
<i>Coeficiente de troca de calor para a seção de drenagem</i>				56,78 W/ m <sup>2</sup> .K
<i>Número de passes</i>				2

Volume de Controle : **Bomba do Condensado**

<b>Bomba do Condensado</b>		Parâmetro de simulação: pressão fixa de saída		
Pontos	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia ( kJ/kg )
<i>Entrada</i>	17,7	41,3	8	173
<i>Saída</i>	17,7	41,4	300	173,4
<b>Características</b>				
<i>Eficiência isentrópica</i>			0,7	
<b>Resultados da simulação</b>				
<i>Potência requerida da bomba</i>			7,5 kW	
<i>Taxa de compressão</i>			37,5	
<i>Volume específico na entrada</i>			0,001 m <sup>3</sup> /kg	

Observação : A potência da bomba foi incluída no balanço de energia do ciclo.

Volume de Controle : **Separador de Fluxo**

<b>Separador de Fluxo</b>				
Fluxos	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia ( kJ/kg )
<i>Entrada</i>	31	653,7	94	684,1
<i>Saída primária</i>	16,2	653,7	94	684,1
<i>Saída terciária</i>	14,8	653,7	94	684,1

No separador de fluxo, especifica-se a quantidade que se quer separar. No caso, especificou-se 52,12% para a saída primária e 47,88%, para a terciária.

Volume de Controle : **Tanque de água de reposição**

<b>Tanque de água de reposição</b>				
Pontos	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia ( kJ/kg )
<i>Saída</i>	0,2	25	100	104,7



Volume de Controle : **Válvulas e Tubulação**

Entre segunda linha de extração e o desaerador :

<b>Válvula e Tubulação</b>	<b>Parâmetro de simulação: Manutenção da entalpia e da perda de carga ( 7% ) constantes.</b>				
<b>Pontos</b>	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia ( kJ/kg )	Título
<i>Entrada de vapor</i>	1,4	118,6	190	2672,6	0,99
<i>Saída de vapor</i>	1,4	116,4	176,7	2672,6	0,99
<b>Características</b>					
<i>Queda de temperatura</i>			2,2 °C		
<i>Perda de carga</i>			7 %		

Observação : Considerou-se o equipamento adiabático.

Entre o evaporador e a entrada da turbina a vapor:

<b>Válvula e Tubulação</b>	<b>Parâmetro de simulação: Manutenção da entalpia e da perda de carga ( 3% ) constantes.</b>			
<b>Fluxos</b>	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia ( kJ/kg )
<i>Entrada de vapor</i>	20,3	440	6030	3277,7
<i>Saída de vapor</i>	20,3	438,9	5849,1	3277,7
<b>Características</b>				
<i>Queda de temperatura</i>			1,1 °C	
<i>Perda de carga</i>			3 %	

Observação : Considerou-se o equipamento adiabático.

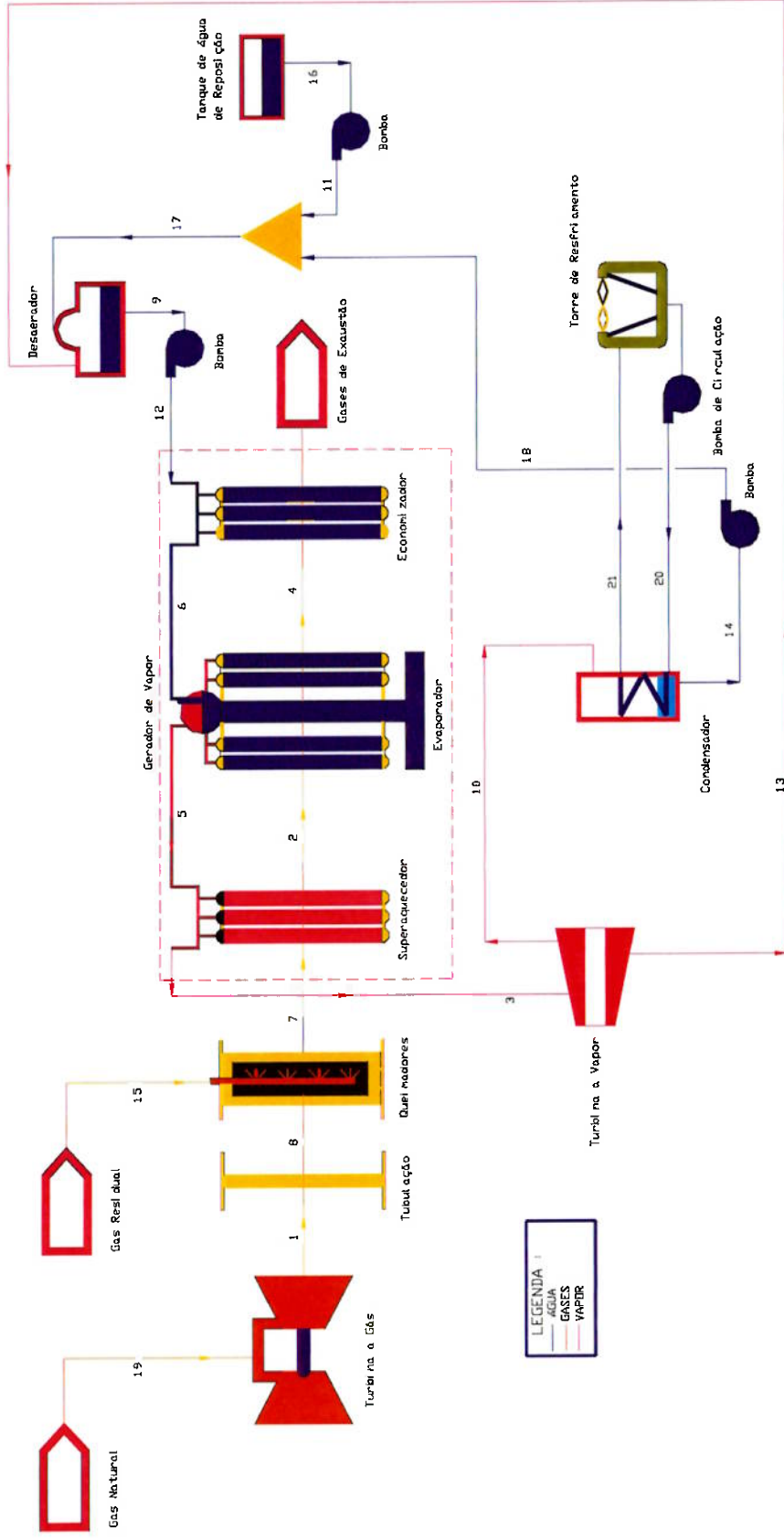


Figura 32: Esquema do ciclo combinado estudado.

## 2.6.2 Resultados da Simulação para o Ciclo Combinado

A seguir estão apresentadas as condições termodinâmicas e vazões pelos diversos pontos do Ciclo Combinado.

Resultados da simulação do Ciclo Combinado					
	De	Para	Vazão Kg/s	Temp. °C	Pressão KPa
1	Turbina	Tubulação	118,4	463,8	104,6
2	Superaquecedor	Evaporador	133,7	546,8	102,5
3	Superaquecedor	Turbina Vapor	23,5	480,0	8550,0
4	Evaporador	Economizador	133,7	332,2	101,0
5	Evaporador	Superaquecedor	23,5	307,2	9500,0
6	Economizador	Evaporador	23,5	288,1	9800,0
7	Queimador	Superaquecedor	133,7	633,2	103,5
8	Tubulação	Queimador	118,4	462,2	104,1
-	Economizador	Chaminé	133,7	193,3	100,0
9	Desaerador	Bomba Aliment.	23,5	85,7	59,4
10	Turbina Vapor	Condensador	22,0	45,8	10,0
11	Bomba Agua Rep	Misturador	0,01	80,0	300,0
12	Bomba Aliment.	Economizador	23,5	86,7	10000,0
13	Turbina a Vapor	Desaerador	1,6	121,8	200,0
14	Condensador	Bomba Condens	22,0	45,8	10,0
15	Gas Residual	Queimador	15,3	50,0	172,4
16	Água Reposição	Misturador	0,01	80,0	300,0
17	Misturador	Desaerador	22,0	45,9	300,0
18	Bomba Condens	Misturador	22,0	45,9	300,0
19		Turbina a Gas	1,9	15,0	101,4

As tabelas seguintes mostram os principais resultados da simulação.

<b>Resultados da Simulação</b>		
<i>Potência elétrica gerada</i>	50,77	MW
<i>Potência de combustível na turbina à gás</i>	87,87	MW
<i>Potência de combustível na caldeira de recuperação</i>	38,07	MW
<i>Potência total de combustível</i>	125,95	MW
<i>Eficiência total da planta</i>	40,31	%

<b>Resultados para o Ciclo a Vapor</b>		
<i>Potência elétrica gerada no ciclo a vapor</i>	21,83	MW
<i>Consumo total de combustível na caldeira de recuperação</i>	38,07	MW

<b>Resultados para o Ciclo Brayton</b>		
<i>Potência elétrica gerada no ciclo Brayton</i>	28,93	MW
<i>Consumo total de combustível na turbina à gás</i>	87,87	MW
<i>Eficiência total do ciclo Brayton</i>	32,92	%

Volume de Controle : Turbina a Gás

<b>Turbina a Gás</b>		<b>Parâmetro de simulação: Temperatura de Saída do Combustor</b>		
<b>Pontos</b>	<b>Vazão ( kg/s )</b>	<b>Temperatura ( °C )</b>	<b>Pressão ( kPa )</b>	<b>Entalpia ( kJ/kg )</b>
<i>Entrada de ar</i>	116.495	25	100	12,40
<i>Gases de exaustão</i>	118,347	463,77	104	488,13
<i>Entrada gás natural</i>	1,8519	15	101,3	1,22
<b>Características</b>				
<i>Modelada turbina</i>			Gen. Elec PGLM 5000-PC	
<i>Eficiência isentrópica</i>			0.8	
<b>Resultados Calculados</b>				
<i>Energia fornecida pelo combustível (gás natural)</i>			87,88 MW	
<i>Potência total gerada</i>			31,14 MW	
<i>Perda por atrito</i>			1%	
<i>Potência líquida gerada</i>			28,93 MW	
<i>Eficiência</i>			32,93 %	
<b>Estados internos</b>				
<i>Temperatura na entrada do compressor</i>			25 °C	
<i>Pressão na entrada do compressor</i>			99,2 kPa	
<i>Temperatura na saída do compressor</i>			575,83 °C	
<i>Temperatura na saída do combustor</i>			1287,8 °C	
<i>Pressão na entrada na turbina</i>			27,72 kPa	
<i>Taxa de compressão</i>			28,95	
<i>Eficiência da compressão</i>			88,62 %	

**Observações:**

- 1) O método de cálculo utilizado é usado para ajustar a quantidade de combustível necessária para que se atinja a temperatura de saída do combustor desejada.
- 2) Foi utilizada a biblioteca de turbinas a gás disponível no Gate Cycle. A biblioteca armazena informações necessárias para caracterizar a performance de várias turbinas a gás. O modelo de turbina (Gen. Elec PGLM 5000-PC) disponível na biblioteca foi escolhido pela sua potência nominal (para obter-se uma potência no gerador da

turbina de aproximadamente 30 MW). A potência gerada na turbina à gas deve ser responsável por aproximadamente 3/5 da potência gerada no ciclo combinado.

Volume de controle: **Turbina a Vapor**

<b>Turbina a Vapor</b>	<b>Parâmetro de simulação: Eficiência isoentrópica desejada</b>			
<b>Pontos</b>	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia ( kJ/kg )
<i>Entrada de vapor</i>	23,52	480	8550	3342,4
<i>Saída de vapor</i>	21,95	45,83	10	2348,8
<i>Primeira extração</i>	1,57	121,76	200	2709,5
<b>Características</b>				
<i>eficiência isentrópica</i>	0.8			
<i>perda por atrito</i>	1%			
<i>velocidade de rotação</i>	3600 rpm			
<b>Resultados da simulação</b>				
<i>potência total gerada</i>	22,807 MW			
<i>potência líquida gerada</i>	22,578 MW			

observações :

A pressão de entrada foi determinada pelo fluxo de vapor de entrada (superaquecedor)

Limitações impostas na simulação :

- Temperatura máxima interna : 600 °C.
- Título mínimo : 0,8 .

Volume de Controle: **Desaerador**

<b>Desaerador</b>	<b>Parâmetro de simulação: Pressão de Operação do desaerador (59,4 kPa)</b>			
<b>Pontos</b>	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia ( kJ/kg )
<i>Entrada principal de vapor</i>	1,57	121,76	200	2709,5
<i>Entrada de água</i>	21,96	45,88	300	192,3
<i>Saída principal de água</i>	23,52	85,70	59,4	358,8

Volume de Controle: **Bomba de Alimentação**

<b>Bomba de Alimentação</b>	<b>Parâmetro de simulação: pressão fixa de saída</b>			
<b>Pontos</b>	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia ( kJ/kg )
<i>Entrada</i>	23,52	85,70	59,40	358,84
<i>Saída</i>	23,52	86,73	10000	370,92
<b>Resultados da simulação</b>				
<i>Efetividade isentrópica</i>			0,85	
<i>Potência requerida da bomba</i>			284,17 kW	
<i>Taxa de compressão</i>			168,35	

Observação : A potência da bomba foi incluída no balanço de energia do ciclo.

Volume de Controle: **Condensador**

<b>Condensador</b>		<b>Parâmetro de simulação:</b> Pressão saída desejada (10kPa).Aumento fixo da Temperatura da Água de Resfriamento		
<b>Pontos</b>	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia ( kJ/kg )
<i>Entrada principal de vapor</i>	21,96	45,83	10	2346,8
<i>Entrada de água</i>	1129,02	15,56	103,42	65,38
<i>Saída de condensado</i>	21,96	45,83	10	191,83
<i>Saída de água</i>	1129,02	25,59	103,42	107,32
<b>Resultados da simulação</b>				
<i>Efetividade</i>			0,3315	
<i>NUT calculado</i>			0,4027	
<i>Área de superfície de troca</i>			666,76 m <sup>2</sup>	
<i>Coefficiente global de transferência de calor</i>			2850 W/m <sup>2</sup> .K	
<i>Taxa de transferência de calor</i>			47,354 MW	

Volume de Controle: **Economizador**

<b>Economizador</b>		<b>Parâmetro de simulação:</b> Efetividade desejada		
<b>Pontos</b>	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia ( kJ/kg )
<i>Entrada de gás</i>	133,65	332,21	100	355,07
<i>Saída de gás</i>	133,65	193,31	99	195,50
<i>Entrada de água</i>	23,52	288,05	10000	370,92
<i>Saída de água</i>	23,52	288,05	9800	1277,6
<b>Resultados da simulação</b>				
<i>Efetividade</i>			0,8	
<i>NUT calculado</i>			2,7234	
<i>Área de superfície de troca</i>			6350,2 m <sup>2</sup>	
<i>Coefficiente global de transferência de calor</i>			45,4263 W/m <sup>2</sup> .K	
<i>Taxa de transferência de calor</i>			21,325 MW	



Volume de Controle: **Evaporador**

<b>Evaporador</b>	<b>Parâmetro de simulação:</b> Diferença entre a temperatura de saída dos gases e a temperatura de saturação da água (25°C) Pressão de operação desejada : 9500 kPa			
<b>Pontos</b>	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia ( kJ/kg )
<i>Entrada de gases</i>	133,65	546,79	102,5	611,82
<i>Saída de gases</i>	133,65	332,21	101	355,07
<i>Entrada de água</i>	23,52	288,05	9800	1277,6
<i>Saída de vapor</i>	23,52	307,21	9500	2736,4
<b>Resultados da simulação</b>				
<i>Efetividade</i>	0,8981			
<i>Coefficiente global de transferência de calor</i>	45,4263 W/m <sup>2</sup> .K			
<i>Taxa de transferência de calor</i>	34,308 MW			
<i>NUT calculado</i>	2,28407			
<i>Área total de superfície de troca</i>	8039,1 m <sup>2</sup>			
<i>Queda de pressão da água de alimentação</i>	300 kPa			
<i>Queda de pressão dos gases</i>	1,5 kPa			

Volume de Controle: **Superaquecedor**

<b>Superaquecedor</b>		<b>Parâmetro de simulação: Temperatura do Vapor superaquecido : 480 °C</b>		
<b>Pontos</b>	<b>Vazão ( kg/s )</b>	<b>Temperatura ( °C )</b>	<b>Pressão ( kPa )</b>	<b>Entalpia ( kJ/kg )</b>
<i>Entrada de gases</i>	133,65	633,21	103,5	718,47
<i>Saída de gases</i>	133,65	546,79	102,5	611,82
<i>Entrada de vapor</i>	23,52	307,21	9500	2736,4
<i>Saída de vapor</i>	23,52	480,00	85,50	3342,4
<b>Resultados da simulação</b>				
<i>Efetividade</i>	0,6194			
<i>Coefficiente global de transferência de calor</i>	45,4 W/m <sup>2</sup> .K			
<i>Taxa de transferência de calor</i>	14,254 MW			
<i>NUT calculado</i>	1,199			
<i>Área total de superfície de troca</i>	2177,7 m <sup>2</sup>			
<i>Grau de superaquecimento</i>	180,35 °C			
<i>Queda de pressão do vapor</i>	10 kPa			
<i>Queda de pressão dos gases</i>	1,0 kPa			

Volume de Controle: **Queimador**

<b>Queimador</b>	<b>Parâmetro de simulação: Vazão mássica de combustível (15,30 kg/s)</b>			
<b>Pontos</b>	Vazão (kg/s)	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)
<i>Entrada de gases da turbina</i>	118,347	462,22	104,1	486,36
<i>Entrada combustível</i>	15,30	50	172,4	51,24
<i>Saída gases</i>	133,647	633,21	103,5	718,47
<b>Características</b>				
Eficiência da combustão			0,98	
Perda de calor no queimador			388,5 kW	
Energia entrada do combustível			38,07 MW	
Aumento da temperatura dos gases			170 °C	
<b>Composição do Combustível</b>				
<i>Nitrogênio</i>			29,72 %	
<i>Dióxido de carbono</i>			1,26 %	
<i>Hidrocarbonetos</i>			0,86 %	
<i>Hidrogênio</i>			8,03 %	
<i>Monóxido de carbono</i>			9,11 %	
<i>Água</i>			51,02%	
<b>Composição dos Gases de Entrada</b>				
<i>Nitrogênio</i>			73,82%	
<i>Dióxido de carbono</i>			2,81 %	
<i>Oxigênio</i>			14,32 %	
<i>Água</i>			8,16 %	
<b>Composição dos Gases de Saída</b>				
<i>Nitrogênio</i>			68,17%	
<i>Dióxido de carbono</i>			4,12%	
<i>Oxigênio</i>			10,88%	
<i>Água</i>			16,06%	

Volume de Controle: **Tubulação entre a Turbina a gás e a caldeira de recuperação**

<b>Tubulação entre a Turbina a Gás e a Caldeira de Recuperação</b>	<b>Parâmetro de simulação: Queda de pressão e temperatura</b>			
<b>Pontos</b>	Vazão ( kg/s )	Temperatura ( °C )	Pressão ( kPa )	Entalpia ( kJ/kg )
Entrada de gases	118,35	463,77	104,58	488,13
Saída de gases	118,35	462,22	104,06	486,36
<b>Características</b>				
Queda de temperatura			1,54 °C	
Perda de carga			0,5 kPa	
Calor perdido na tubulação			209,10 kW	

## 2.7 Resultados da Simulação desconsiderando queima de gás residual

Procedeu-se, nessa seção, à simulação das configurações propostas queimando-se somente gás natural, visando verificar a variação das eficiências dos ciclos com a mudança de combustível, para a mesma potência líquida gerada e o aumento de consumo de gás natural em relação aos ciclos que queimavam a mistura ( gás residual + gás natural ).

- Simulação do Ciclo de Rankine Regenerativo queimando somente gás natural

<b>Resultados Gerais da Simulação</b>		
<i>Potência Líquida Total do Ciclo</i>	<b>18,03</b>	MW
<i>Consumo de Gás Natural</i>	<b>1,31</b>	Kg/s
<i>Consumo Total de Combustível</i>	<b>62,16</b>	MW
<i>Eficiência do Ciclo</i>	<b>29,01</b>	%
<i>Taxa de Troca de Calor</i>	<b>12406,6</b>	kJ/kWh

<b>Resultados para o Ciclo a Vapor</b>		
<i>Potência Líquida do Ciclo a Vapor</i>	<b>18,03</b>	MW
<i>Demais Perdas no Ciclo</i>	<b>0,18</b>	MW
<i>Potência Líquida da Turbina a Vapor</i>	<b>18,22</b>	MW
<i>Perdas no Gerador da Turbina</i>	<b>0,37</b>	MW

- Simulação do Ciclo de Rankine Regenerativo queimando somente gás natural

<b>Resultados da Simulação</b>		
<i>Potência Líquida Total do Ciclo</i>	<b>49,44</b>	MW
<i>Consumo de Gás Natural</i>	<b>2,384</b>	Kg/s
<i>Potência Total de Combustível na Turbina à Gás</i>	<b>113,13</b>	MW
<i>Eficiência do Ciclo</i>	<b>43,70</b>	%

<b>Resultados para o Ciclo a Vapor</b>		
<i>Potência Líquida do Ciclo a Vapor</i>	<b>14,42</b>	MW

<b>Resultados para o Ciclo Brayton</b>		
<i>Potência Líquida do Ciclo Brayton</i>	<b>35,02</b>	MW
<i>Consumo Total de Combustível na Turbina à Gás</i>	<b>113,13</b>	MW
<i>Eficiência do Ciclo Brayton</i>	<b>30,95</b>	%

Convém ressaltar que, para atingir a mesma potência líquida no ciclo termodinâmico sem queima adicional na caldeira de recuperação, selecionou-se uma turbina a gás de maior potência. A turbina selecionada foi a GE PG6551(B) Geared (96 GTW) com potência nominal de 39,17 MW.

#### **Conclusões:**

1) O ciclo combinado utilizando somente queima de gás natural teve um rendimento de 43,7% contra 40,31% do ciclo queimando gás natural e gás residual.

2) O ciclo combinado queimando somente gás natural consome 2,384 kg/s deste combustível. O ciclo combinado com queima adicional de gás residual na caldeira de recuperação consome apenas 1,852 kg/s.

3) O ciclo de Rankine regenerativo, utilizando somente gás natural, teve seu rendimento aumentado de 22,6% para 29,01%. O consumo de gás natural aumentou para 1,31 kg/s, um incremento de aproximadamente 0,43 kg/s.

## 2.8 Análise Econômica das Alternativas

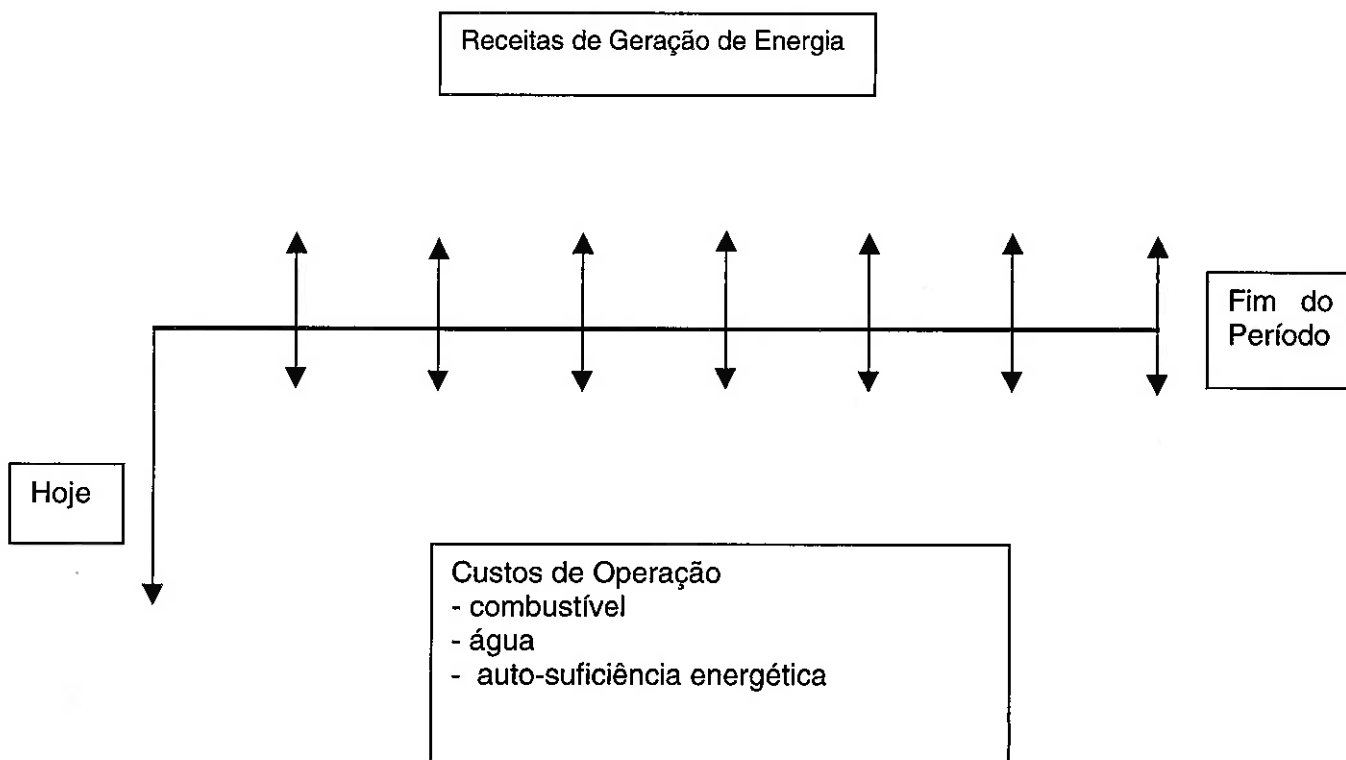
Nesta seção, efetua-se o estudo econômico das alternativas propostas, comparando-as quanto ao valor presente e a taxa interna de retorno e com relação ao período em que se pagarão ( *pay-back* ).

Adotou-se as seguintes premissas comuns às alternativas propostas :

- Área disponível para a instalação: 1855 m<sup>2</sup> ;
- Ciclo de operação da instalação: 8640 horas/ ano ( 24 horas/ dia e 30 dias/ mês );
- Gás natural já disponível, fornecido pela COMGÁS: 0,88 kg / s ;
- Consumo interno de energia: 2,7 MW ;
- Vida útil da instalação: 20 anos ;
- Tarifa de Energia: R\$ 40,00 / MWh ;
- Tarifa de Água: R\$ 2,30 / Nm<sup>3</sup> ;
- Fornecimento de gás natural adicional, pela COMGÁS: R\$ 0,1265 / Nm<sup>3</sup> ;
- Taxa de oportunidade: 25% a.a. ;
- Taxa de juros: 30% a.a.

Convém mencionar que, havendo a necessidade de área adicional para a instalação, esta deverá ser alugada da vizinhança, conforme discussão anterior. Situação semelhante acontece com o consumo adicional de gás natural, devendo ser adquirido de acordo com o preço acima estipulado.

## Considerações Gerais Sobre os Métodos de Comparação



- **Hoje:** Preço total ( custo inicial ) dos equipamentos da instalação ;
- **Receitas de Geração de Energia:** Receitas geradas ao longo da vida útil da instalação com a produção de energia elétrica ;
- **Custos de Operação:** Despesas com combustível (gás natural), água e auto-suficiência energética (consumo próprio + bombas) ;
- **Fim do Período:** vida útil do equipamento.

### Método 1: *Pay-Back Time* Descontado

Este método mede o tempo necessário para que o somatório das parcelas descontadas seja, no mínimo, igual ao investimento inicial.



## Método 2: Comparação da Taxa Interna de Retorno

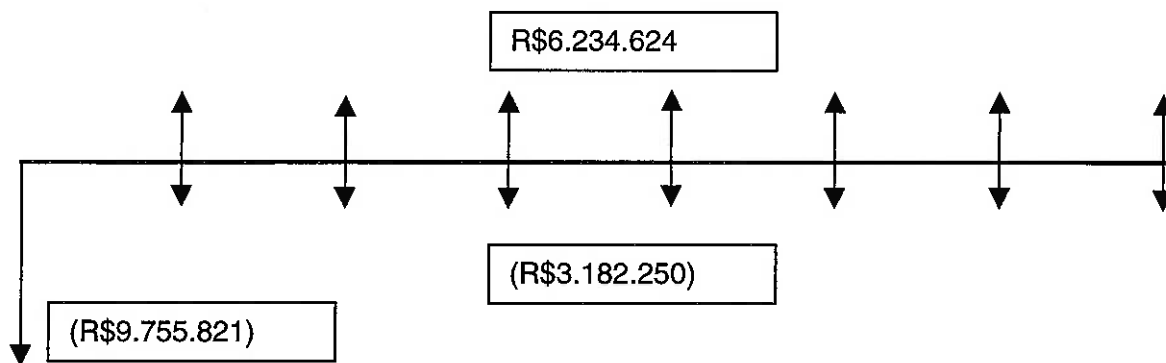
Este método consiste no cálculo da taxa que zera o valor presente dos fluxos de caixa das alternativas. Os investimentos com TIR maior que a TMA são considerados rentáveis e passíveis de análise.

## Método 3: Comparação do Valor Presente

Este método consiste na comparação dos fluxos trazidos, a valor presente, pela taxa média de atratividade ( TMA ). A alternativa que tiver o maior valor presente será a mais viável economicamente.

### 2.8.1 Ciclo Rankine Regenerativo ( Gás Natural + Gás Residual )

Despesas				
Equipamentos	Preço ( R\$)	Potência Consumida (MW)		Fornecedor
Turbina a Vapor	4.000.000			ABB
Gerador de Vapor	5.500.000			DZ
Economizador				
Tubulão				
Superaquecedor				
Condensador	48.321			ABB
Desaerador	35.000			ABB
Trocador de Calor I	32.500			ABB
Trocador de Calor II	32.500			ABB
Trocador de Calor III	32.500			ABB
Bomba do condensador	9.000	0,0075		Sulzer
Bomba de alimentação	20.000	0,1754		Sulzer
Separador	28.000			ABB
Tanque de Água	9.000			ABB
Tubulação	9.000			ABB
<b>Total</b>	<b>9.755.821</b>			



- Taxa Mínima de Atratividade: 4,0% a.a.
- Delta\_fluxo ( receitas - custos ) ao longo do período : R\$ 3.052.374

#### Método 1: Pay-Back descontado

Vida Útil	VP_fluxo
1	R\$2.934.974,77
2	R\$5.757.065,89
3	R\$8.470.615,05
4	R\$11.079.796,93
5	R\$13.588.625,67

Portanto, o investimento se pagará em 4 anos.

#### Método 2: Taxa Interna de Retorno

- Taxa Interna de Retorno : 31,15%

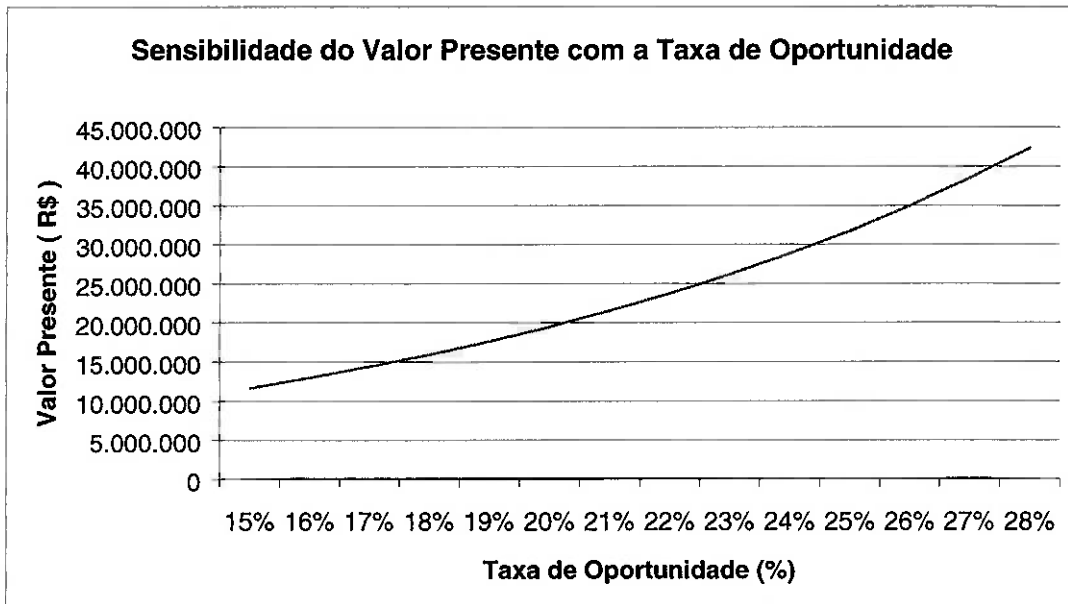
Como a taxa interna de retorno é maior que a taxa mínima de atratividade, o investimento é rentável.

#### Método 3: Valor Presente

Valor Presente do fluxo	R\$41.482.755,53
Investimento Inicial	(R\$9.755.821)
<b>VALOR PRESENTE</b>	<b>R\$31.726.934,53</b>

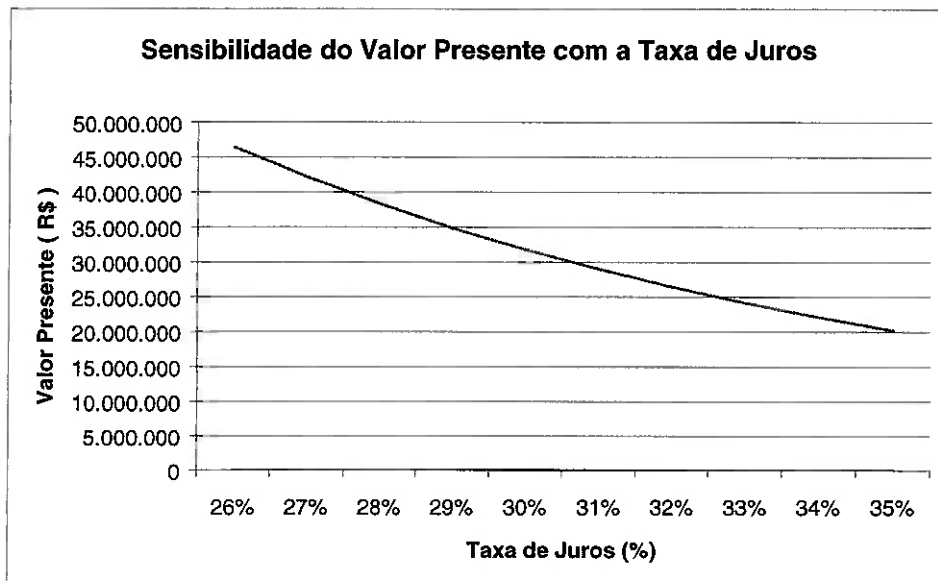
## Análises de Sensibilidade

Mantendo-se fixas a vida útil da instalação ( 20 anos ) e a taxa de juros anual ( 30% ), observa-se que, conforme mostrado na figura abaixo, um incremento na taxa de oportunidade corresponde a uma elevação no valor presente do investimento.



**Gráfico 1:** Sensibilidade do valor presente da instalação com a taxa de oportunidade.

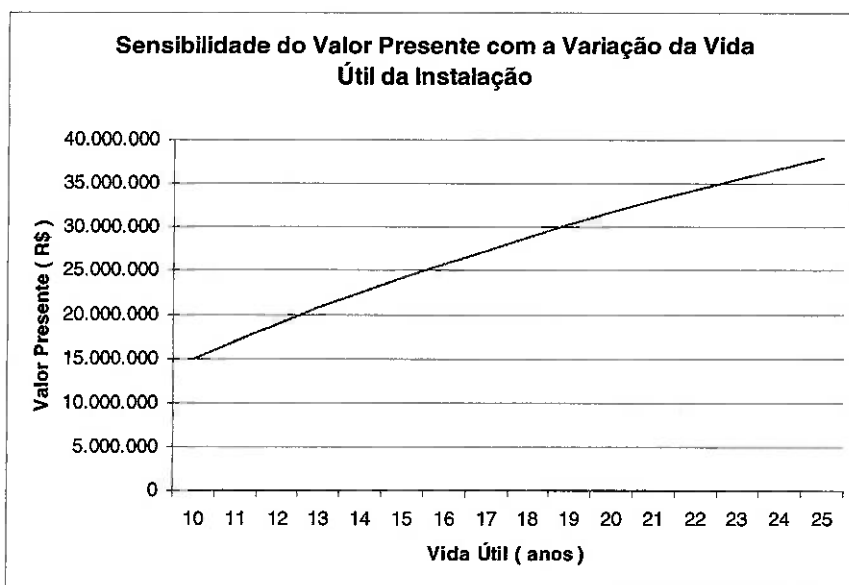
Mantendo-se fixas a vida útil da instalação ( 20 anos ) e a taxa de oportunidade anual ( 25% ), observa-se que, conforme mostrado na figura abaixo, um incremento na taxa de juros corresponde a uma redução no valor presente do investimento.



**Gráfico 2:** Sensibilidade do valor presente da instalação com a taxa de juros.

Mantendo-se fixas a taxa de juros anual ( 30% ) e a taxa de oportunidade anual ( 25% ), observa-se que, conforme mostrado na figura abaixo, um incremento na vida útil da instalação corresponde a uma elevação no valor presente do investimento.

**Gráfico 3:** Sensibilidade do valor presente da instalação com a vida útil da instalação.

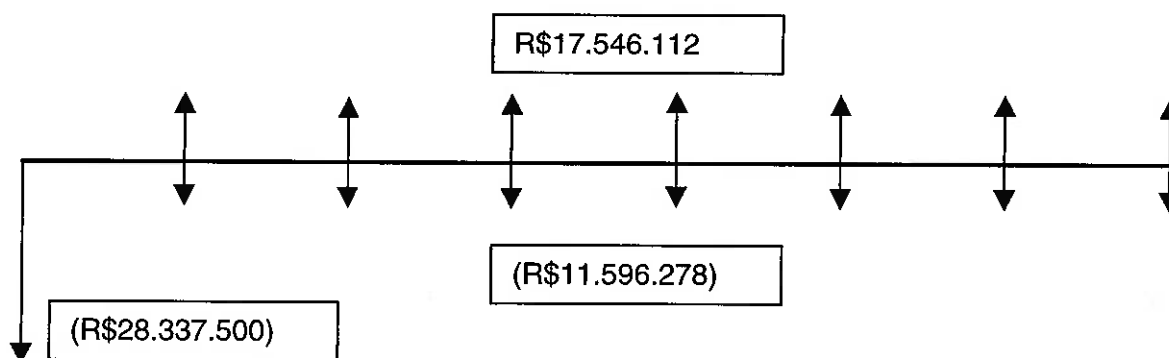


Convém mencionar que, a análise para o ciclo Rankine Regenerativo tendo apenas gás natural como combustível, levaria a um custo adicional de combustível em relação ao caso anterior, haja vista que a quantidade de gás natural utilizada já era disponível, o que resultaria em um valor presente menor, inviabilizando esta

alternativa. Por outro lado, esta alternativa, gerando uma mesma potência líquida no ciclo, apresenta um rendimento energético mais elevado.

## 2.8.2 Ciclo Combinado ( Gás Natural + Gás Residual )

Despesas			
Equipamentos	Preço ( R\$)	Potência Consumida (MW)	Fornecedor
Turbina a Gás	12.500.000		ABB
Caldeira de Recuperação	8.600.000		DZ
Superaquecedor			
Evaporador			
Economizador			
Queimador			
Turbina Vapor	6.000.000		ABB
Misturador	31.000		ABB
Tubulação	9.000		ABB
Bomba de água de alimentação	27.000	0,28	Sulzer
Condensador	50.000		ABB
Bomba do Condensador	20.000		Sulzer
Bomba de água de reposição	22.000	0,19	Sulzer
Tanque de água de reposição	9.000		ABB
Torre de Resfriamento	1.000.000		ABB
Trocador de Calor	34.500		ABB
Desaerador	35.000		ABB
<b>Total</b>	<b>28.337.500</b>		



- Taxa Mínima de Atratividade: 4,0% a.a.
- Delta\_fluxo ( receitas - custos ) ao longo do período : R\$ 5.949.834
- Consumo adicional de gás natural de 0,97 kg /s.
- Área adicional de a ser alugada de 1295 m<sup>2</sup>.

### Método 1: Pay-Back descontado

Vida Útil	VP_fluxo
3	R\$16.511.330,59
4	R\$21.597.273,51
5	R\$26.487.603,24
6	R\$31.189.843,36
7	R\$35.711.228,10

Portanto, o investimento se pagará em 6 anos.

### Método 2: Taxa Interna de Retorno

- Taxa Interna de Retorno : 20,49%

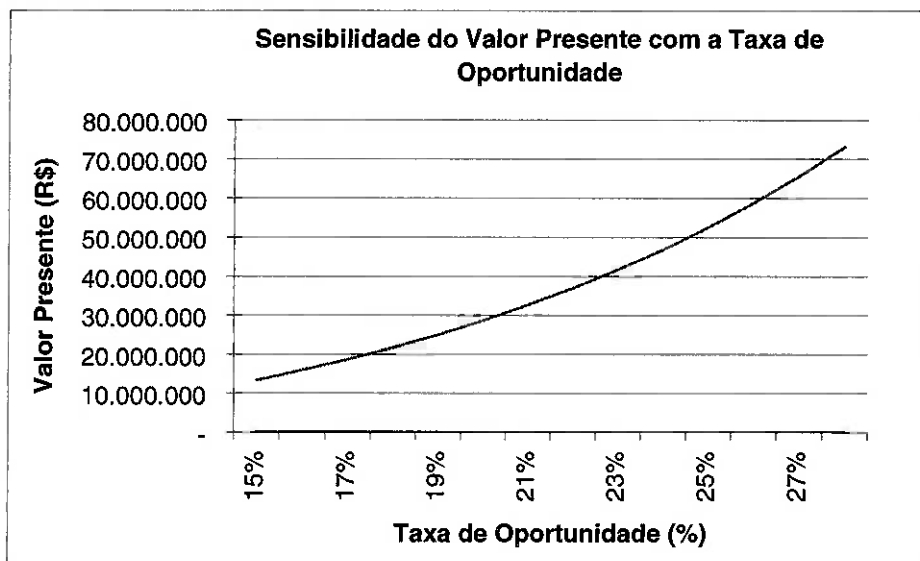
Como a taxa interna de retorno é maior que a taxa mínima de atratividade, o investimento é rentável.

### Método 3: Valor Presente

Valor Presente do fluxo	R\$80.860.183,84
Investimento Inicial	(R\$28.337.500)
<b>VALOR PRESENTE</b>	<b>R\$52.522.683,84</b>

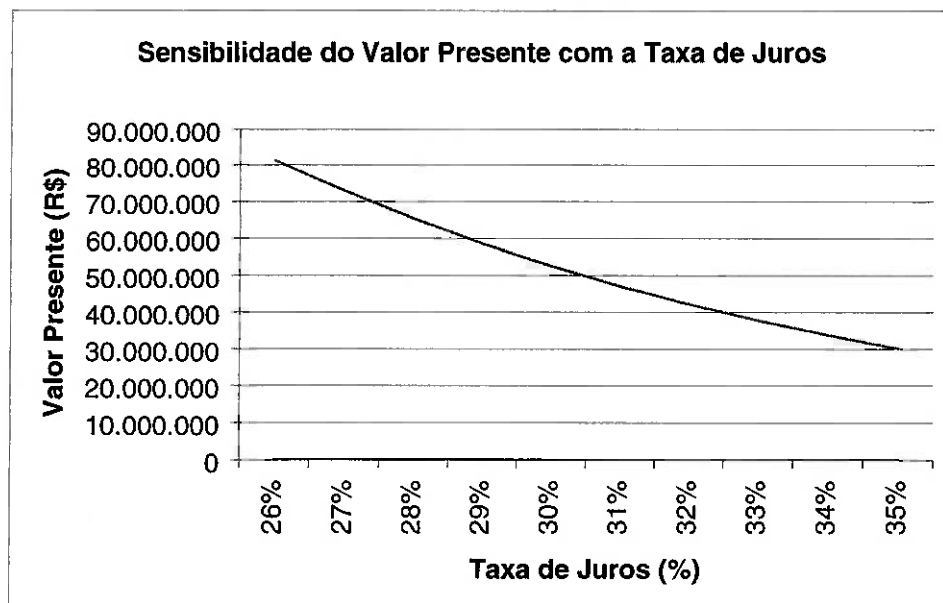
### Análises de Sensibilidade

Mantendo-se fixas a vida útil da instalação ( 20 anos ) e a taxa de juros anual ( 30% ), observa-se que, conforme mostrado na figura abaixo, um incremento na taxa de oportunidade corresponde a uma elevação no valor presente do investimento.



**Gráfico 4:** Sensibilidade do valor presente da instalação com a taxa de oportunidade.

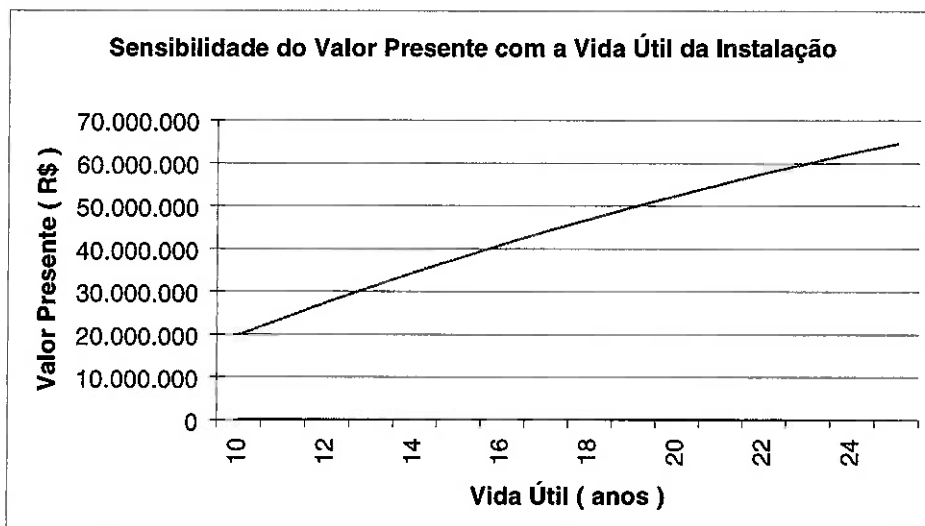
Mantendo-se fixas a vida útil da instalação ( 20 anos ) e a taxa de oportunidade anual ( 25% ), observa-se que, conforme mostrado na figura abaixo, um incremento na taxa de juros corresponde a uma redução no valor presente do investimento.



**Gráfico 5:** Sensibilidade do valor presente da instalação com a taxa de juros.

Mantendo-se fixas a taxa de juros anual ( 30% ) e a taxa de oportunidade anual ( 25% ), observa-se que, conforme mostrado na figura abaixo, um incremento na vida útil da instalação corresponde a uma elevação no valor presente do investimento.





**Gráfico 6:** Sensibilidade do valor presente da instalação com a vida útil da instalação.

## 2.9 Conclusões

Uma comparação das duas alternativas acima permite inferir que a instalação de um ciclo Rankine Regenerativo se pagará em um tempo menor, ao passo que, ao longo da vida útil da planta o ciclo combinado trará maior receita ( tem valor presente maior ), sendo portanto mais viável.

Convém notar que o ciclo Rankine Regenerativo só foi viável devido à existência de gás natural previamente comprado da COMGÁS. Se o cliente tivesse que comprar os 3.000.000 Nm<sup>3</sup>, a planta seria deficitária.

Quanto ao ciclo combinado, se queimássemos somente gás natural a instalação se pagaria em um tempo maior ( no caso, em 18 anos ) com um valor presente menor.

Desse modo, pode-se concluir que tanto do ponto de vista econômico, quanto do ecológico, é viável a queima do gás residual.

## **. Referências Bibliográficas**

- ] Torreira, R.P. **Geradores de Vapor**, Ed. Libris, São Paulo, 1995.
- ] Haywood, R. W. **Analysis of Engineering Cycles**, Pergamon Press, London, 1967.
- ] Ganapathy, V. **Steam Plant Calculations Manual**, 2ª edição, Marcel Dekker Inc, Nova York, 1994.
- ] Shavit, A. & Gutfinger, C. **Thermodynamics : from concepts to applications**, Prentice Hall, London, 1995.
- ] Pera, H. **Geradores de Vapor : Um Compêndio Sobre a Conversão de Energia Com Vistas à Preservação da Ecologia**, Ed. Fama, São Paulo, 1990.
- ] Wylen, G.J.V. & Sonntag, R.E. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**, tradução da 4ª edição americana, 1995.
- ] **Apostila de PHD-308 - Ciências do Ambiente** - Departamento de Engenharia Hidráulica e Sanitária -EPUSP, São Paulo, 1994.
- ] **Apostila de PMC-475 - Metodologia de Projeto** - Departamento de Engenharia Mecânica - EPUSP, São Paulo, 1997.
- ] **Legislação Estadual - Controle da poluição Ambiental - Estado de São Paulo**, CETESB, São Paulo, agosto de 1990.
- ] Neto, A.H. & Tribess, A. & Volpe, E.V. & Fiorelli, F.A.S. **Máquinas Térmicas - Experiências de Laboratório**, EPUSP, São Paulo, 1996.
- ] Perry & Chilton **Manual de Engenharia Química**, 5ª ed., Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1980.
- ] Sistema Lafis, 1997 .

- [13] **Balço Energético do Estado de São Paulo - 1997.** Governo do Estado de São Paulo. Secretaria de Estado de Energia.
- [14] Meier, H.W. **Projeto de Um Gerador de Vapor, Combustível Lenha,** Trabalho de formatura apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica - EPUSP, São Paulo, 1986.
- [15] Neto, F.T. & Turcio,W.H.L. **Caldeira de Recuperação** , Trabalho de formatura apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica - EPUSP, São Paulo, 1996.
- [16] GateCycle User's Guide ( Volumes 1 e 2 ).
- [17] Gunn, D. & Horton, R. **Industrial Boilers.** Longman Scientific & Technical, Londres, 1989.
- [18] Saad, M.A. **Thermodynamics for Engineers.** Prentice - Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1966.
- [19] Bailly, M. **Thermodynamique Technique : Compléments et Problèmes.** Livrairie Dunod, Paris, 1977.
- [20] Bran, R. & Souza,Z. **Máquinas de Fluxo : turbinas, bombas e ventiladores.** Ao Livro Técnico S. A. , Rio de Janeiro, 1969.
- [21] Westinghouse. **Power Generation : Combustion Turbine Technology - 50 Years of Progress.**
- [22] sites da **Internet**

*<http://cogen.mit.edu/>*

*<http://www.hlc.pt/>*

## Apêndice I – Diagrama Temperatura x Entropia para os Ciclos Propostos

Nesta seção, com a utilização do *software Engineering Equation Solver*, plotou-se, a partir dos resultados das simulações dos ciclos Rankine regenerativo e combinado, seus diagramas “Temperatura x entropia”.

Listagem dos programas, elaborados.

- Ciclo Rankine regenerativo

{ fluxo 6: Superaquecedor - Tubulação }

$$m(1)=20,3$$

$$T(1)=440$$

$$P(1)=6030$$

$$h(1)=3277,7$$

$$x(1)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(1);P=P(1))$$

$$SS(1)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(1);P=P(1))$$

{ fluxo 7: Tubulação - Turbina a Vapor }

$$m(2)=20,3$$

$$T(2)=438,9$$

$$P(2)=5849,1$$

$$h(2)=3277,7$$

$$x(2)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(2);P=P(2))$$

$$SS(2)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(2);P=P(2))$$

{ fluxo 8: Turbina a Vapor - Condensador }

$$m(3)=16,4$$

$$T(3)=41,5$$

$$P(3)=8$$

$$h(3)=2284,2$$

$$x(3)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(3);P=P(3))$$

$$SS(3)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(3);P=P(3))$$

{ fluxo 9: Condensador - Bomba do condens. }

$$m(4)=17,7$$

$$T(4)=41,3$$

$$P(4)=8$$

$$h(4)=173$$

$$x(4)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(4);P=P(4))$$

$$SS(4)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(4);P=P(4))$$

{ fluxo 10: Bomba do condens. - Trocador de Calor }

$$m(5)=17,7$$

$$T(5)=41,4$$

$$P(5)=300$$

$$h(5)=173,4$$

$$x(5)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(5);P=P(5))$$

$$SS(5)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(5);P=P(5))$$

{ fluxo 11: Trocador de Calor - Desaerador }

$$m(6)=17,7$$

$$T(6)=75,6$$

$$P(6)=297$$

$$h(6)=316,9$$

$$x(6)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(6);P=P(6))$$

$$SS(6)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(6);P=P(6))$$

{ fluxo 12: Desaerador - Bomba de aliment. }

$$m(7)=20,5$$

$$T(7)=116,1$$

$$P(7)=175$$

$$h(7)=486,7$$

$$x(7)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(7);P=P(7))$$

$$SS(7)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(7);P=P(7))$$

{ fluxo 13: Bomba de aliment.- Trocador de Calor }

$$m(8)=20,5$$

$$T(8)=116,6$$

$$P(8)=7000$$

$$h(8)=495,2$$

$$x(8)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(8);P=P(8))$$

$$SS(8)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(8);P=P(8))$$

{ fluxo 14: Trocador de Calor - Economizador }

$$m(9)=20,5$$

$$T(9)=153,8$$

$$P(9)=6930$$

$$h(9)=653,1$$

$$x(9)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(9);P=P(9))$$

$$SS(9)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(9);P=P(9))$$

{ fluxo 17: Turbina a Vapor - Trocador de Calor }

$$m(10)=1,1$$

$$T(10)=79,8$$

$$P(10)=47$$

$$h(10)=2488,1$$

$$x(10)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(10);P=P(10))$$

$$SS(10)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(10);P=P(10))$$

{ fluxo 18: Trocador de Calor - Condensador }

$$m(11)=1,1$$

$$T(11)=46,4$$

$$P(11)=44,7$$

$$h(11)=194,1$$

$$x(11)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(11);P=P(11))$$

$$SS(11)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(11);P=P(11))$$

{ fluxo 18': Trocador de Calor - Condensador }

$$m(12)=1,1$$

$$P(12)=8 \quad \{ \text{expurga: pressão igual à do condensador} \}$$

$$h(12)=194,1$$

$$x(12)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(12);P=P(12))$$

$$SS(12)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(12);P=P(12))$$

$$T(12)=\text{TEMPERATURE}(\text{Steam\_NBS};h=h(12);P=P(12))$$

{ fluxo 19: Turbina a Vapor - Tubulação }

$$m(13)=1,4$$

$$T(13)=118,6$$

$$P(13)=190$$

$$h(13)=2672,6$$

$$x(13)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(13);P=P(13))$$

$$SS(13)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(13);P=P(13))$$

{ fluxo 20: Tubulação - Desaerador }

$$m(14)=1,4$$

$$T(14)=116,4$$

$$P(14)=176,7$$

$$h(14)=2672,6$$

$$x(14)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(14);P=P(14))$$

$$SS(14)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(14);P=P(14))$$

{ fluxo 21: Turbina a Vapor - Trocador de Calor }

$$m(15)=1,4$$

$$T(15)=198,1$$

$$P(15)=600$$

$$h(15)=2846$$

$$x(15)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(15);P=P(15))$$

$$SS(15)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(15);P=P(15))$$

{ fluxo 22: Trocador de Calor - Desaerador }

$$m(16)=1,4$$

$$T(16)=121,6$$

$$P(16)=570$$

$$h(16)=511,9$$

$$x(16)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(16);P=P(16))$$

$$SS(16)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(16);P=P(16))$$

{ fluxo 22': Trocador de Calor - Desaerador }

$$m(17)=1,4$$

$$P(17)=176,4$$

$$h(17)=511,9$$

$$x(17)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(17);P=P(17))$$

$$SS(17)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(17);P=P(17))$$

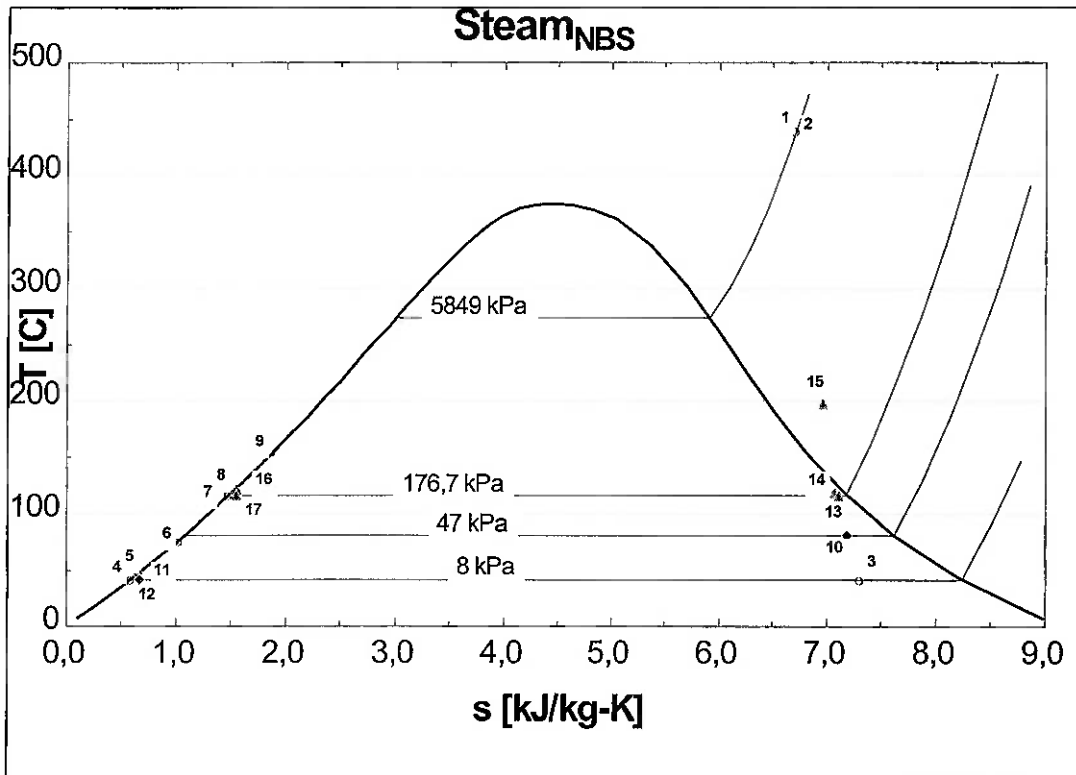
$$T(17)=\text{TEMPERATURE}(\text{Steam\_NBS};h=h(17);P=P(17))$$



**Tabela 24:** Ciclo Rankine regenerativo.

Pontos	H ( kJ/kg )	M ( kg / s)	p ( kPa )	T ( °C )	X (%)	s( kJ/kg.K)
1	3278	20,3	6030	440		6,684
2	3278	20,3	5849	438,9		6,697
3	2284	16,4	8	41,5	87,9	7,3
4	173	17,7	8	41,3		0,5898
5	173,4	17,7	300	41,4		0,5901
6	316,9	17,7	297	75,6		1,023
7	486,7	20,5	175	116,1		1,484
8	495,2	20,5	7000	116,6		1,487
9	653,1	20,5	6930	153,8		1,874
10	2488	1,1	47	79,8	93,3	7,176
11	194,1	1,1	44,7	46,4		0,6562
12	194,1	1,1	8	41,49	0,85	0,6569
13	2673	1,4	190	118,6	98,6	7,064
14	2673	1,4	176,7	116,4	98,7	7,096
15	2846	1,4	600	198,1		6,958
16	511,9	1,4	570	121,6		1,547
17	511,9	1,4	176,4	116,3	1,1	1,549

Abaixo, se encontra o diagrama “T<sub>x</sub>s” para o ciclo Rankine regenerativo estudado, bem como os pontos indicados na tabela acima.



**Gráfico 1:** Diagrama T x s do Ciclo Rankine regenerativo.

- Ciclo Combinado ( Parte referente ao ciclo Rankine )

{ fluxo 3: Superaquecedor - Turbina Vapor }

$$m[1] = 23,5$$

$$T[1] = 480$$

$$P[1] = 8550$$

$$h[1] = 3342,4$$

$$x[1] = \text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS}; h = h[1]; P = P[1])$$

$$SS[1] = \text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS}; X = x[1]; P = P[1])$$

{ fluxo10: Turbina Vapor - Condensador }

$$m[2] = 21,95$$

$$T[2] = 45,8$$

$$P(2)=10,0$$

$$h(2)=\text{ENTHALPY}(\text{Steam\_NBS};T=T(2);P=P(2))$$

$$x(2)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(2);P=P(2))$$

$$SS(2)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(2);P=P(2))$$

{ fluxo 14: Condensador - Bomba Condens }

$$m(3)=22,0$$

$$T(3)=45,8$$

$$P(3)=10,0$$

$$h(3)=\text{ENTHALPY}(\text{Steam\_NBS};T=T(3);P=P(3))$$

$$x(3)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(3);P=P(3))$$

$$SS(3)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(3);P=P(3))$$

{ fluxo 18: Bomba Condens - Misturador }

$$m(4)=22,0$$

$$T(4)=45,9$$

$$P(4)=300$$

$$h(4)=\text{ENTHALPY}(\text{Steam\_NBS};T=T(4);P=P(4))$$

$$x(4)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(4);P=P(4))$$

$$SS(4)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(4);P=P(4))$$

{ fluxo 11: Bomba de água de reposição - Misturador }

$$m(5)=0,01$$

$$T(5)=80,0$$

$$P(5)=300$$

$$h(5)=\text{ENTHALPY}(\text{Steam\_NBS};T=T(5);P=P(5))$$

$$x(5)=\text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS};h=h(5);P=P(5))$$

$$SS(5)=\text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS};X=x(5);P=P(5))$$

{ fluxo 17: Misturador - Desaerador }

$$m(6)= 22,0$$

$$T(6) = 45,9$$

$$P(6) = 300$$

$$h(6) = \text{ENTHALPY}(\text{Steam\_NBS}; T=T(6); P=P(6))$$

$$x(6) = \text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS}; h=h(6); P=P(6))$$

$$SS(6) = \text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS}; X=x(6); P=P(6))$$

{ fluxo 13: Turbina a Vapor - Desaerador }

$$m(7) = 1,6$$

$$T(7) = 121,8$$

$$P(7) = 200$$

$$h(7) = \text{ENTHALPY}(\text{Steam\_NBS}; T=T(7); P=P(7))$$

$$x(7) = \text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS}; h=h(7); P=P(7))$$

$$SS(7) = \text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS}; X=x(7); P=P(7))$$

{ fluxo 9: Desaerador - Bomba Aliment. }

$$m(8) = 23,5$$

$$T(8) = 85,7$$

$$P(8) = 59,4$$

$$h(8) = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=T(8); P=P(8))$$

$$x(8) = \text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS}; h=h(8); P=P(8))$$

$$SS(8) = \text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS}; X=x(8); P=P(8))$$

{ fluxo 12: Bomba Aliment. - Economizador }

$$m(9) = 23,5$$

$$T(9) = 86,7$$

$$P(9) = 10000$$

$$h(9) = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=T(9); P=P(9))$$

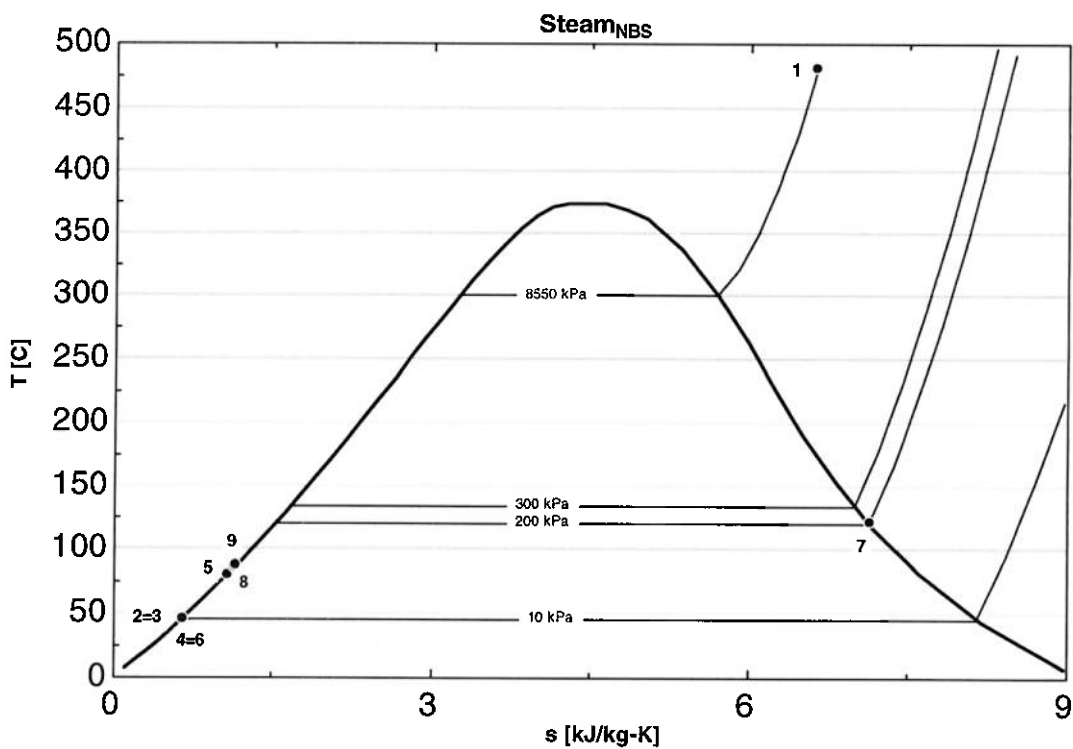
$$x(9) = \text{QUALITY}(\text{Steam\_NBS}; h=h(9); P=P(9))$$

$$SS(9) = \text{ENTROPY}(\text{Steam\_NBS}; X=x(9); P=P(9))$$

**Tabela 25:** Ciclo combinado.

	h (kJ/kg)	m (kg/s)	p (kPa)	T (°C)	s (kJ/kg.K)
1	3342	23,5	8550	480	6,622
2	191,8	21,95	10	45,8	0,649
3	191,8	22	10	45,8	0,649
4	192,4	22	300	45,9	0,6502
5	335,1	0,01	300	80	1,075
6	192,4	22	300	45,9	0,6502
7	2710	1,6	200	121,8	7,136
8	358,7	23,5	59,4	85,7	1,142
9	373,1	23,5	10000	86,7	1,154

Abaixo, se encontra o diagrama "T<sub>s</sub>" para o ciclo combinado estudado, bem como os pontos indicados na tabela acima.



**Gráfico 2:** Diagrama T x s do Ciclo Combinado.