

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DA ENERGIA

**Análise termoenergética, econômica e ambiental da repotenciação e conversão
de UTEs com ciclo Rankine para ciclo combinado utilizando turbinas a gás**

Autor: Washington Orlando Irrazábal Bohórquez

Itajubá, Setembro de 2007

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DA ENERGIA**

**Análise termoenergética, econômica e ambiental da repotenciação
e conversão de UTEs com ciclo Rankine para ciclo combinado
utilizando turbinas a gás**

Autor: Washington Orlando Irrazábal Bohórquez

Dissertação submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia da Energia como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Ciências em Engenharia da Energia.

**Setembro de 2007
Itajubá – MG**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Mauá –
Bibliotecária Margareth Ribeiro- CRB_6/1700

B677a

Bohorquez, Washington Orlando Irrazabal

Análise termoenergética, econômica e ambiental da reposição e conversão de UTEs com ciclo Rankine para ciclo combinado utilizando turbinas a gás / Washington Orlando Irrazabal Bohorquez. -- Itajubá,(MG) : [s.n.], 2007.

322 p. : il.

Orientador: Prof. Dr. Luiz Augusto Horta Nogueira.

Co-orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Itajubá.

1. Usinas termoelétricas. 2. Repotenciação. 3. Ciclo combinado. 4. Avaliação da emissão de CO₂. I. Nogueira, Luiz Augusto Horta, orient. II. Lora, Electo Eduardo Silva, co-orient. III. Universidade Federal de Itajubá. IV. Título.

CDU 621.311.2(043)

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DA ENERGIA**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Análise termoenergética, econômica e ambiental da
repotenciação e conversão de UTEs com ciclo Rankine
para ciclo combinado utilizando turbinas a gás**

Autor: **Washington Orlando Irrazábal Bohórquez**

Orientador: **Prof. Dr. Luiz Augusto Horta Nogueira**

Co-orientador: **Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora**

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Silvio de Oliveira Júnior – Escola Politécnica de São Paulo

Prof. Dr. Zulcy de Souza – Universidade Federal de Itajubá

Prof. Dr. Luiz Augusto Horta Nogueira – Universidade Federal de Itajubá

Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora – Universidade Federal de Itajubá



Ministério da Educação
UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
Criada pela Lei nº 10.435, de 24 de abril de 2002

A N E X O II
FOLHA DE JULGAMENTO DA BANCA EXAMINADORA

Título da Dissertação: "Análise Termoenergética, econômica e ambiental da repotencialização e conversão de UTEs com ciclo Rankine para ciclo combinado utilizando turbinas a gás"

Autor: **WASHINGTON ORLANDO IRRAZÁBAL BOHÓRQUEZ**

JULGAMENTO

Examinadores	Conceito		Rúbrica
	A = Aprovado	R = Reprovado	
1º	A		
2º	A		
3º	A		
4º	A		

Observações:

- 1) O Trabalho será considerado Aprovado se todos os Examinadores atribuírem conceito A.
- 2) O Trabalho será considerado Reprovado se forem atribuídos pelos menos 2 conceitos R.
- 3) O Trabalho será considerado Insuficiente (I) se for atribuído pelo menos um conceito R. Neste caso o candidato deverá apresentar novo trabalho. A banca deve definir como avaliar a nova versão da Dissertação.

Resultado Final: _____ ou seja, _____

Observações: _____

Itajubá, 21 de setembro de 2007.

Prof. Dr. Silvio de Oliveira Junior
1º Examinador – USP

Prof. Dr. Zulcy de Souza
2º Examinador – UNIFEI

Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora
3º Examinador (Co-Orientador) – UNIFEI

Luiz Augusto Horta Nogueira
4º Examinador (Orientador) – UNIFEI

Dedicatória

À minha mãe Maria Bohórquez de Irrazábal

Ao meu pai Lauro Irrazábal Coello

Às minhas irmãs Aracely, Ingrid e Teresa Irrazábal Bohórquez

Ao meu cunhado Alfred Eppig

Às minhas sobrinhas Maria Angelina e Jael Eppig Irrazábal

À minha família toda.

Agradecimentos

Ao criador Jeová, Deus Todo-poderoso, que dá alento, força e vida a suas criaturas, tanto na terra como nos céus, sem cujo apoio, fortaleza e benção, eu não teria culminado neste período de estudos.

Aos meus pais, Maria e Lauro Irrazábal, pelo seu apoio, amor, ternura e incentivo para minha formação e desenvolvimento no campo acadêmico e humano.

Ao meu Orientador, Prof. Dr. Luiz Augusto Horta Nogueira, pela competência, dedicação, paciência e amizade demonstrada neste período de estudo.

Ao meu Co-orientador, Prof. Dr. Electo Silva Lora, pela colaboração, dedicação e amizade demonstrada durante o desenvolvimento do presente trabalho.

Às minhas irmãs Aracely, Ingry, Teresita Irrazábal Bohórquez, às minhas sobrinhas Maria Angelina e Jael Elfriede Eppig Irrazábal e ao meu cunhado Alfred Eppig, por estar a meu lado me apoiando e fortalecendo neste período da minha vida.

Aos meus amigos, Ricardo Aguiar, Luciano Bonafé, Josefina Bernardo, Yasmine Cunha, Fernanda Fortes Westin, Milena Nogueira, Benjamin Varas, Ricardo Carpio, Ramiro Ramírez, Manuel Rendón, Gustavo Ronceros pelo permanente incentivo, colaboração, amizade, momentos de lazer e inesquecível convívio profissional.

À Universidade Federal de Itajubá representada pelos seus dedicados Professores e Funcionários, pela oportunidade que me concedeu para a realização deste trabalho, e aos amigos, pelo convívio profissional.

À Organização dos Estados Americanos, através do Programa de bolsas, por acreditar na minha formação como um indivíduo apto a receber o respectivo apoio financeiro.

À empresa de geração termoelétrica Electroguyas e Operman do Equador, por ter acreditado em mim e ter me dado a oportunidade de cumprir os meus sonhos.

Ao NEST e seus colaboradores pelo apoio e a disponibilidade de suas instalações.

Em tempo algum, consideres o estudo como uma obrigação, senão como uma oportunidade para ingressar no belo e maravilhoso mundo do saber.

Resumo

IRRRAZÁBAL, B. W. O. (2007), *Análise termoenergética, econômica e ambiental da repotenciação e conversão de UTEs com ciclo Rankine para ciclo combinado utilizando turbinas a gás*, Itajubá, 322p. Dissertação (Mestrado em Engenharia da Energia) – Universidade Federal de Itajubá.

Diversas usinas termoelétricas instaladas nos países latino-americanos entre os anos 1960 e 1990, tipicamente utilizando óleo combustível, estão funcionando na atualidade com um ciclo termodinâmico de baixo rendimento térmico e com reduzido controle de emissões poluentes. O presente trabalho desenvolve um estudo das condições gerais, das diferentes alternativas tecnológicas e das implicações da repotenciação dessas unidades, visando essencialmente o incremento da capacidade de geração instalada e melhorando a eficiência térmica, especialmente mediante o redesenho do sistema térmico convertendo tais unidades para um ciclo combinado. O presente estudo inclui a aplicação do software Gatecycle para a simulação de diferentes configurações na repotenciação de uma usina termoelétrica real, com ciclo a vapor Rankine com superaquecimento e regeneração, com 73 MW de capacidade, utilizando atualmente óleo combustível, localizada em Guayaquil, Equador. Entre as alternativas estudadas, se destacou a adoção de gás natural com a introdução de turbinas a gás e caldeiras de recuperação, permitindo incrementar a eficiência global do ciclo dos 27% para aproximadamente 46 a 50%, dependendo da configuração térmica utilizada. Além disso, foi realizada uma análise econômica dos custos de produção de energia elétrica e uma avaliação das emissões do poluente CO₂, devido à mudança de óleo combustível por gás natural, que confirmam o interesse e a viabilidade das mudanças sugeridas.

Palavras-chave

Geração de energia elétrica, usinas termoelétricas, repotenciação, ciclo combinado, análise econômica, avaliação da emissão de CO₂.

Abstract

IRRAZÁBAL, B. W. O. (2007), *Thermo-energetic, economic and environmental analysis of repowering and conversion Thermoelectric Power Plants, with Rankine cycle for combined cycle using gas turbines*, Itajubá, 322p. Master Dissertation – Federal University of Itajubá.

Several Thermoelectric Power Plants installed in Latin-American countries between the 60's and 90's, most of them using fuel oil, are actually working with low thermal efficiency in its thermodynamic cycle, and reduced control of pollutant emissions. The present work develops an analysis of the general conditions, the existent technological alternatives, and the implications of repowering these units, focusing in increment the essential installed generation capacity and improving the thermal efficiency, especially by redesigning its thermal system, converting such units into a combined cycle. The present study includes developing several applications in Gate Cycle, to simulate different configurations of repowering a real Thermoelectric Power Plant, with Rankine steam cycle, superheating and regeneration, 73 MW of generation capacity, using fuel oil, placed in Guayaquil, Ecuador. Among the analyzed alternatives, it points out adopting natural gas, introducing gas turbines with a heat recovery steam generator, which allows an increase in the cycle global efficiency from 27% to 46 – 50%, depending on the used thermal configuration. Moreover, it was performed an economical analysis of the electric power production costs, and an evaluation of the reduction in CO₂ pollutant emissions, due to the substitution of fuel oil by natural gas, that confirms the benefit and viability of the suggested improvements.

Keywords

Power generation, thermoelectric power plant, repowering, combined cycle, economic analysis, discharge CO₂ evaluation.

Sumário

SUMÁRIO	I
LISTA DE FIGURAS	VI
LISTA DE TABELAS	X
SIMBOLOGIA	XIII
LETRAS LATINAS	XIII
LETRAS GREGAS	XVI
SUPERESCRITOS	XVIII
SUBSCRITOS	XX
ABREVIATURAS	XXIII
SIGLAS	XXVI
CAPÍTULO 1	29
INTRODUÇÃO	29
1.1 Justificativas e motivação -----	29
1.1.1 Introdução -----	29
1.1.2 Justificativas-----	33
1.2 Objetivos-----	33
1.3 Revisão Bibliográfica -----	34
1.4 Estrutura da Dissertação -----	37
CAPÍTULO 2	40
USINAS TERMOELÉTRICAS E SUA REPOTENCIADAÇÃO	40
2.1 Descrição de Usinas Termoelétricas -----	40
2.1.1 Usinas Termoelétricas com Turbinas a vapor -----	40
2.1.2 Usinas Termoelétricas com Turbinas a gás -----	44
2.1.3 Usinas Termoelétricas com Ciclo combinado -----	48

2.1.4 Tipos de combustíveis fósseis utilizados -----	51
2.1.4.1 Óleo combustível-----	51
2.1.4.2 Óleo diesel -----	52
2.1.4.3 Gás natural -----	53
2.1.4.4 Reações de combustão-----	55
2.2 Justificativas da Repotenciação de UTE -----	57
CAPÍTULO 3 -----	60
METODOLOGIAS DE REPOTENCIAMENTO -----	60
3.1 Aspectos gerais-----	60
3.1.1 Aspectos técnicos-----	62
3.1.1.1 Reutilização ou substituição dos equipamentos existentes-----	62
3.1.1.2 Configuração do novo modelo termodinâmico-----	63
3.1.2 Aspectos econômicos -----	65
3.1.3 Aspectos ambientais -----	68
3.2 Tecnologias utilizadas-----	70
3.2.1 Nova planta de potência -----	72
3.2.2 Ciclo combinado completo -----	74
3.2.3 Injeção dos gases de exaustão da(s) turbina(s) a gás na caldeira convencional existente -----	79
3.2.4 Aquecimento d'água de alimentação-----	80
3.2.5 Paralela ou Híbrida -----	84
3.2.6 Caldeira de leito fluidizado à pressão atmosférica -----	88
3.2.7 Câmara de leito fluidizado pressurizado-----	89
3.2.8 Ciclo combinado com gaseificação -----	90
3.3 Ferramentas da simulação numérica -----	92
3.3.1 <i>Software Gatecycle</i> -----	92
3.4 Modelagem dos equipamentos de uma planta de potência com o <i>software Gatecycle</i> -----	95
3.4.1 Turbina a vapor -----	95
3.4.2 Caldeira convencional -----	98
3.4.3 Condensador -----	102
3.4.4 Caldeira de recuperação térmica (HRSG) -----	104
3.4.5 Turbina a gás-----	111
3.4.6 Bombas -----	117
3.4.7 Desaerador-----	118

3.4.8 Aquecedor de superfície -----	119
3.4.9 Avaliação do desempenho de alguns equipamentos -----	122
CAPÍTULO 4	125
EXEMPLOS DE REPOTENCIAMENTO DE USINAS TERMOELÉTRICAS	125
4.1 UTE Tifeo de Roma de 70 MW, Itália-----	125
4.1.1 Configuração térmica antes da repotenciação -----	126
4.1.2 Configuração térmica depois da repotenciação-----	127
4.1.3 Resultados obtidos da repotenciação-----	128
4.2 UTE Valle de México de 300 MW, México -----	132
4.2.1 Modelo térmico antes da repotenciação -----	133
4.2.2 Desenho térmico depois da repotenciação -----	133
4.2.3 Melhoras obtidas a partir da repotenciação -----	135
CAPÍTULO 5	137
ESTUDO DA REPOTENCIAMENTO DA UNIDADE U-2 DA UTE GONZALO	
ZEVALLOS EM GUAIAQUIL - EQUADOR	137
5.1 Metodologia utilizada -----	137
5.2 Características atuais da unidade U-2 -----	138
5.2.1 Descrição geral da planta de potência -----	138
5.2.2 Características dos equipamentos -----	139
5.2.3 Configuração termodinâmica existente-----	142
5.3 Modelos de repotenciação aplicados na planta de potência U-2-----	144
5.3.1 Ciclo combinado completo com duas turbinas a gás-----	144
5.3.2 Ciclo combinado completo com uma turbina a gás -----	147
5.3.3 Ciclo combinado com injeção de água na turbina a gás-----	149
5.3.4 Ciclo combinado com injeção de vapor na turbina a gás-----	151
5.3.5 Ciclo combinado em paralelo, queimando gás natural -----	153
5.3.6 Ciclo híbrido, queimando óleo combustível e diesel-----	155
5.4 Avaliação econômica da geração de energia elétrica -----	157
5.4.1 Custo da eletricidade gerada -----	157
5.4.2 Métodos utilizados na avaliação econômica -----	167
5.4.2.1 Método do valor presente -----	167
5.4.2.2 Método do custo capitalizado-----	171
5.4.2.3 Método do tempo de retorno de capital-----	173
5.5 Avaliação da emissão específica de CO ₂ -----	173

CAPÍTULO 6	176
ANÁLISE DE RESULTADOS	176
6.1 Análise dos resultados termoenergéticos -----	177
6.1.1 Desempenhos e parâmetros operacionais -----	177
6.1.2 Caracterização dos fluxos de energia nos sistemas térmicos simulados-----	186
6.2 Análise dos resultados econômicos -----	190
6.3 Análise dos resultados da emissão de CO ₂ -----	196
6.4 Resumo da análise dos resultados obtidos-----	199
CAPÍTULO 7	200
COMENTÁRIOS E RECOMENDAÇÕES	200
7.1 Comentários -----	200
7.2 Limitações do trabalho-----	202
7.3 Recomendações -----	202
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	204
APÊNDICE A – POTÊNCIA ELÉTRICA INSTALADA NOS PAÍSES	
LATINO-AMERICANOS	
APÊNDICE B – ENERGIA ELÉTRICA GERADA POR TIPO DE FONTE NOS	
PAÍSES LATINO-AMERICANOS	
APÊNDICE C – RESULTADOS GLOBAIS DO DESEMPENHO DA PLANTA	
DE POTÊNCIA U-2 DA UTE GONZALO ZEVALLOS	
APÊNDICE D – RESULTADOS GLOBAIS DO DESEMPENHO DA PLANTA DE	
POTÊNCIA U-2, REPOTENCIADA COMO CICLO COMBINADO	
COMPLETO COM 2 TURBINAS A GÁS	
APÊNDICE E – RESULTADOS GLOBAIS DO DESEMPENHO DA PLANTA DE	
POTÊNCIA U-2, REPOTENCIADA COMO CICLO COMBINADO	
COMPLETO COM UMA TURBINA A GÁS	
APÊNDICE F – RESULTADOS GLOBAIS DO DESEMPENHO DA PLANTA DE	
POTÊNCIA U-2, REPOTENCIADA COMO CICLO COMBINADO	
COMPLETO COM INJEÇÃO DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO A	
ALTA PRESSÃO E ALTA TEMPERATURA NA TURBINA A GÁS	
APÊNDICE G – RESULTADOS GLOBAIS DO DESEMPENHO DA PLANTA DE	
POTÊNCIA U-2, REPOTENCIADA COMO CICLO COMBINADO	

**COMPLETO COM INJEÇÃO DE VAPOR SUPERAQUECIDO A
ALTA PRESSÃO NA TURBINA A GÁS** _____

**APÊNDICE H – RESULTADOS GLOBAIS DO DESEMPENHO DA PLANTA
DE POTÊNCIA U-2, REPOTENCIADA COMO CICLO
COMBINADO HÍBRIDO, QUEIMANDO GÁS NATURAL** _____

**APÊNDICE I – RESULTADOS GLOBAIS DO DESEMPENHO DA PLANTA
DE POTÊNCIA U-2, REPOTENCIADA COMO CICLO
COMBINADO HÍBRIDO, QUEIMANDO ÓLEO COMBUSTÍVEL
E ÓLEO DIESEL** _____

**APÊNDICE J – CUSTOS DE INVESTIMENTO INICIAL, FIXOS E VARIÁVEIS NA
DETERMINAÇÃO DO PREÇO DA ELETRICIDADE GERADA NA
PLANTA DE POTÊNCIA U-2** _____

**APÊNDICE K – CARACTERIZAÇÃO DOS FLUXOS DE ENERGIA DOS
SISTEMAS TÉRMICOS DE POTÊNCIA SIMULADOS
A CARGA PARCIAL (100, 75, 50 E 25%)** _____

Lista de Figuras

Figura 1.1	– Potência elétrica instalada nos países latino-americanos.-----	30
Figura 1.2	– Potência elétrica instalada (%) nos países latino-americanos. -----	30
Figura 1.3	– Energia elétrica gerada nos países latino-americanos. -----	31
Figura 1.4	– Energia elétrica gerada (%) nos países latino-americanos. -----	31
Figura 1.5	– Tipos de UTE (%) nos países latino-americanos.-----	32
Figura 2.1	– Ciclo termodinâmico Rankine simples, no diagrama T – S. -----	42
Figura 2.2(a)	– Ciclo Rankine modificado, no diagrama T – S, com superaquecimento. -----	43
Figura 2.2(b)	– Ciclo Rankine modificado, no diagrama T – S, com superaquecimento e reaquecimento.-----	43
Figura 2.2(c)	– Ciclo Rankine modificado, no diagrama T – S, com regeneração.-----	43
Figura 2.3	– Turbina a gás de ciclo aberto simples. -----	44
Figura 2.4	– Ciclo Brayton no diagrama entrópico. -----	46
Figura 2.5(a)	– Representação de uma turbina a gás de ciclo aberto, com regeneração.-----	47
Figura 2.5(b)	– Representação de uma turbina a gás de ciclo aberto, com resfriamento e regeneração.-----	47
Figura 2.6	– Diagrama temperatura-entropia para o ciclo combinado.-----	49
Figura 2.7	– Diagrama simplificado de um ciclo combinado.-----	49
Figura 2.8	– Configurações térmicas de ciclos combinados. -----	50
Figura 2.9	– Potência da turbina a gás <i>versus</i> potência da turbina a vapor para diversas opções de repotenciação.-----	58
Figura 3.1	– Emissão específica de CO ₂ para vários tipos de plantas. -----	70
Figura 3.2	– Nova planta de potência de ciclo combinado com dois níveis de pressão. ---	73
Figura 3.3	– Planta de potência a vapor, convencional. -----	75
Figura 3.4	– Repotenciação com ciclo combinado completo.-----	75
Figura 3.5	– UTE de ciclo combinado sem queima suplementar.-----	77

Figura 3.6	– Diagrama simplificado da repotenciação <i>Hot Windbox</i> . -----	80
Figura 3.7	– Esquema da repotenciação com aquecimento d'água de alimentação. -----	81
Figura 3.8	– Modelo térmico da repotenciação híbrida ou em paralelo. -----	85
Figura 3.9	– Diagrama térmico de plantas de potência em paralelo. -----	86
Figura 3.10	– UTE com caldeira de leito fluidizado atmosférica. -----	88
Figura 3.11	– Combustão em leito fluidizado pressurizado. -----	89
Figura 3.12	– Ciclo combinado integrado com gaseificação. -----	91
Figura 3.13	– Tela característica da interface gráfica do software <i>Gatecycle</i> . -----	93
Figura 3.14	– Ícone da interface gráfica da turbina a vapor. -----	96
Figura 3.15	– Ícone da interface gráfica da caldeira convencional. -----	98
Figura 3.16	– Variação da temperatura nos fluídos do condensador. -----	103
Figura 3.17	– Ícone da interface gráfica de uma caldeira de recuperação térmica. -----	104
Figura 3.18	– Diagrama esquemático de uma caldeira de recuperação térmica com um nível de pressão e um evaporador de baixa pressão. -----	106
Figura 3.19	– Perfil de temperaturas de uma caldeira de recuperação térmica com um nível de pressão e um evaporador de baixa pressão. -----	106
Figura 3.20	– Representação gráfica de uma caldeira de recuperação com 1 nível de pressão. -----	107
Figura 3.21	– Perfil de temperaturas de uma caldeira de recuperação com 1 nível de pressão. -----	107
Figura 3.22	– Ícone da interface gráfica de uma turbina a gás <i>standard</i> .-----	112
Figura 3.23	– Eficiência máxima do compressor em função da velocidade corrigida. -----	113
Figura 3.24	– Ícone da interface gráfica de um aquecedor de contato direto (desaerador).118	
Figura 3.25	– Aquecedor de superfície usando vapor superaquecido. -----	120
Figura 3.26	– Aquecedor de superfície usando vapor saturado. -----	120
Figura 4.1	– UTE Tifeo de Roma nas condições originais.-----	126
Figura 4.2	– Repotenciação da UTE Tifeo de Roma.-----	128
Figura 4.3	– Potência do ciclo combinado e da turbina a vapor.-----	130
Figura 4.4	– Eficiência líquida do ciclo combinado. -----	131
Figura 4.5	– Temperatura da carcaça da turbina a vapor.-----	131
Figura 4.6	– Rendimento da UTE Tifeo de Roma.-----	132
Figura 4.7	– Repotenciação da UTE Valle de México.-----	135
Figura 5.1	– Configuração térmica atual da planta de potência U-2. -----	142

Figura 5.2	– Repotenciação da U-2 como ciclo combinado completo com 2 turbinas a gás. -----	145
Figura 5.3	– Repotenciação da U-2 como ciclo combinado completo com 1 turbina a gás. -----	147
Figura 5.4	– Repotenciação da U-2 como ciclo combinado completo com injeção de água de alimentação a alta pressão e alta temperatura na turbina a gás.----	149
Figura 5.5	– Repotenciação da U-2 como ciclo combinado completo com injeção de vapor superaquecido a alta pressão na turbina a gás.-----	151
Figura 5.6	– Repotenciação da U-2 como ciclo combinado híbrido (gás natural). -----	153
Figura 5.7	– Repotenciação da U-2 como ciclo combinado híbrido (bicombustível). ---	155
Figura 6.1	– Potência líquida da turbina a gás em função do fator de capacidade. -----	179
Figura 6.2	– Potência líquida da turbina a vapor em função do fator de capacidade. ----	179
Figura 6.3	– Temperatura do vapor superaquecido em função do fator de capacidade. -	181
Figura 6.4	– Fluxo mássico do vapor superaquecido em função do fator de capacidade. -----	181
Figura 6.5	– Temperatura dos gases de exaustão em função do fator de capacidade.----	183
Figura 6.6	– Fluxo mássico dos gases de exaustão em função do fator de capacidade.--	183
Figura 6.7	– Temperatura d'água de alimentação na saída do economizador.-----	184
Figura 6.8	– Rendimento do gerador de vapor em função do fator de capacidade.-----	184
Figura 6.9	– <i>Heat rate</i> em função do fator de capacidade.-----	185
Figura 6.10	– Eficiência térmica global em função do fator de capacidade.-----	186
Figura 6.11	– Diagrama de Sankey do ciclo Rankine modificado com regeneração e superaquecimento da planta U-2 nas condições atuais.-----	187
Figura 6.12	– Diagrama de Sankey da repotenciação como ciclo combinado completo com duas turbinas a gás.-----	187
Figura 6.13	– Diagrama de Sankey da repotenciação como ciclo combinado completo com uma turbinas a gás. -----	188
Figura 6.14	– Diagrama de Sankey da repotenciação como ciclo combinado completo com injeção de água de alimentação a alta temperatura e alta pressão na turbinas a gás. -----	188
Figura 6.15	– Diagrama de Sankey da repotenciação como ciclo combinado completo com injeção de vapor superaquecido a alta pressão na turbinas a gás.----	189
Figura 6.16	– Diagrama de Sankey da repotenciação como ciclo combinado híbrido queimando gás natural. -----	189

Figura 6.17	– Diagrama de Sankey da repotenciação como ciclo combinado híbrido bicompostível: óleo combustível e óleo diesel. -----	190
Figura 6.18	– Capital de investimento e ganho obtido nos modelos de repotenciação. ---	192
Figura 6.19	– Tempo de retorno do capital de investimento nos modelos de repotenciação.-----	192
Figura 6.20	– Despesas no consumo de combustível em função do <i>heat rate</i> . -----	193
Figura 6.21	– Economia de energético e nas despesas em função do <i>heat rate</i> .-----	193
Figura 6.22	– Variação na economia de energético e nas despesas em função do <i>heat rate</i> .-----	194
Figura 6.23	– Custo da eletricidade gerada em função do fator de capacidade.-----	194
Figura 6.24	– Custo da eletricidade gerada com um fator de capacidade similar às condições atuais.-----	195
Figura 6.25	– Valor presente total – custo total avaliado dos modelos de repotenciação.	195
Figura 6.26	– Emissão específica de CO ₂ em função da eficiência global. -----	197
Figura 6.27	– Emissão específica de CO ₂ em função da potência elétrica. -----	197
Figura 6.28	– Emissão específica de CO ₂ para um fator de capacidade de 65%. -----	198
Figura 6.29	– Toneladas equivalentes de CO ₂ e a eletricidade produzida. -----	198
Figura 6.30	– Variação da emissão de CO ₂ /kWh nos modelos de ciclo combinado. -----	199

Lista de Tabelas

Tabela 2.1	– Óleo combustível <i>Bunker</i> tipo C produzido no Equador. -----	52
Tabela 2.2	– Óleo diesel tipo 2 produzido no Equador. -----	53
Tabela 2.3	– Características do gás natural de Camisea no Perú. -----	54
Tabela 2.4	– Reações químicas de combustão.-----	56
Tabela 3.1	– Avaliação de diferentes opções de repotenciação. -----	64
Tabela 3.2	– Comparaçāo de custos de investimento. -----	66
Tabela 3.3	– Propriedades termodinâmicas de arranjos típicos entre turbinas a gás e HRSG.-----	76
Tabela 4.1	– Parâmetros da HRSG da UTE Tifeo de Roma. -----	129
Tabela 5.1	– Características da metodologia aplicada nas plantas de potência simuladas.-----	138
Tabela 5.2	– Condições operativas da caldeira da U-2. -----	140
Tabela 5.3	– Condições operativas da turbina a vapor da U-2.-----	140
Tabela 5.4	– Condições operativas do gerador elétrico da U-2.-----	141
Tabela 5.5	– Parâmetros de operação do condensador da U-2.-----	141
Tabela 5.6	– Performances da planta de potência U-2, a carga parcial.-----	143
Tabela 5.7	– Rendimentos da planta U-2 repotenciada (2 turbinas a gás), a carga parcial. -----	146
Tabela 5.8	– Rendimentos da planta U-2 repotenciada (1 turbina a gás), a carga parcial. -----	148
Tabela 5.9	– Rendimentos da planta U-2 repotenciada (com injeção de água de alimentação a alta pressão e alta temperatura na turbina a gás), a carga parcial. -----	150
Tabela 5.10	– Rendimentos da planta U-2 repotenciada (com injeção de vapor superaquecido a alta pressão na turbina a gás), a carga parcial. -----	152

Tabela 5.11	– Rendimentos da planta U-2 repotenciada (com injeção de vapor superaquecido a alta pressão na turbina a gás), a carga parcial. -----	154
Tabela 5.12	– Rendimentos da planta U-2 repotenciada (ciclo híbrido, bicombustível: óleo combustível e óleo diesel), a carga parcial. -----	156
Tabela 5.13	– Custo da eletricidade gerada pela planta U-2 nas condições atuais. -----	160
Tabela 5.14	– Custo da eletricidade gerada pela planta U-2 como ciclo combinado completo com duas turbinas a gás. -----	161
Tabela 5.15	– Custo da eletricidade gerada pela planta U-2 como ciclo combinado completo com uma turbina a gás.-----	162
Tabela 5.16	– Custo da eletricidade gerada pela planta U-2 como ciclo combinado completo com injeção de água de alimentação a alta pressão e alta temperatura na turbina a gás.-----	163
Tabela 5.17	– Custo da eletricidade gerada pela planta U-2 como ciclo combinado completo com injeção de vapor superaquecido a alta pressão na turbina a gás. -----	164
Tabela 5.18	– Custo da eletricidade gerada pela planta U-2 como ciclo combinado híbrido, queimando gás natural. -----	165
Tabela 5.19	– Custo da eletricidade gerada pela planta U-2 como ciclo combinado híbrido, queimando óleo combustível e óleo diesel. -----	166
Tabela 5.20	– VPT da planta U-2 como ciclo combinado completo com 2 turbinas a gás. -----	168
Tabela 5.21	– VPT da planta U-2 como ciclo combinado completo com uma turbina a gás. -----	169
Tabela 5.22	– VPT da planta U-2 como ciclo combinado completo com injeção de água de alimentação a alta pressão e alta temperatura na turbina a gás.----	169
Tabela 5.23	– VPT da planta U-2 como ciclo combinado completo com injeção de vapor superaquecido a alta pressão na turbina a gás. -----	170
Tabela 5.24	– VPT da planta U-2 como ciclo combinado híbrido, queimando gás natural. -----	170
Tabela 5.25	– VPT da planta U-2 como ciclo combinado híbrido, queimando óleo combustível e óleo diesel. -----	171
Tabela 5.26	– CTE da planta U-2 para todos os modelos aplicados de repotenciação.-----	172

Tabela 5.27	– TRC da planta U-2 para todos os modelos aplicados de repotenciação. -----	173
Tabela 5.28	– Fator de emissão de CO ₂ para o óleo combustível.-----	175
Tabela 5.29	– Fator de emissão de CO ₂ para o óleo diesel. -----	175
Tabela 5.30	– Fator de emissão de CO ₂ para o gás natural. -----	175
Tabela 6.1	– Resultados obtidos da repotenciação da planta U-2. -----	199

Simbologia

Letras Latinas

A	Área
A	Ampère
abs	Absoluto
$A_{f,i}$	Custo anual do combustível para cada período do ano i
$A_{om,i}$	Custo anual de operação e manutenção para cada período do ano i
atm	Atmosfera
bar	Unidade de pressão
°C	Grau Celsius
C_A	Custos administrativos
C_{EG}	Custo da eletricidade gerada
C_f	Custo anual igualado do combustível
C_M	Custos de manutenção
C_{MRE}	Custos adicionais de manutenção pela repotenciação
cm^2	Centímetro quadrado
C_{om}	Custo anual igualado de operação e manutenção
c_p	Calor específico à pressão constante
C_0	Custo de investimento inicial

CO_2	Dióxido de carbono
$\text{C}_{12}\text{H}_{26}$	Óleo diesel
DE_{CO_2}	Emissão específica de CO_2
E_p	Eletricidade produzida
f	Relação ar – combustível
f_{niv}	Fator de nivelação
$\text{FC}_{e,N}$	Fator de correção devido à eficiência da velocidade do compressor
$\text{FC}_{e,p}$	Fator de correção devido à eficiência das pás do compressor
H_{OP}	Tempo de operação de uma planta de potência
H_p	Entalpia dos produtos da combustão de um combustível
H_R	Entalpia de combustão dos reagentes
h	Entalpia específica
<i>Heat rate</i>	Consumo específico de combustível
i	Taxa de juros
I	Investimento
K	Constante arbitrária
L_a	Perdas devido à umidade no ar de combustão
L_c	Perdas devido ao teor de carbono nas cinzas
L_{CS}	Perdas devido às cinzas voláteis
L_g	Perdas devido aos gases de exaustão
L_H	Perdas devido à formação de água no combustível
L_R	Perdas por radiação
$L_{u,\text{com}}$	Perdas devido à umidade no combustível
m	Massa
M	Massa
M	Custo anual do combustível
\dot{M}	Fluxo mássico
m	Massa de uma substância
\dot{m}	Fluxo mássico
n	Tempo de vida de uma UTE em anos
P	Pressão
P	Potência
P_E	Custo anual da eletricidade produzida

P_{VD}	Preço de venda da eletricidade à distribuidora
q	Taxa de transferência de calor
Q	Referente à energia térmica
Q	calor
R_A	Receita anual
r_C	Relação de pressões no compressor
r_T	Relação de pressões na turbina a gás
S	entropia
s	segundo
t	Tonelada
T	Temperatura
U	Coeficiente global de transferência de calor
U_{fix}	Custos fixos
U_{var}	Custos variáveis
V	Volt
W	Trabalho mecânico
\dot{W}	Potência mecânica
z	Taxa de desconto

Letras Gregas

α	Relação linear de energia térmica
β	Custos dos insumos
$\beta(i, N)$	Fator de anuidade
γ	Relação de calores específicos
δ	Custo da água tratada
Δ	Taxa de variação
ΔP_{HRSG}	Queda de pressão na caldeira de recuperação
$(\Delta T)_{app}$	Temperatura de aproximação
$(\Delta T)_{pp}$	Pinch point
ϵ	Efetividade
ζ	Custo unitário do combustível
η	Eficiência do compressor de uma turbina a gás
η_0	Eficiência global
η_{Cal}	Rendimento global da caldeira
η_{CC}	Eficiência global do ciclo combinado
η_{CCP}	Eficiência do ciclo combinado em paralelo
η_{comb}	Eficiência de combustão
η_{CV}	Eficiência do ciclo a vapor
η_H	Eficiência do ciclo de alta temperatura
η_i	Eficiência interna da turbina a vapor
η_{is}	Eficiência isentrópica de cada seção da turbina a vapor
η_L	Eficiência do ciclo de baixa temperatura
$\eta_{L,CC}$	Eficiência líquida do ciclo combinado
η_{marg}	Eficiência marginal
η_{max}	Eficiência máxima do compressor de uma turbina a gás

η_{PP}	Rendimento total do ciclo combinado
η_{TG}	Eficiência da turbina a gás
η_{TV}	Eficiência da turbina a vapor
θ	Ângulo das pás do compressor
κ	Perdas na engrenagem de transmissão do motor elétrico
μ_{var}	Custos variáveis de operação e manutenção
ν_S	Fração de energia fornecida na queima suplementar
ξ	Preço do combustível
ρ_{comp}	Parâmetro em função da razão de pressões no compressor e da relação de calores específicos
ρ_{FO}	Massa específica do óleo combustível
ρ_{tg}	Parâmetro em função da razão de pressões na turbina a gás e da relação de calores específicos
Σ	Relacionada ao somatório de um parâmetro ou propriedade
ν	Relação de temperaturas na turbina a gás
$\nu_{água}$	Volume específico da água
Y_F	Preço de venda do combustível ao gerador
Y_T	Preço de transporte do combustível
φ	Custo no consumo de auxiliares
χ	Fração mássica de combustível
ψ	Fator de anuidade
ω_{TG}	Trabalho específico produzido pela turbina a gás

Superescritos

aa	Água de alimentação
AP	Alta pressão
bomba	Bomba para água líquida
BP	Baixa pressão
C	Capacidade calorífica
cc	Câmara de combustão
comp	Compressor
CO_2	Dióxido de carbono
CV	Ciclo a vapor
d	Relativo ao ponto de projeto
des	Desaerador
e, s	Relativo aos estados inicial e final de um sistema
ECH1	Economizador Nº. 1 de alta pressão
econ	Economizador
ECAP	Economizador de alta pressão
evap	Evaporador
EVBP	Evaporador de baixa pressão
ext	Extração de uma turbina a vapor
m	Coeficiente de correlação
max	Relativo ao ponto máximo
min	Relativo ao ponto mínimo
N	Número de estágios
NTU	Número de unidades de transferência
OTH1	Evaporador Nº. 1 de alta pressão
SAQ	Superaquecedor

sat	Condição de saturação
SHH1	Superaquecedor Nº. 1 de alta pressão
tg	Turbina a gás
v, vapor	Vapor
1, 2,..., 70	Relativo às propriedades nos pontos notáveis da configuração térmica de uma planta de potência

Subscritos

a, água	Água líquida
aa	Água de alimentação
AP	Alta pressão
APP	Aproximação
ar, A	Ar
a,r	Água de resfriamento
AUX	Equipamentos auxiliares em uma planta de potência
B	Fornecimento total de energia térmica
BP	Baixa pressão
cc	Câmara de combustão
CC	Ciclo combinado
CG	Ciclo a gás
comb, combustível	Combustível
con	Condensado
corr	Fator de correção
CV	Ciclo a vapor
d	Relativo ao ponto de projeto
e, s	Relativo aos estados inicial e final de um sistema
EC	Economizador
EC-AP	Economizador de alta pressão
EC-BP	Economizador de baixa pressão
eixo	Eixo da bomba
EQ	Equipamento
EV	Evaporador
EX, TG	Energia térmica nos gases de exaustão de uma turbina a gás

F	Combustível
fix	Fixo
g	Gases de exaustão
G	gases
gn	Gás natural
H	Relativo ao ciclo de alta temperatura
HR	Energia térmica rejeitada no ciclo de alta temperatura
HRSG	Caldeira de recuperação térmica
ISE	Relativo ao processo isentrópico
L	Relativo ao ciclo de baixa temperatura
liq	Líquida
LR	Energia térmica rejeitada no ciclo de baixa temperatura
max	Relativo ao ponto máximo
min	Relativo ao ponto mínimo
OP	Utilização ou operação
pp	<i>Pinch point</i>
QS	Queima suplementar
R	Referência
RA-IP	Reaquecedor de média pressão
REAL	Relativo ao valor real
rec	Recirculação
s	Relativo ao estado de saturação
S	Energia térmica na queima suplementar
SA-AP	Superaquecedor de alta pressão
SA-BP	Superaquecedor de baixa pressão
SAQ	Superaquecedor
TEÓRICA	Relativo ao valor teórico

tg	Turbina a gás
ter	Térmica
tv	Turbina a vapor
u	Umidade
v	Vapor
v, va	Vapor de água
var	Variável
0	Relativo a um estado de referência
1, 2, ..., 70	Relativo às propriedades nos pontos notáveis da configuração térmica de uma planta de potência

Abreviaturas

a.a., A.A.	Água de alimentação
AAA-AP	Aquecedor d'água de alimentação a alta pressão
AAA-BP	Aquecedor d'água de alimentação a baixa pressão
AAP4	Aquecedor Nº. 4 d'água de alimentação a alta pressão
AAP5	Aquecedor Nº. 5 d'água de alimentação a alta pressão
ABP1	Aquecedor Nº. 1 d'água de alimentação a baixa pressão
ABP2	Aquecedor Nº. 2 d'água de alimentação a baixa pressão
AC	Relação ar – combustível
AP	Alta pressão
a.r.	Água de resfriamento
Ar – P	Ar primário
Ar – S	Ar secundário
ATEMP.	Atemperador
ATH1	Atemperador Nº. 1 de alta pressão
BA, BAA	Bomba d'água de alimentação
BAC, BC	Bomba d'água de condensado
BAH1	Bomba Nº. 1 d'água de alimentação
BAP	Bomba d'água de serviço
BP	Baixa pressão
cc	Ciclo combinado
C	Compressor
CA	Capacidade
CAP	Compressor de alta pressão
CAR	Central de ar regenerativa
CBP	Compressor de baixa pressão

CC	Câmara de combustão
cent	centavos
CO	Custo
CON, COND	Condensador
D/A, DES	Desaerador
DTI	Diferença de temperatura inicial
DTLM	Diferença de temperatura logarítmica média
DTT	Diferença terminal de temperatura
E	Engrenagem
EA	Excesso de ar
ECON	Economizador
ECAP	Economizador de alta pressão
ECBP	Economizador de baixa pressão
ECH1	Economizador Nº. 1 de alta pressão
EV	Evaporador
EVAP	Evaporador de alta pressão
EVBP	Evaporador de baixa pressão
F.C.	Fator de capacidade
G.E.	Gerador elétrico
HR	Heat rate
HWB	Hot Windbox
NEST	Núcleo de Excelência em Sistemas Térmicos
OTH1	Evaporador Nº. 1 <i>once through</i> de alta pressão
\overline{PC}	Média ponderada do poder calorífico por massa do combustível
PI	Média pressão
PP	Pinch point
QS	Queima suplementar

RE	Reaquecedor
RAAP	Reaquecedor de alta pressão
RI	Resfriamento do ar do compressor
SAAP	Superaquecedor de alta pressão
SABP	Superaquecedor de baixa pressão
SAP	Superaquecedor primário
SAS	Superaquecedor secundário
SAQ	Superaquecedor
SHH1	Superaquecedor Nº. 1 de alta pressão
T	Turbina
TAD	Temperatura de aproximação no dreno
TAP	Turbina de alta pressão
TBP	Turbina de baixa pressão
TC	Trocador de energia térmica
TG	Turbina a gás
TG-4	Turbina a gás Nº. 4
TR	Elevação de temperatura no condensador
TV	Turbina a vapor
TVAP, TV-PA	Turbina a vapor de alta pressão
TVBP, TV-PB	Turbina a vapor de baixa pressão
TV-PI	Turbina a vapor de média pressão
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá
VAA	Válvula d'água de alimentação na saída do desaerador
VH1	Válvula Nº. 1 d'água de alimentação na saída do desaerador
V. EJET	Válvula de entrada de vapor aos ejetores

Siglas

AFBC	Caldeira de leito fluidizado à pressão atmosférica
AFCR	Taxa de custo fixo anual
ASME	Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos
ASTM	Sociedade Americana de Testes e Materiais
CFE	Comissão Federal de Eletricidade
CTE	Custo Total Avaliado
FCP	Fator de correção do fluxo devido às pás do compressor
FCT	Fator de correção do fluxo devido à temperatura
FVP	Fator de Valor Presente
g	grama
GE	General Electric
GW	Gigawatt
GWh	Gigawatt hora
HRSG	Caldeira de recuperação térmica
Hz	Hertz
IGCC	Ciclo combinado integrado com gaseificação
ISO	Organização Internacional para Padronização
kcal	Quilocaloria
kg	Quilograma
kPa	Quilopascal
kV	Quilovolt
kVA	Quilovolt-ampère
kW	Quilowatt
kWh	Quilowatt hora
LAC	Países latino-americanos (Latin-American Countries)

LIV	Leve
MJ	Mega Joule
MLAS	Avaliação do tempo de vida residual
mm Hg	Milímetros de mercúrio
MSV	Válvula principal de admissão de vapor
MW	Megawatt
MWh	Megawatt hora
NTU	Número de Unidades de Transferência
OLADE	Organização Latino-americana de energia
OM	Operação e Manutenção
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífico Superior
PFBC	Combustor de leito fluidizado pressurizado
rpm	Rotações por minuto
SIEE	Sistema de Informação Econômico de Energia
SPR	Relação de pressão entre estágios de uma turbina a vapor
STIG	Injeção de vapor na turbina a gás
SW	Siemens Westinghouse
TRC	Tempo de Retorno de Capital
TWh	Terawatt hora
U-1	Unidade 1
U-2	Unidade 2
U-3	Unidade 3
U-4	Unidade 4
US\$	Dólares dos Estados Unidos
UTE	Usina Termoelétrica
UTEs	Usinas Termoelétricas

VED	Válvula redutora de pressão
VPT	Valor Presente Total
W	Westinghouse

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1 JUSTIFICATIVAS E MOTIVAÇÃO

1.1.1 Introdução

O desenvolvimento da civilização atual produz consumos cada vez maiores de energia elétrica, que aciona desde pequenos artefatos no lar, as comunicações, transporte e outros serviços, incluindo complexos equipamentos industriais; estes consumos energéticos finais se obtêm dos processos de conversão energética, em especial os convencionais que são pouco eficientes e produzem efeitos indesejáveis no meio ambiente. Neste cenário, é de suma importância o uso racional dos recursos primários nos processos de conversão e utilização das formas secundárias de energia, tendo como resultado o efeito desejado com o mínimo consumo de recursos e o menor impacto no meio ambiente. À medida que estes fatores cheguem ao limite do aceitável, se impõe um enorme esforço no desenvolvimento de tecnologias de substituição, se desejamos manter para as futuras gerações os estilos de vida que hoje conhecemos como modernos.

Em nossos países latino-americanos, as soluções à problemática de fornecimento de energia à sociedade são fortemente específicas, considerando-se que a demanda estimada de consumo de energia elétrica para o ano 2020 será de aproximadamente 1,9 milhões de GWh (Olade, LAC Study 2005). Na atualidade, segundo dados estatísticos do ano de 2003 da Organização Latino-americana de Energia, a capacidade instalada de geração elétrica totaliza aproximadamente 253 GW (Figuras 1.1 e 1.2), sendo Brasil, México e Argentina os países

com as maiores capacidades de potência elétrica instalada para a produção de eletricidade. Desta potência instalada são 52% hidroelétrica, 45% termoelétrica, 2% nuclear e 1% outras fontes renováveis (Baseado nos dados do Apêndice A, fonte: Olade, 2005).

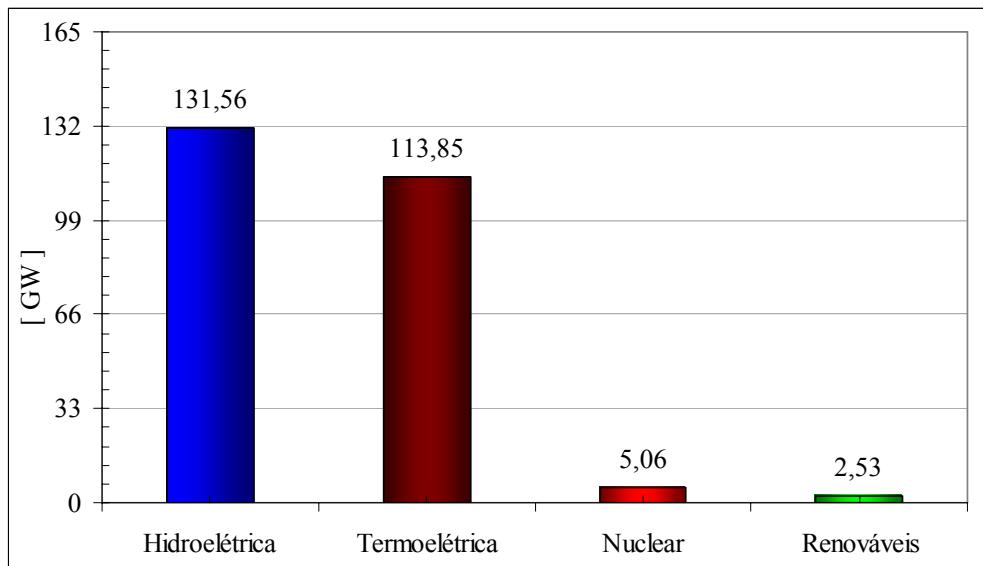


Figura 1.1 – Potência elétrica instalada nos países latino-americanos (Olade, 2005).

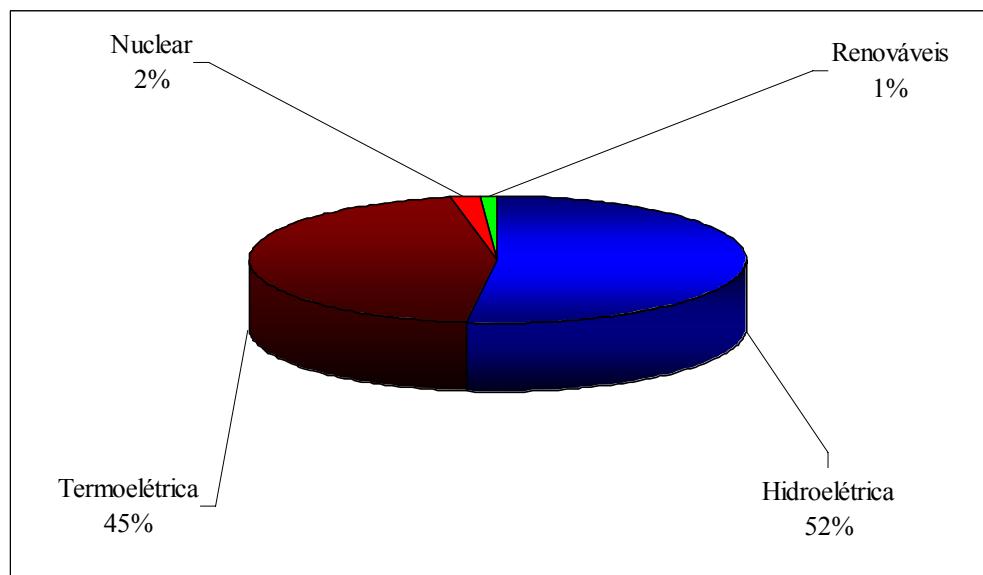


Figura 1.2 – Potência elétrica instalada (%) nos países latino-americanos (Olade, 2005).

Nas últimas três décadas, mesmo ocorrendo um elevado custo de instalação e alta incidência de emissões de gases de efeito estufa, a participação da geração termoelétrica teve um importante incremento, devido ao elevado consumo de eletricidade, que atualmente cresce na taxa de 4 – 5 % ao ano; isto é, aproximadamente 12 GW por ano (Olade, LAC Study 2005).

Segundo dados estatísticos do ano de 2003, a produção de energia elétrica fornecida pelos 26 países que conformam a América do Sul e Caribe foi de 1.021 TWh (Figuras 1.3 e 1.4), dos quais foram 56% hidroelétrica, 40% termoelétrica, 3% nuclear e 1% de fonte geotérmica, vento e fotovoltaica (Referente aos dados do Apêndice B, fonte: Olade, 2005).

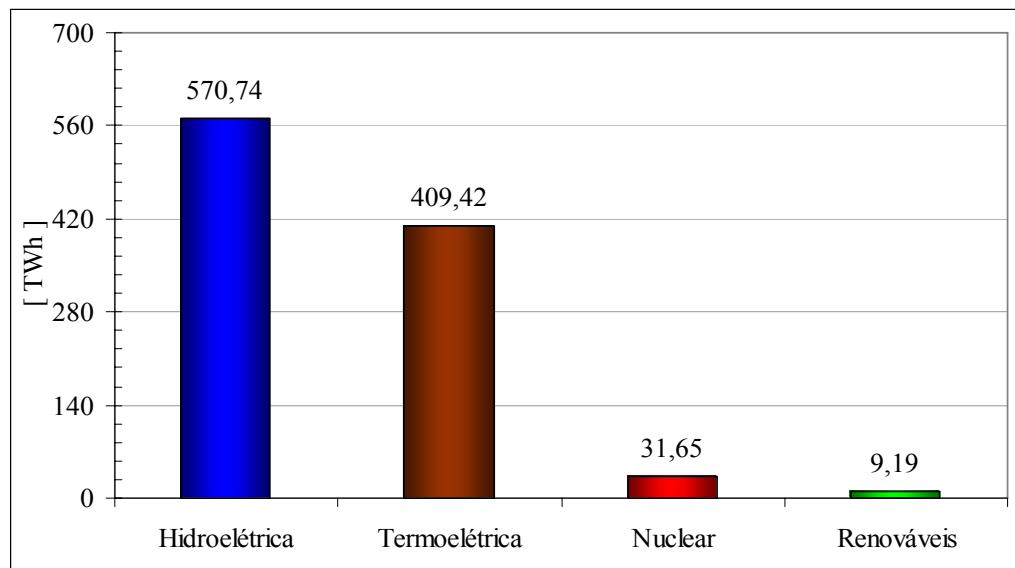


Figura 1.3 – Energia elétrica gerada nos países latino-americanos (Olade, 2005).

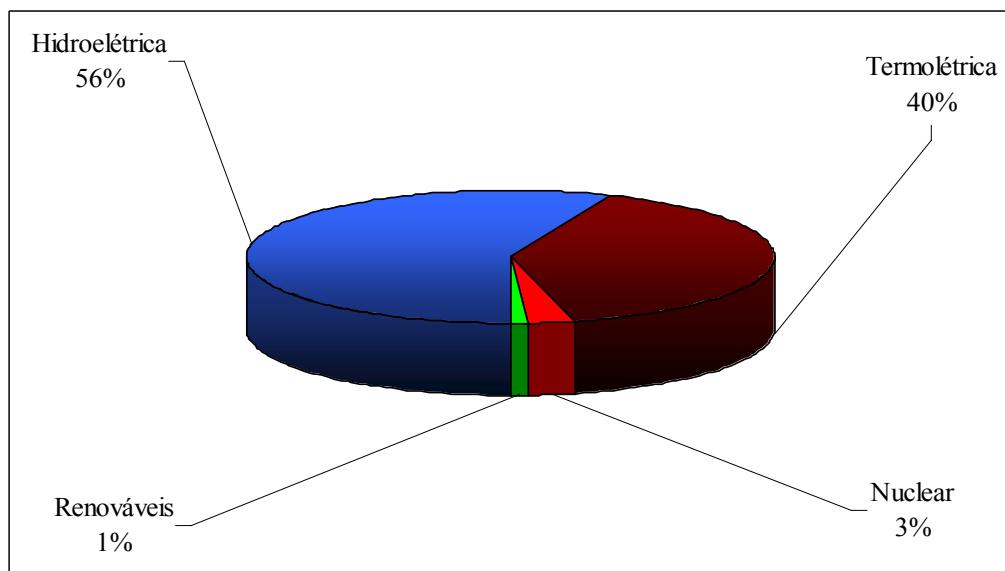


Figura 1.4 – Energia elétrica gerada (%) nos países latino-americanos (Olade, 2005).

No início deste novo século e especialmente nos últimos anos os mercados de produção de energia elétrica mudaram suas premissas fundamentais de funcionamento. Uma grande concorrência, fortes restrições ambientais e economias de mercado livre estão se tornando os principais desafios das geradoras de eletricidade. Esta evolução acelerada dos mercados de

produção de energia elétrica dos países latino-americanos forçou aos proprietários (estatais ou privados) das plantas de potência de tipo convencionais, a reavaliar a operação destas usinas.

Das 925 UTE distribuídas nos países da América do Sul e Caribe, aproximadamente 67% delas gera eletricidade com turbinas a vapor e turbinas a gás, operando em ciclos simples, totalizando uma potência elétrica instalada de geração de 61.491 MW (Figura 1.5). Essas instalações foram dimensionadas para a geração de energia elétrica a grande escala no desenvolvimento da indústria elétrica no início dos anos 1960 até a atualidade.

Neste momento, depois de mais de 30 anos de operação dessas usinas, pode-se calcular que aproximadamente 7% dessa potência elétrica instalada (9.163 MW) precisam ser substituídas por seu continuo envelhecimento, incremento de *heat rates* e altas taxas de quebras forçadas (Olade, Energy Economic Information System – SIEE, 2005).

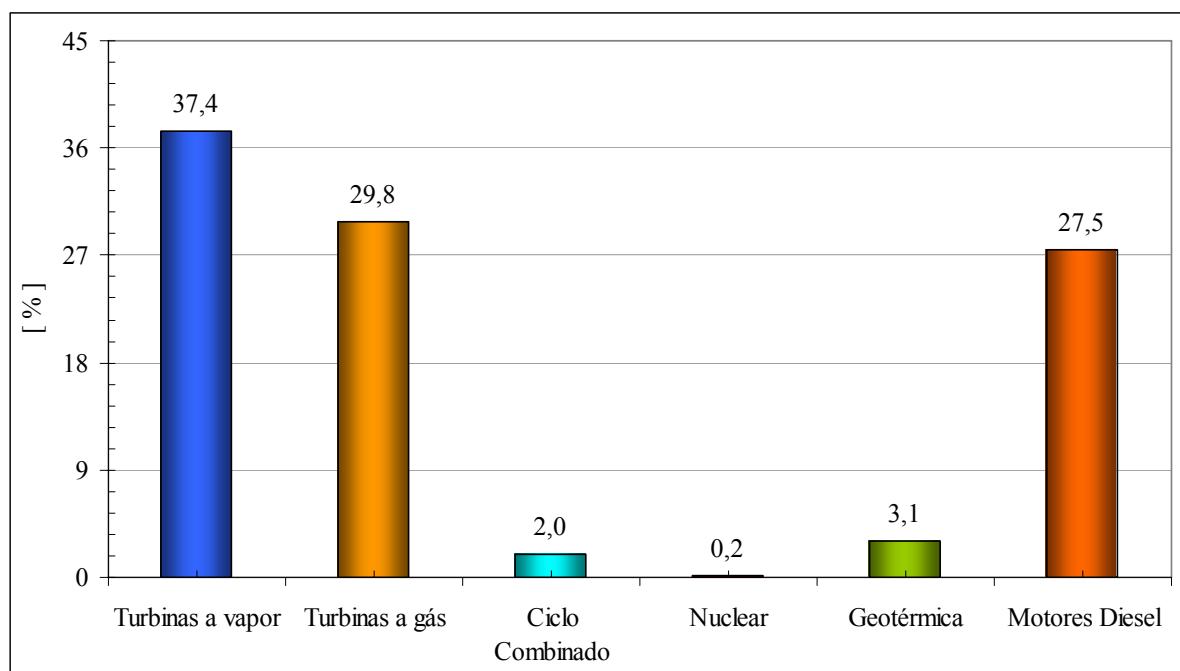


Figura 1.5 – Tipos de UTE (%) nos países latino-americanos (Olade, 2005).

O desaparecimento do planejamento centralizado no longo e curto prazo na maioria dos países latino-americanos está propiciando mudanças regulatórias onde se estabelece o regime de livre concorrência. Qualquer agente que apresente as garantias necessárias e cumpra com os requisitos da legislação vigente do seu país, pode se tornar um novo produtor de energia elétrica e concorrer e realizar ofertas de produção de energia no mercado elétrico, de modo que os grupos de geração mais econômicos que atendam a demanda requerida de energia serão os que vão obter os melhores resultados.

1.1.2 Justificativas

O surgimento de novas tecnologias de geração economicamente competitivas, com uma multiplicidade de ótimos desenhos termodinâmicos, menor impacto ambiental e tempos de partida menores têm propiciado a aparição de novos concorrentes no setor elétrico.

As mudanças tecnológicas na geração termoelétrica, especialmente o uso de ciclos combinados com turbinas a gás, permitiram aos novos agentes aceder ao setor de produção de energia elétrica com tecnologias econômica e operativamente mais vantajosas ao se comparar com as geradoras que instalaram suas usinas entre os anos 1960 até 1990.

A questão é: Como dar a melhor utilização a estas plantas de potência existentes, em um cenário de competitividade acirrada, de mercado aberto, já que esse é o alvo principal de todas as geradoras neste novo entorno.

As leis do mercado elétrico não solucionam estes problemas, Faz-se necessária a participação de pessoal técnico que indique o caminho mais adequado para assegurar o fornecimento contínuo de energia elétrica à sociedade nas melhores condições possíveis; e como parte da comunidade científica e tecnológica orientada para estes temas, consciente desta responsabilidade, apresento neste trabalho, uma alternativa viável, baseada em estudos e aplicações realizadas nos países industrializados, para que estas antigas unidades de geração de eletricidade utilizadas nos países latino-americanos, especialmente as plantas de potência com turbinas a vapor que estão na faixa de 20 – 30 anos possam ter seus ciclos térmicos redesenhados.

Em virtude da incorporação da tecnologia das turbinas a gás e os geradores de vapor de recuperação de energia térmica seria possível à obtenção da melhoria da eficiência da planta, a produção de maior potência com o incremento da flexibilidade operacional, a redução das emissões de poluentes e a soma adicional de 20 a 30 anos a estas unidades como parte de uma nova instalação de ciclo combinado.

1.2 OBJETIVOS

Existindo uma escassa abordagem na literatura técnica dos países latino-americanos deste tema tecnológico, este trabalho de dissertação tem como objetivo principal estudar a repotenciação de usinas termoelétricas, especialmente aquelas que utilizam turbinas a vapor

para a geração de energia elétrica e que estão na faixa de 20 – 30 anos de instalação, no contexto dos países latino-americanos. Este tema é conhecido como repowering ou refurbishment na literatura científica inglesa.

Como objetivos adicionais podem-se mencionar os seguintes:

- Estudar as diferentes alternativas tecnológicas utilizadas na elevação de geração e o melhoramento da eficiência do ciclo termodinâmico das usinas termoelétricas;
- Simular a repotenciação da planta de potência U-2 da UTE Gonzalo Zevallos no Equador, que atualmente trabalha com um ciclo termodinâmico Rankine modificado com regeneração e superaquecimento, através da modificação para um ciclo combinado, utilizando como ferramenta computacional o *software Gatecycle*;
- Analisar economicamente os custos de produção de energia elétrica, devido ao redesenho do ciclo térmico e à mudança de óleo combustível para gás natural;
- Analisar a descarga específica de CO₂ por kWh gerado de eletricidade como uma função do rendimento total da planta de potência e o combustível utilizado.

1.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Na revisão da literatura técnica que aborda o tema da repotenciação de usinas termoelétricas podem-se observar a análise de três aspectos que são básicos para a maioria dos autores de artigos e livros especializados neste assunto: o estudo termodinâmico das diferentes soluções tecnológicas, a avaliação econômica dos diversos modelos aplicados e o menor impacto ambiental produzido pela diminuição dos poluentes gerados na produção de energia elétrica devido às melhorias introduzidas nas instalações repotenciadas. A seguir apresenta-se uma visão básica resumida dos artigos e livros pesquisados para a realização do presente trabalho de dissertação.

No estudo para a geração de energia limpa a partir de combustíveis fósseis realizado pela *Deutsche Montan Technologie* para a Organização Latino-americana de energia (2005) menciona-se que não existe uma aplicação genérica para as instalações de potência que se pretendam repotenciar, já que a seleção da configuração mais econômica depende de muitos

fatores, tais como: tipo de combustível, modo de operação, desenho do sistema a vapor, requerimentos ambientais, tempo de vida útil dos equipamentos e os fatores econômicos.

Como foi dito no parágrafo anterior, se bem não existem soluções genéricas, o que existem são metodologias tipicamente utilizadas (Stenzel *et alli.*, 1997) para a repotenciação dessas velhas unidades de geração de eletricidade. Essas metodologias incluem opções tecnológicas e softwares avaliados que podem ser utilizados, dentro dessas alternativas podem-se mencionar as seguintes (Singh e Kopecky, 2002):

- Se ao realizar o estudo de tempo de vida residual dos principais equipamentos de uma planta de potência termoelétrica, tais como a caldeira, turbina a vapor, gerador elétrico, condensador e o trem de aquecedores, é menor dos 15% (Mitsubishi MLAS, 2002) uma boa solução se os recursos econômicos o permitem, é o sucateamento da instalação existente, a reutilização dos sistemas auxiliares e a construção de uma nova usina de ciclo combinado ou de outro tipo.
- Se o tempo de vida residual dos equipamentos principais e auxiliares da antiga usina termoelétrica é maior aos 15%, pode-se optar por variadas configurações térmicas (Shahnazari e Abbassi, 2003) entre as quais encontrarmos em alguns casos dependendo da usina base, do investimento a se realizar, do tempo fora de operação da planta de potência e outros diversos fatores limitantes, arranjos onde se adiciona uma ou algumas turbinas a gás para aproveitar seus gases de exaustão e dirigi-los seja para o interior da caldeira existente ou para o aquecimento da água de alimentação da caldeira antiga (Ianovici e Mankovski, 1996). Embora, os esquemas mencionados anteriormente sejam os mais econômicos e os que menores tempos de fora de serviço exigem para a usina a repotenciar, também são os que menores melhoramentos produzem no rendimento global da planta de potência ((Koike e Noguchi, 2004), (Shahnazari e Abbassi, 2003)).
- Outras opções tecnológicas consideram a utilização dos antigos equipamentos principais e auxiliares: turbina a vapor, condensador, trocadores de calor, bombas de água de alimentação, condensador e outros; mais o adicionamento de turbinas a gás e o aproveitamento de seus gases de exaustão que são dirigidos a uma caldeira de recuperação que substitui à caldeira convencional para a geração de vapor, conformando um ciclo combinado completo (Valero, 2005). Esse tipo de arranjo térmico possui um alto rendimento global e o incremento de quase 200% da

potência de saída, mas o custo do investimento é alto ao igual que o tempo fora de serviço da planta de potência (Shahnazari e Abbassi, 2003).

- Um aspecto especial relacionado com o conceito tecnológico anteriormente descrito está direcionado à utilização do gerador de vapor convencional em paralelo com a turbina a gás e a caldeira de recuperação, para se constituir em uma segunda fonte de vapor superaquecido a alta pressão da turbina a vapor (Kehlhofer *et alli.*, 1999). Em este modelo térmico os fluxos de vapor das extrações da turbina a vapor são reduzidos e os aquecedores da água de alimentação são parcialmente utilizados para incrementar a potência de saída do turbogerador. O redesenho deste ciclo repotenciado tem uma eficiência muito alta e uma flexibilidade operacional que permite à planta de potência operar como dois sistemas individuais, como ciclo combinado ou como um sistema híbrido (Ehren *et alli.*, 2002).
- Em locais onde o gás natural não está disponível como combustível existem aplicações tecnológicas de repotenciação que utilizam outros combustíveis alternativos, tais como carvão, óleo pesado e óleos crus (Todd, 1995). Freqüentemente, estes combustíveis possuem um alto teor de enxofre ou são inadequados para ser queimados nas turbinas a gás, assim é preciso que eles sejam tratados antes de poder ser utilizados. Às vezes vapor ou aquecimento são necessários neste processo de tratamento, o qual pode ser provido por uma planta de ciclo combinado e o resultado são instalações muito interessantes além de complexos processos de integração, tais como: processo de combustão numa caldeira de leito fluidizado atmosférico, utilização de um combustor pressurizado de leito fluidizado, instalação de um sistema de gaseificação integrado com um ciclo combinado (Stenzel *et alli.*, 1997).
- Para selecionar as melhores alternativas de repotenciação, vários tipos de dados devem ser estimados, os quais permitiram obter os melhores rendimentos, o balanço térmico da planta de potência, os limites técnicos dos antigos e futuros equipamentos sob as novas configurações e as estimativas dos custos mais econômicos (Ianovici e Mankovski, 1996). Para alcançar o alvo dessas aplicações são necessários programas de computador que possam resolver e avaliar as diferentes características operacionais das soluções de repotenciação. Para apoiar

o estudo dessas metodologias técnicas podem-se utilizar softwares que se encontram disponíveis comercialmente, tais como: GATECYCLE (Martinsson *et alli.*, 2000), PEPSE (Colombo *et alli.*, 1989), SOAPP (Stenzel *et alli.*, 1997), THERMOFLOW (Mazurenko *et alli.*, 2005).

Um aspecto importante do estudo da repotenciação refere-se à avaliação da relação custo-benefício dessa tecnologia relativa a outras opções disponíveis no campo da geração de potência elétrica (Schretter *et alli.*, 2003). Esta avaliação considera parâmetros econômicos fundamentais, tais como, o custo de investimento, os custos de operação e manutenção, a flexibilidade operacional da unidade repotenciada comparada às outras opções de geração; assim como a operação de outras unidades existentes no sistema global interconectado (Stoll *et alli.*, 1995). Se a decisão da repotenciação é implementada, isto produzirá um impacto na expansão programada da instalação da capacidade de geração, porque pode resultar na poupança de futuras necessidades da potência elétrica instalada; além de economias nos custos do consumo de combustíveis e os gastos de operação e manutenção, devido à diminuição do *heat rate* e a maior eficiência operacional da instalação.

Preocupações ambientais são fatores muito importantes no mundo dos negócios energéticos, assim como na vida diária. A geração de potência elétrica não é a exceção e as emissões de efluentes gerados pelas UTEs estão no foco mundial, com o Protocolo de Kyoto sendo respeitado por um número cada vez maior de governos, existe uma forte pressão para reduzir as emissões provenientes das plantas de potência (Schenk *et alli.*, 2003).

A repotenciação de velhas unidades com turbinas a vapor queimando combustíveis sólidos ou líquidos (carvão, óleo combustível) diminui drasticamente as emissões de CO₂, SO₂ e NO_x através do melhoramento da eficiência da planta de potência existente e a mudança do combustível utilizado (Termuehlen, 1998).

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O presente trabalho de dissertação de mestrado foi estruturado em 7 capítulos segundo a seguinte descrição:

Capítulo 1 – O primeiro capítulo apresenta a introdução, as justificativas e motivações deste tema, os objetivos a serem alcançados, um breve resumo da bibliografia utilizada e a estrutura do trabalho de dissertação.

Capítulo 2 – Neste segundo capítulo são apresentados os princípios gerais de funcionamento das usinas termoelétricas relacionadas com o trabalho de dissertação, tais como: usinas com turbinas a vapor, turbinas a gás e ciclos combinados. Faz-se uma descrição das principais características dos tipos de combustíveis fósseis mais comumente queimados na geração de energia elétrica. Além disso, se apresentam brevemente as justificativas para a repotenciação dessas plantas de potência.

Capítulo 3 – São apresentados os aspectos gerais e os conceitos fundamentais sobre o que é a repotenciação e o que se pode conseguir na re-adequação de uma planta de geração de energia elétrica. Descrevem-se as diferentes tecnologias que se podem aplicar na repotenciação, os diagramas de redesenho do ciclo térmico, as vantagens e desvantagens das diferentes metodologias e uma descrição geral do programa de computador *Gatecycle* aplicado no desenvolvimento das simulações numéricas das mudanças do ciclo termodinâmico do caso de estudo. Também são indicados os fundamentos termodinâmicos da modelagem dos equipamentos que conformam um sistema térmico de potência, utilizando o *software Gatecycle*.

Capítulo 4 – Faz-se neste capítulo uma análise da aplicação da repotenciação de duas usinas termoelétricas, uma realizada na UTE Valle de México com 300 MW na cidade de México, onde se realizou uma repotenciação híbrida e outro exemplo de aplicação na usina Tifeo com 70 MW na cidade de Roma, onde se realizou uma repotenciação de ciclo combinado completo.

Capítulo 5 – No capítulo cinco realiza-se a modelagem da simulação numérica com o software *Gatecycle* das condições termodinâmicas atuais da unidade U-2 com 73 MW da UTE Gonzalo Zevallos e, sucessivamente, a modelagem da simulação numérica da aplicação das metodologias de repotenciação de ciclo combinado completo e repotenciação híbrida dessa planta de potência. Realiza-se a modelagem da determinação dos custos de produção da eletricidade gerada, antes e depois das repotenciações e, finalmente determina-se a modelagem da emissão de CO₂ devido ao impacto da mudança de óleo combustível para gás natural das plantas de potência estudadas.

Capítulo 6 – Neste capítulo são discutidos e analisados os resultados obtidos da simulação numérica da avaliação termo-energética, econômica, e da emissão da descarga específica de CO₂ da planta de potência existente e dos modelos das usinas repotenciadas.

Conseqüentemente, são apresentados gráficos, tabelas e diagramas de utilização dos fluxos energéticos das plantas de potência analisadas.

Capítulo 7 – No capítulo sete são apresentadas os comentários relacionados com o presente estudo de repotenciação de usinas termoelétricas, assim como algumas sugestões para próximos trabalhos que possam ser realizados, relacionados com este tema de dissertação.

Capítulo 2

TERMOELÉTRICAS E SUA REPOTENCIACÃO

Neste capítulo se descreve, de forma breve, os princípios de funcionamento das usinas termoelétricas com turbinas a vapor, turbinas a gás e ciclos combinados. Realiza-se uma descrição dos principais tipos de combustíveis fósseis utilizados neste estudo e uma visão inicial do que é a repotenciação e as justificativas para sua implementação.

2.1 DESCRIÇÃO DAS USINAS TERMOELÉTRICAS

Para a geração de eletricidade, as usinas termoelétricas se utilizam de diversos ciclos termodinâmicos, entre eles são citados os que são de interesse para o presente trabalho de dissertação: ciclos simples com turbinas a vapor (Rankine), ciclos simples com turbinas a gás (Brayton) e ciclos combinados (Rankine – Brayton).

Em uma planta de potência fornecida com combustíveis fósseis (carvões, derivados líquidos de petróleo ou gás natural), o processo de combustão (reação química de certos componentes com o oxigênio do ar) geralmente libera a energia interna dos insumos primários mediante a geração de energia térmica que é fornecida ao fluido de trabalho, produzindo o giro do turbogenerator que transforma a energia mecânica em energia elétrica para a obtenção do produto energético secundário.

2.1.1 Usinas termoelétricas com turbinas a vapor

Uma UTE a vapor agrupa vários equipamentos interconectados e selecionados para uma ótima característica termodinâmica de temperatura, pressão e potência, integradas dentro de um arranjo prático para servir aos requerimentos de um projeto específico.

Os componentes principais de uma planta de geração de energia elétrica podem se dividir em cinco subsistemas como descrito a seguir (Silva *et alli.*, 2004):

- Equipamentos do ciclo a vapor: caldeira, turbina a vapor, condensador e bomba d'água de alimentação;
- Equipamentos de manuseio do combustível e exaustão dos gases à atmosfera;
- Equipamentos do sistema de resfriamento de água do condensador e reposição de água ao ciclo;
- Equipamentos do sistema de resfriamento aos sistemas auxiliares;
- Equipamentos para a conversão da energia mecânica em energia elétrica;
- Equipamentos presentes na estação de transmissão para o transporte da energia gerada.

No ciclo a vapor ocorre um processo de combustão externa, isto é, os gases resultantes da queima do insumo energético não entram em contato com o fluido de trabalho que escoa no interior da máquina e realiza o processo de transformação da energia do combustível em potência de um eixo.

Na caldeira é injetado, o ar a pressão atmosférica, o combustível (no queimador) e, a água, como fluido de trabalho. Através de serpentinhas ocorre a transferência de energia térmica dos produtos da combustão ao fluido de trabalho, se produzindo vapor superaquecido ($510 - 560^{\circ}\text{C}$) e a alta pressão (80 – 90 bar) que, posteriormente passa por uma turbina a vapor que transforma a energia térmica em mecânica que, por sua vez, transmitida por um eixo a um gerador elétrico, é transformada em energia elétrica. Depois, este vapor a menor pressão ao realizar o trabalho na turbina passa por um condensador (temperatura de saída 40 - 50 $^{\circ}\text{C}$) transformando-se em água (baixa pressão) que é recirculada no processo.

Uma planta de potência utilizando turbina a vapor trabalha sob o ciclo termodinâmico Rankine simples que está representado esquematicamente no diagrama T-S da Figura 2.1, sendo os processos envolvidos no ciclo (Ramírez *et alli.*, 1996):

1 – 2: Compressão isentrópica do fluido de trabalho na bomba d'água de alimentação (estado no ponto 2: líquido comprimido);

2 – 3: Fornecimento de calor do gás da combustão para o fluído de trabalho a pressão constante no gerador de vapor (estado no ponto 3: vapor saturado);

3 – 4: Expansão isentrópica do fluído de trabalho na turbina (estado no ponto 4: mistura líquido mais vapor);

4 – 1: Rejeição de calor do fluído de trabalho para a vizinhança no condensador a uma pressão constante e inferior à pressão atmosférica (estado no ponto 1: líquido saturado).

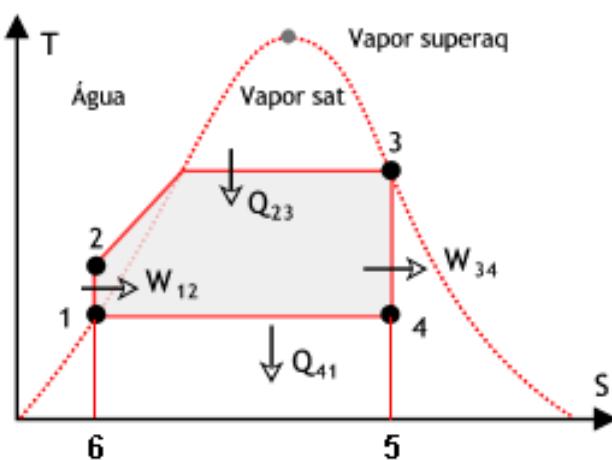


Figura 2.1 – Ciclo termodinâmico Rankine simples, no diagrama T – S.

A energia fornecida pela caldeira está representada pela área entre os pontos 1 – 2 – 3 – 4 – 5 – 6 – 1. No ponto 4, o fluído trabalhado é condensado completamente no condensador e a energia convertida em trabalho útil na turbina está representada pela superfície dos pontos 1 – 2 – 3 – 4 – 1 do diagrama. O trabalho W_{12} efetuado pela bomba de alimentação sobre o fluido de trabalho (0,3 a 0,5% do W_{total}) é descontado do trabalho total desenvolvido pelo ciclo (Ramírez *et alli.*, 1996).

Para a análise ideal do ciclo Rankine se assume que a expansão do vapor na turbina ocorre isentropicamente e que, na realidade, como consequência dos atritos mecânicos, aerodinâmicos, perdas de vapor, atritos nos bocais, pás e velocidades de escape de fluido, esta expansão não é isentrópica e produz um incremento na quantidade de energia não aproveitável com a elevação da entropia durante a expansão do vapor.

Modificações adicionais podem se introduzir ao ciclo Rankine simples, com o objetivo de melhorar a eficiência, como por exemplo, o superaquecimento que eleva a temperatura do

vapor saturado convertendo-o em vapor superaquecido, elevando a máxima temperatura do ciclo (Figura 2.2a) (Korobitsyn, 1998).

Quando se adiciona uma etapa de reaquecimento, pode-se conseguir um melhoramento adicional no ciclo Rankine, enquanto o vapor se expande a uma pressão média (linha 5 – a da Figura 2.2b), passando novamente pela caldeira para alcançar a temperatura de superaquecimento (linha a – b da Figura 2.2b). Esse arranjo garante grandes áreas no diagrama T – S, assegurando uma grande quantidade de trabalho total. O ciclo, então, ganha desempenho quando a água de alimentação à caldeira é pré-aquecida pelo vapor extraído da turbina (linha c – d da Figura 2.2c), a temperatura média pela adição de energia térmica é maior que no ciclo Rankine convencional e consequentemente a eficiência é incrementada.

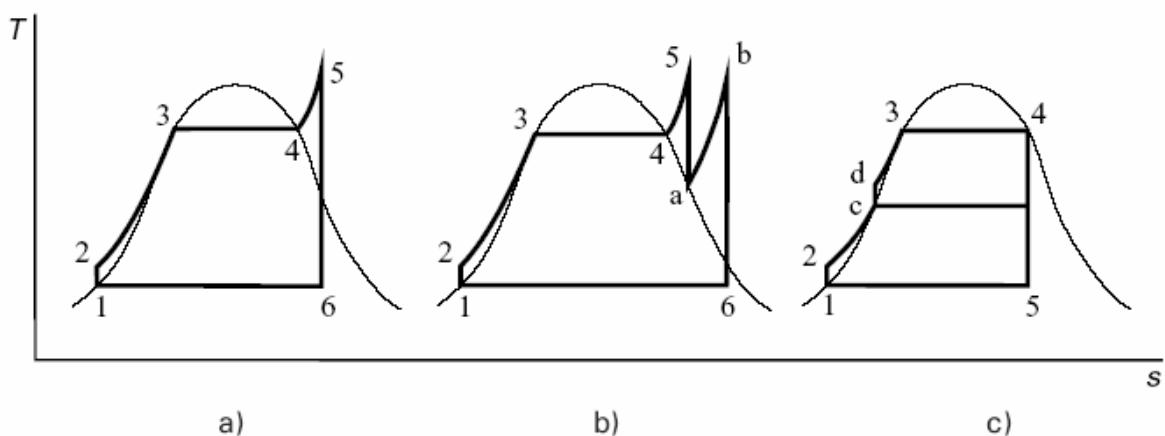


Figura 2.2 – Ciclo Rankine modificado, no diagrama T – S (Korobitsyn, 1998):

- a) Com superaquecimento;
- b) Com superaquecimento e reaquecimento;
- c) Com regeneração.

A temperatura dos gases de exaustão na caldeira está a aproximadamente 1.800 °C, enquanto que a temperatura do vapor está justamente entre 500 – 600 °C. Esta grande diferença de temperatura indica um intercâmbio de energia térmica extremamente irreversível, mostrando as imperfeições do ciclo Rankine, embora se espere melhoramentos deste ciclo com o desenvolvimento da elevação do limite metalúrgico dos materiais utilizados para alta temperatura ou pela seleção de outros fluídos de trabalho. Atualmente as modernas plantas supercríticas para a geração de energia que operam com o ciclo Rankine, sob reaquecimento e regeneração, funcionam a temperaturas de 600 °C e pressões de 350 bar e obtêm uma eficiência não maior de 48 – 49% (Rogers e Mayhew, 1992).

2.1.2 Usinas termoelétricas com turbinas a gás

As turbinas a gás são motores térmicos que aproveitam a energia liberada na combustão, armazenada nos gases de exaustão que se expandem sobre as pás móveis de um rotor. A turbina a gás mais simples que se possa imaginar é a denominada de ciclo aberto simples (Figura 2.3) e tem os seguintes elementos: compressor de ar, câmara de combustão, turbina propriamente dita, dispositivos auxiliares (lubrificação, regulador de velocidade, acionador de partida e outros).

O ar atmosférico ingressa no compressor e alimenta a câmara de combustão que, por sua vez, recebe o combustível fornecido de forma contínua, a combustão inicia-se eletricamente durante a partida, continua a pressão constante e com temperaturas próximas aos 650 – 750 °C. Os gases, produto da combustão, se expandem sobre o rotor da turbina, isto é, os gases de exaustão fornecem a potência necessária para a compressão e a potência útil no eixo da turbina, sendo o valor desta última somente uma terceira parte da potência total desenvolvida.

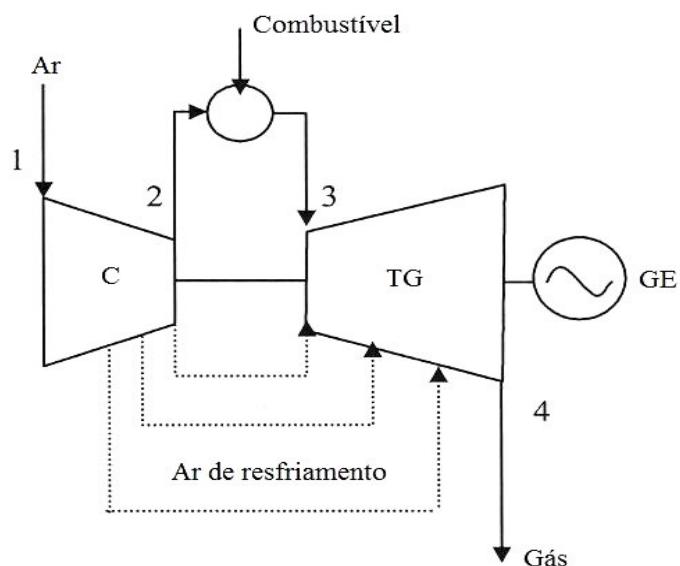


Figura 2.3 – Turbina a gás de ciclo aberto simples.

As turbinas a gás podem-se dividir em três tipos principais (Deutsche Montan Technologie, 2005):

- Turbinas a gás de tipo industrial *Heavy-duty* que são consideradas convencionais por seu desenho, temperatura de funcionamento e eficiência do ciclo. Estas

unidades são consideradas conservadoras pelos novos padrões, se refletindo no desenho e seleção dos materiais em toda a turbina a gás. Estes motores térmicos têm uma taxa de potência de saída entre 15 e 170 MW e um rendimento de ciclo aberto de aproximadamente 29 a 34%. Este tipo de máquina é notável por sua confiabilidade e por suas consideráveis horas acumuladas de operação.

- Turbinas a gás de tipo industrial *Heavy-duty* consideradas não convencionais com desenhos e materiais melhorados ou simplesmente denominadas “*state of the art*”. Em muitas dessas máquinas a temperatura de funcionamento, relações de compressão, sistemas de combustão, sistemas de selos e resfriamento, materiais selecionados, processos de manufatura e desenhos das pás são produtos de pesquisas avançadas e desenvolvimento de novos processos tecnológicos. Em geral, essas máquinas que operam para uma configuração de 50 Hz, podem se agrupar em duas principais faixas de potência de saída: de 60 a 70 MW e de 250 a 270 MW. A eficiência destas unidades operando em ciclo aberto está aproximadamente entre 34 e 38% .
- Turbinas a gás aeroderivativas: Essas são máquinas desenvolvidas a partir de desenhos de motores aeronáuticos com sucesso. Como características, essas unidades têm uma alta eficiência a ciclo aberto e um tempo de partida curto comparado às turbinas a gás industriais *Heavy-duty*. Os modelos menores deste tipo de motores térmicos têm uma potência de saída de 2 a 3 MW e as turbinas aeroderivativas maiores estão na faixa de 45 a 50 MW. Operando em ciclo aberto para uma potência de saída entre 25 e 50 MW estão nos valores aproximados de 38 a 42% de eficiência.

O ciclo teórico de funcionamento da turbina a gás é o ciclo a pressão constante, denominado ciclo Brayton que pode ser representado no diagrama entrópico (Figura 2.4). O ar ingressa no compressor à pressão atmosférica e é comprimido adiabaticamente desde o ponto 1 ao ponto 2s do diagrama. No ponto 2 inicia-se a combustão a pressão constante até o ponto 3, produzindo uma introdução de energia térmica Q_1 , que gera um aumento de volume do fluido. A expansão é adiabática e ocorre pelos condutos da turbina, segundo a linha adiabática 3 – 4s mostrada na figura a seguir. No ponto 4s os gases de exaustão se descarregam para o exterior, ou melhor, provisoriamente resfriados a uma pressão constante, conforme mostra a linha 4s – 1 retorna ao estado inicial para reiniciar o ciclo.

No ciclo real, o processo de compressão no compressor e o processo de expansão na turbina não ocorrem isentropicamente, pois existem perdas representadas pelos rendimentos mecânicos do compressor e da turbina.

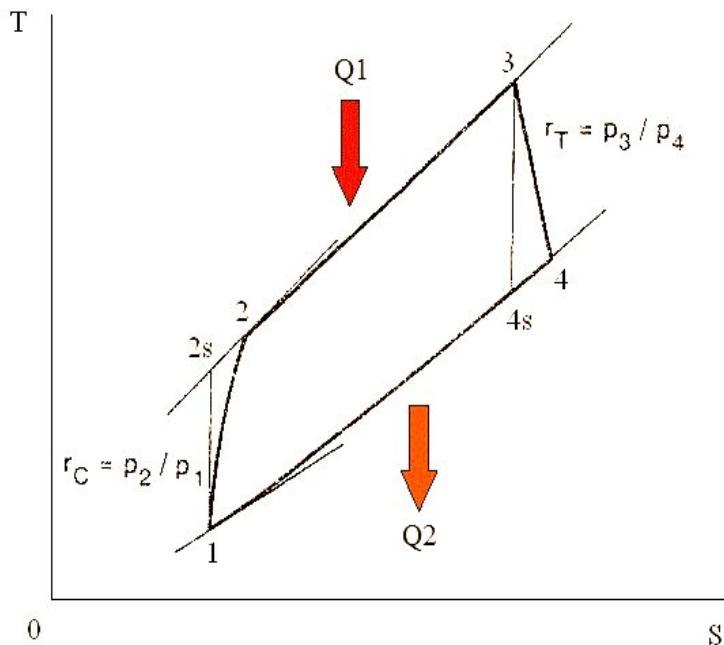


Figura 2.4 – Ciclo Brayton no diagrama entrópico (Horlock, 1992).

O trabalho útil de uma turbina a gás será, naturalmente, a diferença entre o trabalho total e o trabalho necessário para acionar o compressor, de acordo com o diagrama entrópico da Figura 2.4, sendo a área compreendida entre os pontos 1–2–3–4. Procura-se sempre obter o maior trabalho útil minimizando as perdas e consumindo o menor trabalho no compressor e, para isto, se utilizam diversos procedimentos visando melhorar o rendimento da turbina a gás. A seguir são descritos alguns deles (Ramírez *et alli.*, 1996):

- 1. Turbinas a gás com regeneração:** Parte da energia térmica rejeitada nos gases de exaustão é recuperada se utilizando um ou vários regeneradores ou trocadores de calor entre a saída do compressor e a entrada da câmara de combustão, se aquecendo o ar pela ação dos gases de exaustão da turbina. Na Figura 2.5a se apresenta esquematicamente uma turbina a gás com regeneração.
- 2. Turbina a gás com resfriamento e regeneração:** Pode-se incrementar o rendimento da turbina a gás resfriando o ar de saída do compressor e injetando-o em outro compressor de alta pressão; os resfriadouros trabalham a contracorrente e geralmente as turbinas correspondentes são de dois ou mais eixos e estão providas

também de regeneradores. Na Figura 2.5b se representa o funcionamento deste tipo de turbina a gás no diagrama esquemático.

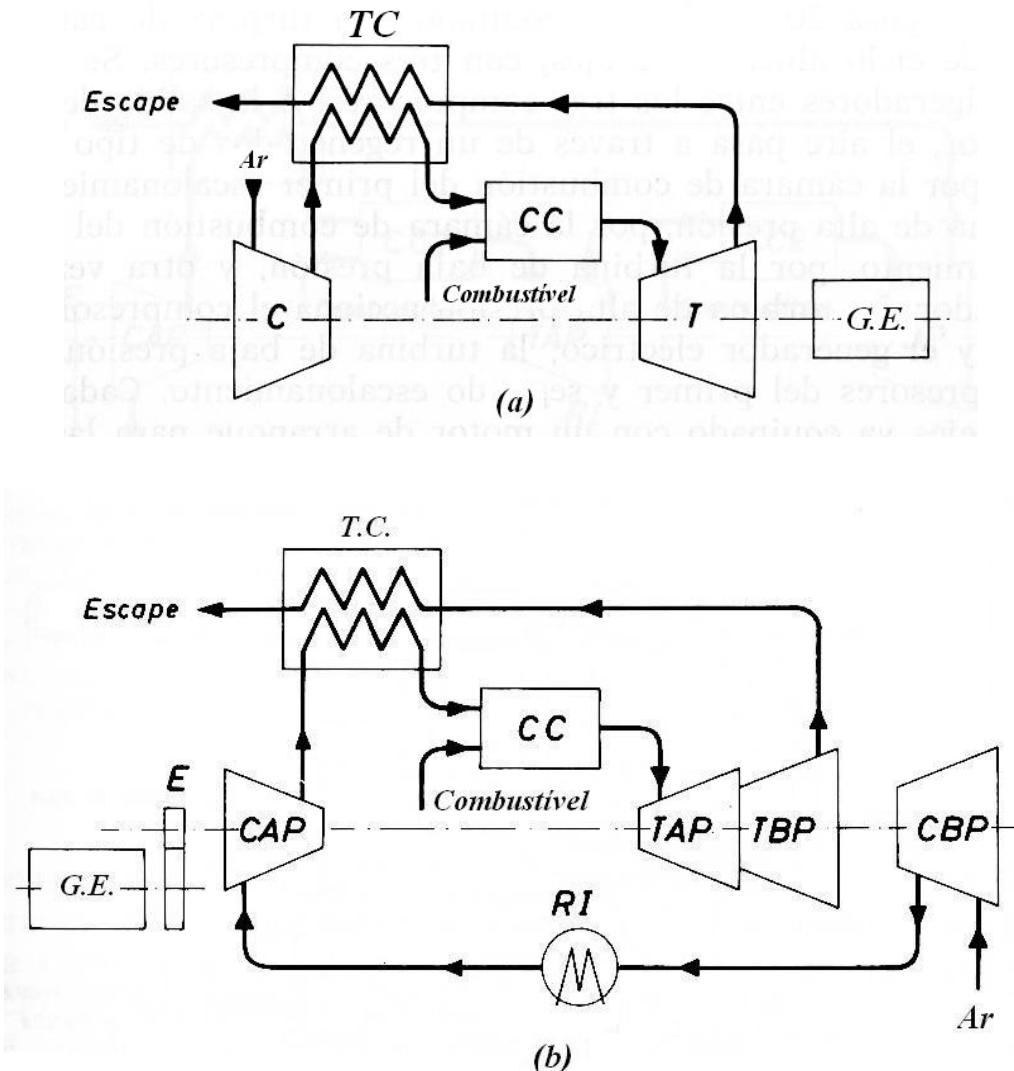


Figura 2.5 – Representação de uma turbina a gás de ciclo aberto (Ramírez *et alli.*, 1996):

- a) Com regeneração;
- b) Com resfriamento e regeneração.

3. **Turbina a gás com resfriamento, regeneração e pré-aquecimento:** O rendimento de um motor térmico pode ser melhorado, pois, além do resfriamento do ar do compressor e da regeneração da temperatura do ar que é conduzido à câmara de combustão, se aproveita também a energia térmica dos gases de exaustão, introduzindo-os em uma nova câmara de combustão em cuja saída é acionada uma nova turbina de baixa pressão. A combinação de regeneração, pré-aquecimento e resfriamento permitem alcançar rendimentos térmicos reais da ordem de 33% .

4. **Turbina a gás de ciclo fechado:** Neste tipo de turbina se re-circula todo o agente de transformação (exceto as perdas por juntas e alguma adição e extração por necessidades de recirculação), de forma continua. A energia térmica procedente do aquecedor de alta temperatura (que substitui a câmara de combustão) ou de um reator nuclear que se transmite à turbina; os gases de escape desta se resfriam antes de introduzí-los novamente no compressor e, à saída deles, são introduzidos novamente na câmara de combustão.

No ciclo fechado podem-se utilizar outros gases de trabalho além do ar, tais como o hélio, anidrido carbônico e nitrogênio. O ciclo fechado tem as seguintes vantagens: fluído de trabalho limpo, pressão e composição regulada do fluido trabalhado, alta pressão do fluido agente, rendimento constante para amplas variações de carga.

O alto custo e as grandes dimensões do aquecedor de alta temperatura é o maior problema deste tipo de turbina a gás.

2.1.3 Usinas termoelétricas com ciclo combinado

Quando dois ciclos térmicos são combinados em uma única planta de potência a eficiência que se pode obter é maior que o rendimento dos ciclos individuais. Regularmente, quando dois ciclos são combinados, o ciclo operando a um maior nível de temperatura é denominado “*Topping cycle*” e, o calor rejeitado é utilizado como fonte térmica do outro processo que opera a um nível de temperatura menor, denominando-se “*Bottoming cycle*” (Kehlhofer *et alli.*, 1999). A combinação, majoritariamente aceita para a geração comercial de potência na modalidade de ciclo combinado constitui-se de um ciclo a gás (Brayton) operando como *topping* e um ciclo água/vapor (Rankine) operando como *bottoming* (Figura 2.6).

Outra classificação destas plantas de potência de ciclo combinado está relacionada com o tipo de caldeira de recuperação a se utilizar, já que podem ser de três seguintes tipos (Horlock, 1992): Caldeira de recuperação térmica sem queima suplementar; Com queima suplementar (com uma temperatura acima de 760 °C); Queima total ou completa (utilizando a maior parte do oxigênio disponível dos gases de exaustão da turbina a gás); usualmente, para carga base. Este tipo de concepção do ciclo combinado se centra na caldeira de recuperação, onde se considera o equipamento chave para a correta integração do sistema turbina a gás/turbina a vapor.

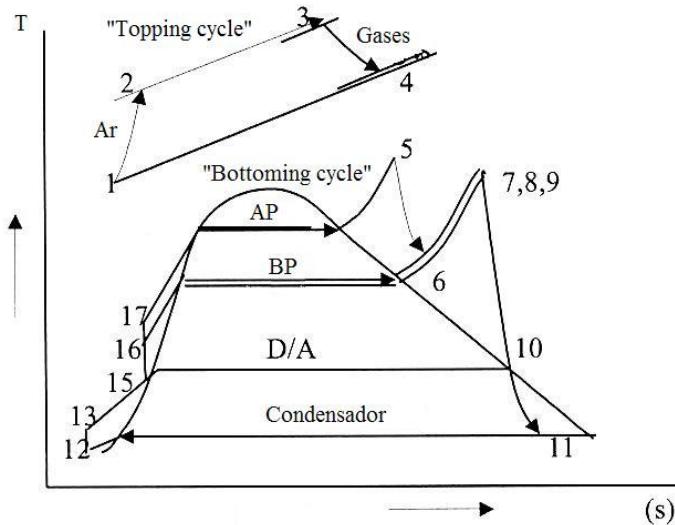


Figura 2.6 – Diagrama temperatura-entropia para o ciclo combinado (Yadav *et alli.*, 2003).

Os componentes principais de uma planta de geração de energia elétrica com ciclo combinado são: turbina a gás, caldeira de recuperação (HRSG), turbina a vapor, condensador, sistema de água de alimentação, ciclo de água de resfriamento e geradores elétricos (Figura 2.7).

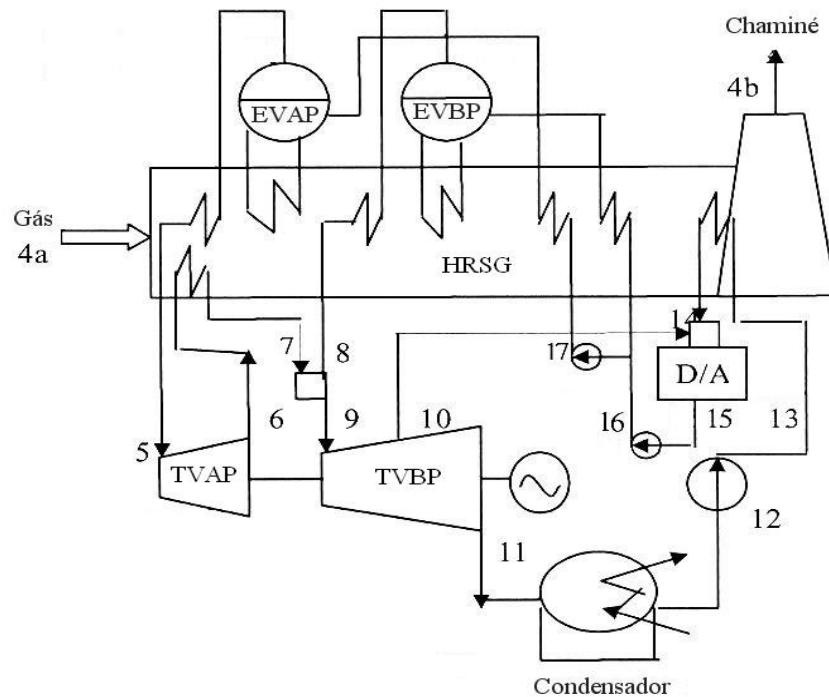


Figura 2.7 – Diagrama simplificado de um ciclo combinado (Yadav *et alli.*, 2003).

Dentro da operação dos ciclos combinados, o ciclo de alta temperatura referente à turbina a gás tem uma grande versatilidade para queimar uma variada gama de combustíveis,

sejam líquidos ou gasosos, especialmente os óleos destilados e o gás natural. Com a tendência contínua de se otimizar o uso dos recursos naturais, a tecnologia vem sofrendo investimentos de maneira criativa na concepção de sistemas mais eficientes, tendo uma grande variedade de configurações térmicas que podem ser resumidas na Figura 2.8.

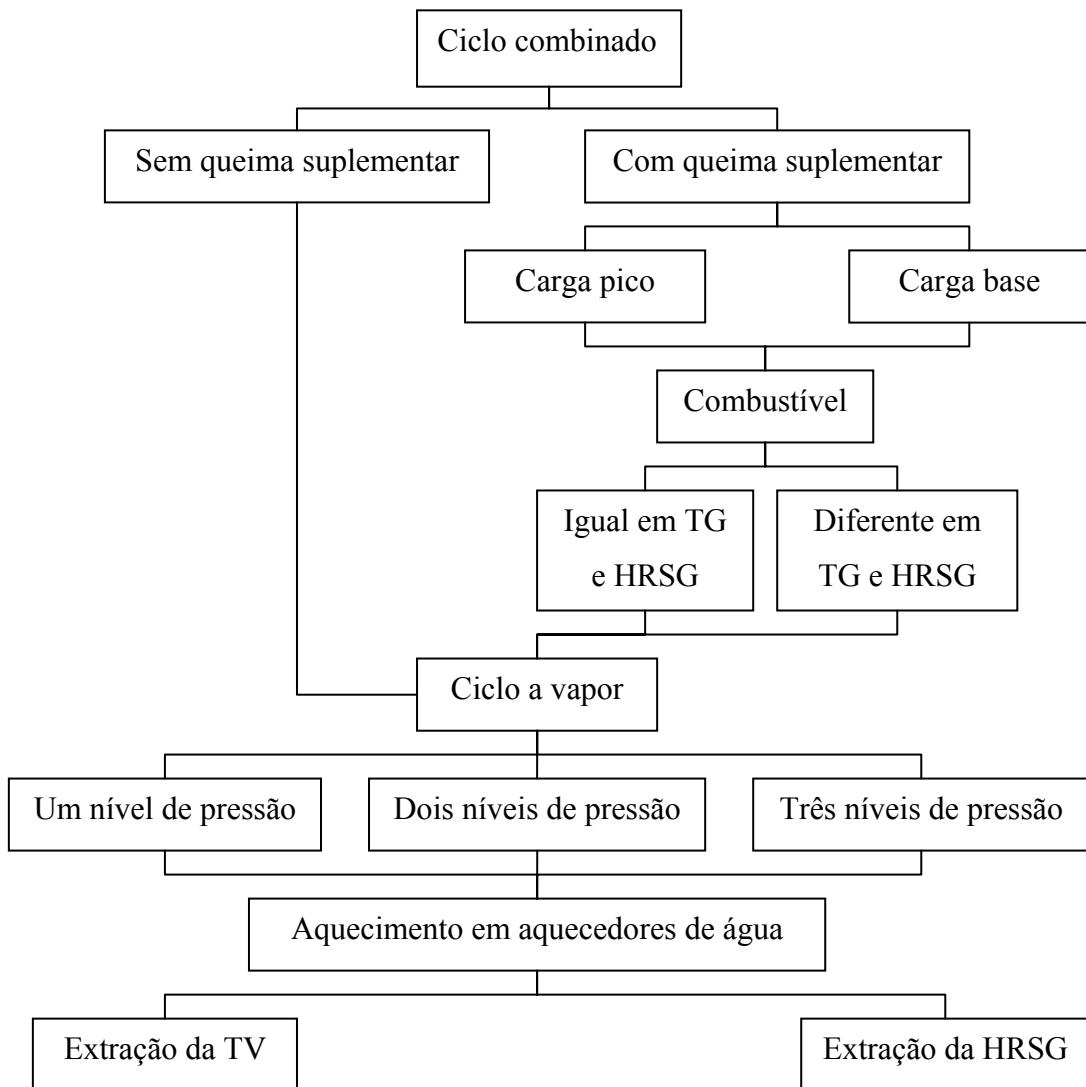


Figura 2.8 – Configurações térmicas de ciclos combinados (Wunsch, 1978).

A geração de energia elétrica utilizando este tipo de ciclo é muito vantajosa porque, além de obter eficiências térmicas superiores a 50%, também se adaptam facilmente às legislações ambientais cada dia mais rígidas no controle de emissão de poluentes.

Outra vantagem dos ciclos combinados é sua construção tipo modular o que permite a montagem dos equipamentos por etapas e assegura a possibilidade da expansão marginal da capacidade da planta de potência, contando com o incremento da demanda do sistema elétrico.

2.1.4 Tipos de combustíveis fósseis utilizados

Um combustível é simplesmente uma substância comburente que, em contato com uma fonte de ignição e um agente oxidante, geralmente o oxigênio do ar, sofre reações químicas, liberando energia térmica (Silva *et alli.*, 2004). Cabe dizer que, neste estudo, foram enfatizados especialmente os combustíveis do tipo hidrocarboneto, que contém hidrogênio, carbono, enxofre e outras substâncias químicas.

Todos os combustíveis fósseis são resultados da fossilização da matéria orgânica, podendo ser de origem vegetal ou animal. Estes combustíveis hidrocarbonados podem ser encontrados em estado líquido, gasoso ou sólido e ser divididos em cinco classes gerais: petróleo e seus derivados, gás natural, carvão mineral, xisto e turfa.

Os combustíveis hidrocarbonados líquidos são comumente derivados de petróleo cru através de processos de destilação ou craqueamento. A maioria dos combustíveis líquidos é uma mistura de hidrocarbonetos cuja composição é fornecida em termos de frações mássicas. Aqueles que são de interesse para o presente trabalho de dissertação são o óleo combustível (*Fuel oil LIV* tipo 4A ou *Bunker* tipo C) e o óleo diesel (tipo 2) utilizados no Equador.

Os combustíveis hidrocarbonados gasosos são obtidos de poços de gás natural e são constituídos por uma série de diferentes hidrocarbonetos, sendo o metano (CH_4) o principal. As composições de combustíveis gasosos são sempre dadas em termos de frações molares. As características e propriedades do gás natural utilizado para os estudos do presente trabalho são as do gás natural do projeto “Camisea” das jazidas San Martín e Cashiriari no Peru.

A seguir, serão apresentadas as principais características de cada um dos combustíveis utilizados para análise neste trabalho de dissertação.

2.1.4.1 Óleo combustível

Entende-se por óleo combustível o produto constituído por hidrocarbonetos de peso molecular elevado (asfaltenos e resinas) cujas proporções dependem do petróleo e dos processos utilizados. Os óleos combustíveis são óleos residuais de alta viscosidade obtidos do refino do petróleo (García, 2002).

Para sua utilização se requer, inicialmente, o seu aquecimento para reduzir a viscosidade a fim de favorecer o seu escoamento e a sua nebulização. Com o objetivo de propiciar o máximo da mistura com o ar durante a combustão, é preciso que o combustível seja reduzido a pequenas gotículas mediante a atomização, que é feita através do uso de um fluido dispersor na forma de vapor ou ar comprimido.

As características do óleo combustível a ser utilizado nas simulações de combustão nos geradores de vapor do ciclo Rankine e nos ciclos combinados deste trabalho são aqueles obtidos do refino do petróleo nas refinarias Libertad e Esmeraldas no Equador, cujas propriedades (Petroindustrial: normas ASTM, 2006) estão expressas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Óleo combustível *Bunker* tipo C produzido no Equador (Petroindustrial, 2006).

Características	<i>Fuel oil LIV tipo 4A</i>
Poder calorífico superior (kJ/kg)	45.892
Viscosidade cinemática a 50 °C (cSt)	493
Densidade (15/4 °C)	0,949
Ponto de fluidez (°C)	49
Ponto de fulgor (°C)	104
Teor de carbono (% em peso)	86,68
Teor de hidrogênio (% em peso)	11,58
Teor de oxigênio (% em peso)	0
Teor de nitrogênio (% em peso)	0,3
Teor de umidade (% em peso)	0,1
Teor de enxofre (% em peso)	1,52
Teor de cinzas (% em peso)	0,03

2.1.4.2 Óleo diesel

O óleo diesel é uma mistura de várias correntes obtidas nas unidades de destilação. Podem fazer parte do óleo diesel as seguintes frações: nafta pesada, querosene, diesel leve, diesel pesado, gasóleo leve de vácuo, óleo leve de reuso e outros (García, 2002).

De modo a simplificar os cálculos em combustão, o óleo diesel é modelado como uma dodecana ($C_{12}H_{26}$). Para uso térmico, o óleo diesel é o mesmo utilizado para o uso automotivo, tem maior facilidade de manuseio em comparação com os óleos combustíveis.

O óleo diesel combustível não precisa ter índice de cetanos especificado. Assim, poderia ser constituído de correntes instáveis e de baixo índice de cetanos, tais como óleo leve de reuso, produzido em uma unidade de craqueamento catalítico. No entanto, isto não é feito porque resultaria em custos adicionais nas refinarias.

As características (Petroindustrial: normas ASTM, 2006) do óleo diesel utilizado como combustível das turbinas a gás dos ciclos combinados simulados é aquele obtido no processo de destilação das refinarias de Esmeraldas e Libertad no Equador (Tabela 2.2).

Tabela 2.2 – Óleo diesel tipo 2 produzido no Equador (Petroindustrial, 2006).

Características	Óleo diesel tipo 2
Poder calorífico inferior (kJ/kg)	41.400
Viscosidade cinemática a 37,8 °C (cSt)	3,9
Densidade (15/4 °C)	0,8514
Cor ASTM	1,0
Ponto de fulgor (°C)	97
Água e sedimento (% em volume)	0,025
Destilação:	
PIE (°C)	218
10% (°C)	252
50% (°C)	284
90% (°C)	333
PFE (°C)	370
Enxofre (% em peso)	0,45
Cinzas (% em peso)	0,004
Resíduos de carbono (% em peso)	0,03
Índice cetano calculado	50

2.1.4.3 Gás natural

O gás natural é um dos principais combustíveis gasosos para a obtenção de energia elétrica. No seu estado natural, inodoro e incolor, arde com chama ligeiramente luminosa e é altamente explosivo quando se mistura com o ar. Sua origem é o mesmo que do petróleo e encontra-se em rochas dos períodos terciário e carbonífero (Gaffert, 1999).

O gás natural é basicamente metano, na faixa de 80 a 90%, etano (de 5 a 10%) e, outros gases em menores proporções (propano, butanos, pentanos, hexanos, gás carbônico, nitrogênio e gases raros).

O gás natural pode ou não ocorrer associado ao petróleo. Quando ocorre junto ao petróleo, pode ser transportado e distribuído no mercado consumidor. Também, pode ser reinjetado no campo petrolífero para manter a pressão do reservatório e melhorar a recuperação primária de óleo do campo (García, 2002).

Como já dito anteriormente, o combustível gasoso de interesse para o presente trabalho de dissertação é aquele que se encontra nas jazidas de San Martín e Cashiriari em Camisea no Peru, com reservas providas de 368 bilhões de metros cúbicos. Os estudos realizados (Espinoza, 2000) indicam a composição deste gás, apresentada na tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Características do gás natural de Camisea no Perú (Espinoza, 2000).

Composição	Fórmula	Porcentagem (%)
Nitrogênio	N ₂	0,76
Anidrido carbônico	CO ₂	0,20
Metano	CH ₄	82,80
Etano	C ₂ H ₆	8,65
Propano	C ₃ H ₈	3,19
Butano	C ₄ H ₁₀	1,38
Gasolina natural	C ₈ H ₁₈	3,02
Poder calorífico superior		52.727 kJ/kg

Os componentes do gás natural de Camisea podem se agrupar segundo os nomes comercialmente utilizados: gás natural seco (Metano + Etano), gás liquefeito de petróleo (Propano + Butano) e gasolina natural. A porção do gás natural de Camisea de interesse para o estudo de repotenciação das UTE com ciclo Rankine, constitui-se do gás natural seco que se encontra presente numa porcentagem de 78% nessas jazidas (Espinoza, 2000).

No caso do gás de camisea, considera-se que o gás natural seco é constituído basicamente por Metano (CH₄= 90,5%) e Etano (C₂H₆= 9,5%) com um poder calorífico superior (PCS) de 54.167 kJ/kg e, ao ser utilizado como fonte energética para a geração de

eleticidade, aproximadamente o 10% dessa energia é absorvida pela formação de vapor de água, ficando o restante (90%) utilizável. A energia térmica retida no vapor de água fica refletida no poder calorífico inferior (PCI) do gás natural seco. Conseqüentemente, a energia utilizável do gás natural seco de Camisea como fonte energética equivale a 48.750 kJ/kg.

2.1.4.4 Reações de combustão

O objetivo da combustão é de proporcionar energia térmica uniforme e regulada para um meio que a absorva. Uma das questões mais importantes é fornecer a quantidade exata de oxigênio por unidade de peso de combustível para que se realize a combustão completa (Gaffert, 1999).

Nas reações de combustão, a rápida oxidação dos elementos combustíveis do combustível resulta em uma liberação de energia a medida que os produtos da combustão são formados. Uma combustão é dita como completa quando todo o carbono presente no combustível se queima formando anidrido carbônico, todo o hidrogênio se queima formando água, todo o enxofre se queima formando dióxido de enxofre e todos os outros elementos combustíveis forem totalmente oxidados. A combustão é dita incompleta quando estas condições não se cumprirem (Moran e Shapiro, 2002).

Nas reações de combustão toda a massa dos produtos é igual à massa dos reagentes. A massa total de cada elemento químico é igual em ambos os lados da equação, porém, os elementos existem como compostos químicos diferentes na forma de reagentes e produtos. Um exemplo das reações químicas de combustão de algumas substâncias simples é apresentado na Tabela 2.4 mais adiante.

O processo de combustão pode ocorrer com a quantidade exata de ar que requer o tipo de combustível, isto é, combustão estequiométrica. Na prática, sempre se precisa de uma quantidade em excesso de ar que terá que ser fornecida para obter a combustão completa. A quantidade de excesso de ar está determinada pelo tipo de combustível, pelas características dos equipamentos e pela carga de operação.

Um parâmetro que freqüentemente se utiliza para a determinação das quantidades de combustível e ar nos processos de combustão é a razão ar-combustível, que é simplesmente a razão entre a quantidade de ar em uma reação pela quantidade de combustível. Esta razão

pode ser escrita em uma base molar (nº. de moles de ar dividido por nº. de moles de combustível) ou em uma base mássica (massa de ar dividida pela massa de combustível), segundo as equações a seguir:

$$AC_{TEÓRICA} = \frac{M_{ar}}{M_{combustível}} \quad (2.1)$$

$$AC_{REAL} = \frac{(M_{ar})(1+EA)}{M_{combustível}} \quad (2.2)$$

Onde:

$AC_{TEÓRICA}$ - Relação ar combustível teórica, [kg_{ar}/kg_{combustível}];

AC_{REAL} - Relação ar combustível real, [kg_{ar}/kg_{combustível}];

M_{ar} - Massa de ar, [kg_{ar}];

$M_{combustível}$ - Massa de combustível, [kg_{combustível}];

EA - Excesso de ar, [%].

Tabela 2.4 – Reações químicas de combustão (Silva *et alli.*, 2004).

Combustível	Reação química	Balanço de massa	
		Mol	Massa (kg)
Carbono	$2C + O_2 \rightarrow 2CO$	$2+1 \rightarrow 2$	$24+32=56$
Carbono	$C + O_2 \rightarrow CO_2$	$1+1 \rightarrow 1$	$12+32=44$
Monóxido de carbono	$2CO + O_2 \rightarrow 2CO_2$	$2+1 \rightarrow 2$	$56+32=88$
Hidrogênio	$2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O$	$2+1 \rightarrow 2$	$4+32=36$
Enxofre	$S + O_2 \rightarrow SO_2$	$1+1 \rightarrow 1$	$32+32=64$
Metano	$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O$	$1+2 \rightarrow 1+2$	$16+64=80$
Etano	$2C_2H_6 + 7O_2 \rightarrow 4CO_2 + 6H_2O$	$2+7 \rightarrow 4+6$	$60+224=284$
Diesel	$C_{12}H_{26} + 18,5O_2 \rightarrow 12CO_2 + 13H_2O$	$1+18,5 \rightarrow 12+13$	$762=762$
Ácido sulfídrico	$2H_2S + 3O_2 \rightarrow 2SO_2 + 2H_2O$	$2+3 \rightarrow 2+2$	$68+96=164$
Acetileno	$2C_2H_2 + 5O_2 \rightarrow 4CO_2 + 2H_2O$	$2+5 \rightarrow 4+2$	$52+160=212$
Etileno	$C_2H_4 + 3O_2 \rightarrow 2CO_2 + 2H_2O$	$1+3 \rightarrow 2+2$	$28+96=124$

Observando as reações químicas das substâncias simples apresentadas na Tabela 2.4, pode-se determinar que cada tipo de combustível tem uma reação química diferente relacionada aos elementos químicos que a constituem e uma razão ar-combustível específica para a combustão completa.

As reações de combustão para cada um dos combustíveis utilizados nas simulações dos diferentes modelos dos sistemas térmicos estudados serão desenvolvidas e explicadas no capítulo 5.

2.2 JUSTIFICATIVAS DA REPOTENCIACÃO DE UTE

As unidades geradoras de eletricidade com turbinas a vapor existentes que estão sendo repotenciadas com turbinas a gás e ciclos combinados ou com outras novas opções tecnológicas, estão surgindo como importantes estratégias das corporações energéticas competitivas, visando a transformação das plantas de potência relativamente improdutivas em geradoras mais eficientes e de baixo custo.

Uma prática comum de repotenciação é a conversão da unidade a vapor queimando um combustível derivado de petróleo para um ciclo combinado queimando gás natural ou outro combustível alternativo. Nesta modificação da planta de potência, adiciona-se uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação térmica (HRSG), assim a turbina a vapor e seus equipamentos relacionados são mantidos e algumas modificações são aplicadas na usina (Shahnazari e Abbassi, 2003).

A estratégia da repotenciação pode, simultaneamente, corrigir o incremento de carga, a vulnerabilidade no mercado de produção elétrica, a complacência ambiental e a obsolescência tecnológica.

Existem muitas diferentes opções para a repotenciação de uma planta de potência existente. A escolha de uma opção específica de repotenciação está baseada no tamanho e na condição técnica da usina selecionada (por exemplo, a vida residual) e as necessidades próprias de cada instalação (Shahnazari e Abbassi, 2003).

Na repotenciação de uma usina termoelétrica em funcionamento, a opção principal é determinada pela capacidade e qualidade da caldeira convencional e a potência da turbina a vapor (Figura 2.9). Em geral, plantas com uma potência elétrica instalada entre 50 e 200 MW

obtém uma repotenciação mais satisfatória adicionando uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação térmica que fornece o vapor para a turbina a vapor existente, incrementando a capacidade de geração elétrica em quase 200% da potência elétrica original.

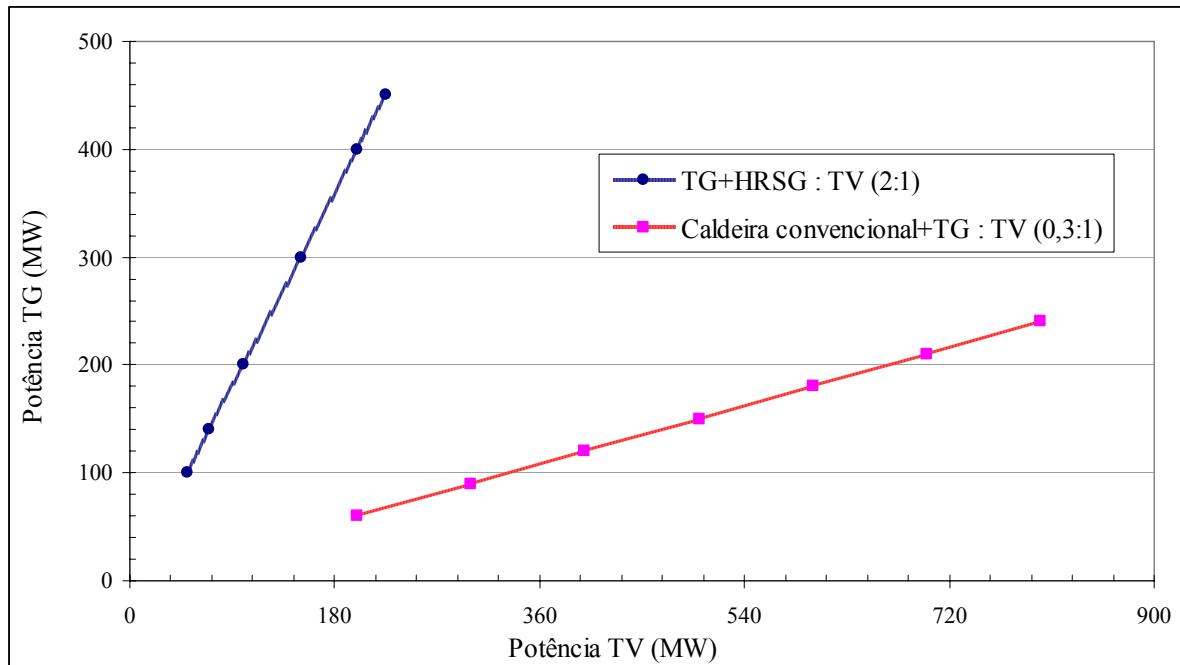


Figura 2.9 – Potência da turbina a gás *versus* potência da turbina a vapor para diversas opções de repotenciação (Shahnazari e Abbassi, 2003).

Plantas de potência com caldeiras convencionais de grande porte e uma potência elétrica instalada na faixa de 200 a 800 MW, com a caldeira e os outros equipamentos principais em boas condições tecnológicas e uma vida residual maior que 15%, onde possam justificar o investimento e o acoplamento com os novos equipamentos, geralmente obtém melhores resultados de repotenciação mantendo e reutilizando o antigo gerador de vapor e adicionando uma ou várias turbinas a gás, mais uma caldeira de recuperação térmica, conformando um sistema térmico híbrido ou também denominado ‘em paralelo’ que atinge um incremento de potência entre 15 e 30% da capacidade original.

O critério de desenho para a escolha dentre as diferentes opções, está determinado entre muitos pelos seguintes fatores que se podem considerar fundamentais para a implementação de um processo de repotenciação: combustível a se utilizar na planta geradora, custos de investimentos para a realização das modificações, tempo fora de serviço da planta para a implementação das readequações, flexibilidade operacional do novo sistema para a geração de

eletricidade, eficiência da nova planta de potência e adaptabilidade aos padrões ou regulamentações ambientais.

Todos esses parâmetros mencionados no parágrafo anterior podem se resumir em três requerimentos de muita importância que serão tratados com maior detalhe no capítulo três e que são mencionados a seguir:

- a) Econômicos: redução dos custos de geração de eletricidade;
- b) Ambientais: redução das emissões de poluentes ao meio ambiente;
- c) Energéticos: melhoramento do rendimento global da planta de potência existente.

Capítulo 3

METODOLOGIAS DE REPOTENCIACÃO

Neste capítulo são desenvolvidos os conceitos fundamentais da repotenciação, suas diversas tecnologias de aplicação e os aperfeiçoamentos que se podem conseguir na readequação de uma planta de potência existente. Apresentam-se ainda as vantagens e as desvantagens das diferentes metodologias e se efetua uma descrição geral do *software Gatecycle* aplicado no estudo das simulações das alterações do ciclo termodinâmico no estudo de caso apresentado no capítulo 5. Também são apresentados os fundamentos termodinâmicos da modelagem dos equipamentos utilizados em um sistema térmico de potência, usando o *software Gatecycle*.

3.1 ASPECTOS GERAIS

Com as mudanças dos mercados de produção de energia elétrica nos países latino-americanos, passando de monopólios controlados pelo Estado a mercados de livre concorrência na produção, transmissão e distribuição de eletricidade, muitas geradoras estão se questionando sobre a melhor forma possível de utilizar suas plantas de potência e concorrer com sucesso no desafiador cenário atual.

Devido a esse motivo, muitas usinas com sistemas térmicos convencionais a vapor, se constituem em uma carga pesada por suas instalações obsoletas, com altos consumos específicos de combustível (*heat rate*) e custos elevados de geração de eletricidade. Essa concorrência acirrada está trazendo novas perspectivas a estas antigas plantas de potência, principalmente devido ao fato de que as turbinas a vapor podem permanecer operáveis por várias décadas, sendo muito atrativo o processo de re-engenharia dessas velhas plantas mediante a repotenciação.

Dito de outra forma, a repotenciação é a transformação de uma planta de potência a vapor existente, operando com ciclo Rankine, em um sistema térmico de ciclo combinado, adicionando uma ou mais turbinas a gás funcionando com um ciclo de alta temperatura (*topping*) e uma caldeira de recuperação térmica (HRSG). O resultado dessas readequações é um modo efetivo de melhorar o desempenho e estender a vida útil da planta de potência, enquanto se adiciona capacidade de geração, reduz emissões de poluentes e se abaixa a rejeição de energia térmica e água usada por kW de eletricidade gerada (Ehren *et alli.*, 2002).

As principais vantagens da repotenciação estão relacionadas com:

- **Capacidade incrementada da potência de saída** – tipicamente a potência de saída se incrementará com um fator de 2 a 2,5 da potência original.
- **Melhoramento da eficiência do ciclo térmico** – a eficiência se incrementará por aproximadamente 50 a 100%, em função da opção de repotenciação escolhida, permitindo à usina ser competitiva no mercado desregulado de produção de energia elétrica.
- **Flexibilidade no uso de combustível** – a solução de repotenciação em paralelo (modo híbrido) permite a escolha de vários tipos de combustíveis (carvão, derivados de petróleo ou gás), onde o modo de operação ótimo vai depender do preço de venda da eletricidade no mercado elétrico e do preço do combustível.
- **Flexibilidade operacional** – adaptabilidade para a demanda de potência com tempos de partida curtos e rápida elevação de carga.
- **Redução das emissões de poluentes** – a massa específica de poluentes por kWh gerados de eletricidade diminui em função do tipo de combustível utilizado.
- **Baixo custo específico de eletricidade gerada** – devido à reutilização dos equipamentos existentes será necessário um baixo investimento de capital comparado com a construção de uma nova planta de ciclo combinado.

Quando se está avaliando a tomada de decisão do empreendimento de um processo de repotenciação é importante considerar os parâmetros relacionados com os aspectos técnicos, econômicos e ambientais que são descritos a seguir.

3.1.1 Aspectos técnicos

Uma vez que a decisão da repotenciação é de fato uma realidade, existem considerações importantes que devem ser levadas em conta para o sucesso do empreendimento. Essas questões estão relacionadas com uma inter-relação ótima entre os equipamentos existentes e os novos equipamentos, assim como a configuração do novo sistema térmico a se utilizar para o melhoramento do rendimento global da planta e o melhor aproveitamento de sua flexibilidade operacional. Esses pontos específicos serão tratados adiante.

3.1.1.1 Reutilização ou substituição dos equipamentos existentes

A combinação adequada entre o sistema a vapor existente e a nova ou as novas turbinas a gás é uma das considerações chaves do processo de repotenciação, porque, dependendo dessa inter-relação será determinada a necessidade, ou não, da utilização de queima suplementar na caldeira de recuperação térmica, a necessidade de vapor ou água desmineralizada na turbina a gás, ou o requerimento de incremento de ar na entrada da turbina a gás.

Outro fator importante é a vida residual dos equipamentos existentes, já que isto determinará os que serão reutilizados ou substituídos. Isto variará de cada planta a repotencializar e dependerá, além dos critérios técnicos, dos critérios econômicos. Tipicamente, os seguintes equipamentos são reutilizados (Stenzel *et alli.*, 1997):

- Edificações técnicas;
- Turbina a vapor e gerador elétrico;
- Condensador;
- Sistema principal de resfriamento;
- Transformador elétrico e os equipamentos de alta voltagem.

Esses grandes equipamentos mencionados no parágrafo anterior são custosos para se substituir. Por outro lado, também significa que a repotenciação é desenhada dentro de certos limites que devem ser respeitados. Porém, pode ser preferível substituir alguns dos

equipamentos auxiliares, já que pode ser realizado com custos relativamente baixos. Muitas vezes, reter esses elementos cria custos extras por imprevistos de manutenção e podem ter um efeito negativo na disponibilidade da instalação repotenciada. Esses equipamentos menores e substituíveis são:

- Bombas de condensado e de água de alimentação;
- Equipamentos e elementos de controle;
- Tubulações e válvulas.

O objetivo da repotenciação de uma unidade de potência é alcançar as eficiências mais próximas de uma nova planta de ciclo combinado, para isso, é importante ter um bom ajuste entre a potência da turbina (ou turbinas) a gás e as características da turbina a vapor. Se a turbina a vapor é muito grande e a turbina a gás muito pequena, a caldeira de recuperação não poderá produzir a quantidade suficiente de vapor para formar a adequada pressão de vapor na turbina e não se alcançará uma boa performance do ciclo termodinâmico repotenciado.

3.1.1.2 Configuração do novo modelo termodinâmico

Não existem soluções padrão para a configuração de um esquema termodinâmico a ser implementado em uma determinada instalação a ser repotenciada. Existem diversas combinações e variações baseadas em esquemas térmicos básicos, limitados simplesmente pela imaginação e as restrições do local específico. Uma avaliação de algumas das diferentes opções de repotenciação que podem ser aplicadas se encontra na Tabela 3.1.

Para selecionar a alternativa de repotenciação que melhor se adapte à configuração física de uma usina termoelétrica devem ser consideradas as eficiências, as modificações dos seus equipamentos e as implementações dos novos componentes (Stenzel *et alli.*, 1997).

Para alcançar essas metas ou alvos, as seguintes etapas devem ser completadas:

1. Otimização do processo operacional da instalação para condições normais contínuas. Essa otimização alcançará o maior valor atingível de rendimento;
2. Estimativa do rendimento para cargas parciais. Esta etapa deverá detectar as mudanças operacionais para cargas baixas;

3. Análise das novas condições de operação para os equipamentos existentes. Alguns dos equipamentos existentes terão novas condições de trabalho muito diferentes às do desenho original. As condições proibitivas de operação deverão ser ressaltadas para que sejam evitadas no funcionamento normal da planta de potência;
4. Estimativa dos dados de desenho dos novos equipamentos.

Os dados do rendimento da planta modificada a partir do novo modelo termodinâmico aplicado podem ser estimados pela aplicação de programas de computador que indiquem a melhor distribuição de carga da futura planta geradora de eletricidade. No caso deste trabalho de dissertação, foi utilizado o *software Gatecycle* para a simulação dos diferentes modelos de sistemas termodinâmicos utilizados.

Tabela 3.1 – Avaliação de diferentes opções de repotenciação (Koike e Noguchi, 2004).

Opção	Descrição	Incremento de potência (%)	Incremento de eficiência (%)	Investimento (%) ¹	Redução de emissões (%) ²	Tempo fora de serviço (meses)
A	Ciclo combinado (TG+HRSG)	200	15 – 20	70 – 85	50 – 80	12 – 18
B	<i>Hot Windbox</i> (Caldeira + TG)	15 – 30	8 – 10	20 – 30	50 – 80	8
C	Caldeira Suplementar + Caixa de ar	10 – 30	8 – 10	20 – 30	40 – 60	8
D	Aquecimento água de alimentação	10 – 30	8 – 10	15 – 20	10 – 20	2
E	Repotenciação híbrida	30 – 200	15 – 20	70 – 85	50 – 80	12 – 18

¹ Comparada ao investimento de uma nova planta de ciclo combinado de igual capacidade.
² Comparada à redução de emissões antes da repotenciação.

3.1.2 Aspectos econômicos

Uma avaliação econômica da repotenciação sempre deve ser específica à planta de potência onde esta atividade está acontecendo. Isto é devido à repotenciação estar vinculada aos equipamentos e à eficiência da planta existente.

Para um processo específico de repotenciação, a maioria dos seguintes parâmetros deverá ser definida: consumo específico de combustível, capacidade de potência, fator de capacidade, disponibilidade, custos de operação e manutenção, custo total do investimento, taxa de desconto do investimento, escalação do preço de combustível durante a vida útil da instalação e o custo do tempo total de indisponibilidade durante a modificação da planta.

Existem dois aspectos relacionados à avaliação econômica de uma repotenciação, os quais são interessantes ressaltar (Schretter *et alli.*, 2003):

1. O custo de investimento de uma repotenciação comparado ao custo de investimento de uma nova instalação de ciclo combinado; e,
2. O custo de geração da eletricidade de uma planta repotenciada comparada ao preço da eletricidade da usina original.

No caso de uma planta de potência repotenciada, os custos estarão relacionados com a preparação das obras civis da instalação, demolição e remoção dos equipamentos substituídos, a montagem dos novos equipamentos, as novas tubulações de transporte do novo combustível a se utilizar, o amarre das antigas e novas linhas de transmissão, as tubulações de vapor e condensado, as novas tubulações auxiliares, o sistema auxiliar da água de resfriamento, o sistema de injeção de produtos químicos à caldeira, e remodelação da subestação e sistema de alta voltagem.

No caso de uma nova planta de potência de ciclo combinado, os custos estarão relacionados com a compra e preparação do prédio onde se implementarão as instalações, assim como com a compra, montagem e *comissioning* dos novos equipamentos, tais como: turbina a vapor, turbina a gás, caldeira de recuperação térmica, condensador, desaerador, torre de resfriamento ou sistema principal de água de resfriamento, sistema de reposição de água de alimentação, sistemas principais e auxiliares de água de alimentação, tubulações para a alimentação do combustível, tubulações e válvulas de vapor e condensado, subestação e sistema de alta voltagem.

Segundo diversas referências bibliográficas consultadas ((Schretter *et alli.*, 2003), (Shahnazari e Abbassi, 2003) entre outros), um modelo de repotenciação pode ser tipicamente implementado por aproximadamente 70 a 80% do custo de investimento de uma nova planta de potência de ciclo combinado, sempre e quando possa se utilizar a infra-estrutura existente e não seja necessária a substituição da turbina a vapor. Um sumário de custos típicos comparando a avaliação econômica de uma UTE repotenciada e uma nova planta de ciclo combinado está mostrado na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Comparação de custos de investimento (Singh e Kopecky, 2002).

Descrição	Unidade	Planta de potência repotenciada	Nova planta de ciclo combinado
Potência de saída	(MW)	501	520
Custo base	(US\$/kW)	300	390
Facilidades gerais	(US\$/kW)	20	20
Compressor	(US\$/kW)	8	8
Prédio	(US\$/kW)	0	5
Sistema de resfriamento	(US\$/kW)	0	15
Tubulações vapor/condensado	(US\$/kW)	25	0
Imprevistos, 15%	(US\$/kW)	8	7
Custos indiretos, 10%	(US\$/kW)	36	45
Juros, 6%/ano 24 meses	(US\$/kW)	24	29
Custo total do investimento	(US\$/kW)	421	520

Outra forma de avaliação econômica de uma planta de potência repotenciada, está relacionada com a determinação do preço da eletricidade produzida (US\$/kWh) pela nova planta em comparação com a instalação original. Esse é o método adotado por muitos autores ((Schretter *et alli.*, 2003), (Wunsch, 1985), (Horlock, 1992) entre outros) quando analisam a variação dos custos associados com a avaliação econômica das modificações de uma usina.

O preço da eletricidade gerada por uma planta de potência está baseado no custo do investimento do empreendimento e os custos relacionados de produção (combustível e manutenção da instalação), conforme Horlock (1992), segundo a expressão a seguir:

$$P_E = \frac{\beta \cdot C_0}{\dot{W} \cdot H} + \frac{M}{\dot{W} \cdot H} + \frac{OM}{\dot{W} \cdot H}, \quad (3.1)$$

Onde:

P_E - Custo anual da eletricidade produzida, [US\$/ano];

C_0 - Custo de investimento da planta, [US\$];

$\beta(i, N)$ - Fator de anuidade relacionada à taxa de desconto (i), vida da planta (N);

M - Custo anual do combustível fornecido, [US\$/ano];

OM - Custo anual de operação e manutenção, [US\$/ano];

\dot{W} - Potência de saída da planta, [kW];

H - Tempo de utilização da planta [h/ano].

O custo anual do combustível, M , pode ser escrito em função do custo unitário do combustível (ζ , US\$/kWh), a taxa de fornecimento de energia no combustível (\dot{F} , kW) e as horas de utilização da planta, H . O termo da equação \dot{W}/\dot{F} é a eficiência global da planta (η_0). Ademais, segundo Horlock (1992), é possível expressar os custos de operação e manutenção (OM) como a soma dos custos fixos de operação U (administrativos, pessoal, etc., em US\$/ano) e os custos variáveis de operação V (US\$/kWh). Assim, o custo de produção unificado é então:

$$P_E = \frac{\beta \cdot C_0}{\dot{W} \cdot H} + \frac{\zeta}{\eta_0} + \frac{U}{\dot{W} \cdot H} + V \quad (3.2)$$

Desse modo o preço da eletricidade gerada da planta de potência original pode ser comparado diretamente com os custos de produção da planta repotenciada, assumindo iguais horas de operação, segundo as expressões:

$$(P_E)_1 = \frac{\beta_1 \cdot (C_0)_1}{\dot{W}_1 \cdot H} + \frac{\zeta_1}{(\eta_0)_1} + \frac{U_1}{\dot{W}_1 \cdot H} + V_1 \quad (3.3)$$

$$(P_E)_2 = \frac{\beta_2 \cdot (C_0)_2}{\dot{W}_2 \cdot H} + \frac{\zeta_2}{(\eta_0)_2} + \frac{U_2}{\dot{W}_2 \cdot H} + V_2 \quad (3.4)$$

Se a planta original (1) é modificada para se tornar a planta (2), os efeitos dessas modificações podem ser avaliados. O investimento adicional de capital com relação à usina (1) será $\Delta C_0 = (C_0)_2 - (C_0)_1$. Também se tem uma melhora na eficiência expressa por $\Delta \eta_0 = (\eta_0)_2 - (\eta_0)_1$. A potência de saída da usina repotenciada será quantificada por $\Delta \dot{W} = (\dot{W}_2 - \dot{W}_1)$. Aplicando as considerações descritas anteriormente, a equação (3.4) pode ser re-escrita da seguinte forma:

$$(P_E)_2 = \frac{\beta \cdot [(C_0)_1 + \Delta C_0]}{(\dot{W}_1 + \Delta \dot{W}) \cdot H} + \frac{\zeta_1 \cdot \dot{F}_1 + \Delta(\zeta \cdot \dot{F})}{(\dot{W}_1 + \Delta \dot{W}) \cdot H} + \frac{OM + \Delta(OM)}{(\dot{W}_1 + \Delta \dot{W}) \cdot H} \quad (3.5)$$

Como a modificação envolve um ciclo de potência de alta temperatura ou *topping* e um ciclo de potência de baixa temperatura ou *bottoming*, onde os gases de exaustão da turbina a gás são aproveitados na caldeira de recuperação térmica para a geração de vapor superaquecido fornecido à turbina a vapor, e, se não existe queima suplementar, então $\Delta(\zeta \cdot \dot{F}) = 0$.

Assumindo que a usina termoelétrica repotenciada está na faixa de 20 a 30 anos de existência, com seus custos de investimentos pagos, então $(C_0)_1 = 0$, e se os custos unificados de manutenção permanecem inalteráveis; consequentemente, os custos de produção de energia elétrica da instalação repotenciada serão menores que a planta de potência original.

3.1.3 Aspectos ambientais

Os combustíveis fósseis, especialmente os carvões, óleo combustível e outros derivados do petróleo, quando queimados nas usinas termoelétricas, liberam gases altamente tóxicos e poluentes (gás carbônico, óxidos de nitrogênio, dióxido de enxofre, entre outros). A utilização massiva desses energéticos tem conduzido ao quase esgotamento de suas reservas e constituído uma ameaça real ao meio ambiente, por consequência do aquecimento global da Terra (efeito estufa), dos riscos à saúde e da acidificação do ciclo da água (Delso, 2001).

Esta crescente preocupação é produto da consequência lógica da conscientização de que as alternativas energéticas devem estar associadas a uma melhor qualidade de vida, objetivo de mais amplo alcance que o mero consumo de energia. O setor elétrico que utiliza

combustíveis fósseis enfrenta o compromisso de seguir desenvolvendo sua atividade em harmonia com o meio ambiente, minimizando tanto quanto sejam possíveis esses impactos.

Hoje, existe um consenso internacional para reduzir as emissões desses gases poluentes. O Protocolo de Kyoto, assinado em 1997, é uma prova disso. Ele expressa a vontade política dos países em reparar o que vem sendo feito, quando estabeleceu regras para a redução de 22% da emissão de dióxido de carbono, comparada aos níveis de 1990, o que deverá acontecer entre 2008 e 2012 (Cardoso e Sarmiento, 2000).

Os seguintes produtos originados em uma planta de potência termoelétrica podem afetar diretamente ao meio ambiente (Bajano *et alli.*, 2000) :

- Efluentes gasosos;
- Efluentes líquidos;
- Efluentes energéticos;
- Resíduos sólidos.

Os gases de exaustão de uma planta de potência podem conter os seguintes componentes: H_2O , N_2 , O_2 , NO , NO_2 , CO_2 , CO , C_nH_n (hidrocarbonetos não queimados), SO_2 , SO_3 , cinzas, cinzas voláteis, metais pesados e clorados. Os três primeiros desses compostos são inócuos; os outros podem afetar negativamente o ambiente. Os níveis de concentração dessas substâncias nos gases de exaustão dependem da composição do combustível e do tipo da instalação. Portanto, se há maior ganho de eficiência, existirá maior queda na proporção de emissões por unidade de eletricidade produzida.

Comumente é aceito que a repotenciação de plantas de potência queimando óleos combustíveis ou outros derivados de petróleo quando mudam para a queima de gás natural, reduzem suas emissões de poluentes, especialmente CO_2 (Figura 3.1). Além disso, a maioria dos ciclos combinados utilizando essa fonte energética primária tem uma alta eficiência, resultando em uma baixa emissão de gases por MWh de energia elétrica produzida e uma baixa quantidade de energia térmica residual (Termuehlen, 1998).

As altas proporções de excesso de ar habitualmente encontradas nas turbinas a gás permitem que praticamente uma combustão completa aconteça, o que resulta em uma baixa concentração de elementos não queimados, tais como CO ou hidrocarbonetos nos gases de

exaustão. Também devido ao baixo teor de enxofre presente no gás natural, as emissões de SO_x (SO_2 , SO_3) são desprezíveis. Portanto, as plantas de potência de ciclo combinando podem ser consideradas ambientalmente uma boa opção na utilização em áreas densamente habitáveis.

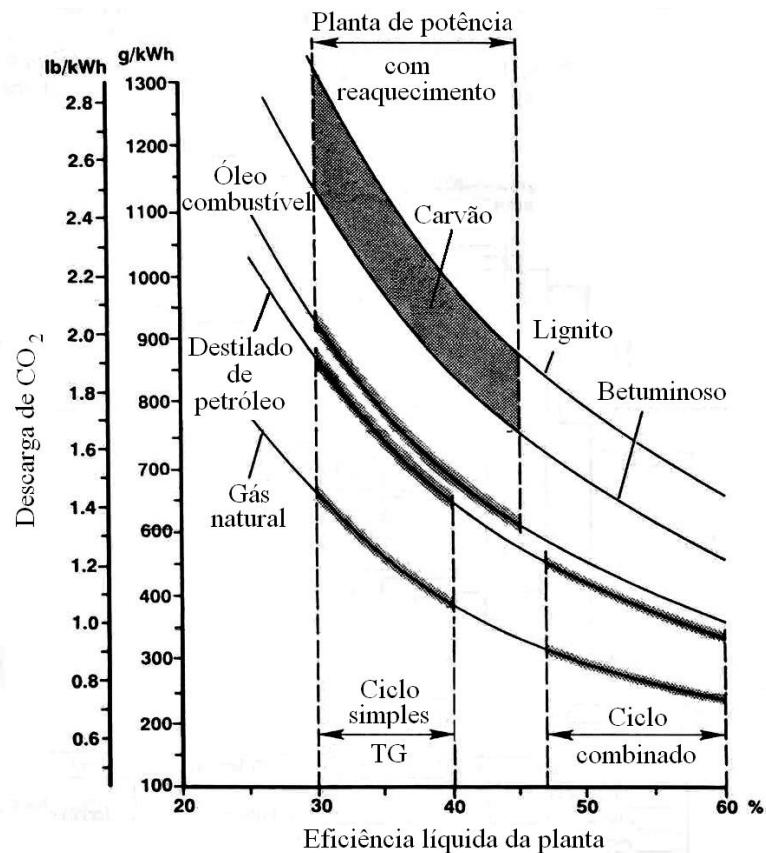


Figura 3.1 – Emissão específica de CO_2 para vários tipos de plantas (Termuehlen, 1998).

As plantas repotenciadas queimando gás natural têm como principais poluentes NO_x (NO e NO_2) e estas emissões produzem ácido nítrico (H_2NO_3) na atmosfera o qual, junto com os ácidos sulfúrico e sulfuroso (H_2SO_4 , H_2SO_3), são responsáveis pela chuva ácida.

3.2 TECNOLOGIAS UTILIZADAS

Na aplicação da avaliação da metodologia da repotenciação de uma planta de potência existente, normalmente se segue as etapas de análise, as quais estão indicadas a seguir (Stenzel *et alli.*, 1997):

- Determinar os objetivos a alcançar para o sistema de geração; isto é, a quantidade e valor da necessidade adicional de potência, redução de emissões, custo e

disponibilidade de combustível, limitações e requerimentos de transmissão da eletricidade gerada, horários previstos da geração de carga, preço designado no mercado elétrico e outros requerimentos e metas;

- Identificar as restrições físicas da instalação, condição dos equipamentos existentes e outras informações importantes relacionadas com a planta que pode ser repotenciada, para determinar as metas a serem alcançadas;
- Identificar as tecnologias de repotenciação que podem ser utilizadas e aplicar uma análise inicial para reduzir as opções de repotenciação às tecnologias mais competitivas;
- Desenvolver o desenho, parâmetros de operação, custos de investimento, comparação de resultados econômicos e tempos de execução entre os modelos de repotenciação e a construção de uma nova planta de potência;
- Selecionar a melhor ou melhores opções, baseada(s) nos fatores econômicos e técnicos.

Freqüentemente, há uma tendência de iniciar os estudos de repotenciação, avaliando as unidades de potência mais antigas, por causa dos altos custos de geração e a aproximação da finalização da vida útil da usina. Porém, isto pode levar a deixar de analisar melhores opções de repotenciação que se podem alcançar com unidades de maior capacidade e mais novas. Por exemplo, aposentando as unidades mais antigas e proporcionando um maior incremento de potência com uma unidade mais nova repotenciada, se teria um retorno máximo do investimento realizado.

As principais opções de tecnologias de repotenciação estão baseadas em dois grupos, aquelas que utilizam as turbinas a gás para combustíveis líquidos e gasosos e as opções de repotenciação para combustíveis sólidos, conforme se apresenta a seguir.

As opções de repotenciação comumente avaliadas utilizando turbinas a gás são:

- Nova planta de potência (turbina a gás – caldeira de recuperação térmica – turbina a vapor);
- Substituição da caldeira convencional com uma unidade de ciclo combinado completo (turbina a gás – caldeira de recuperação térmica);

- Injeção dos gases de exaustão da(s) turbina(s) a gás na caldeira convencional existente (caldeira convencional – turbina a gás);
- Aquecimento da água de alimentação (caldeira convencional – turbina a gás);
- Repotenciação híbrida ou em paralelo (caldeira convencional – caldeira de recuperação térmica – turbina a gás – turbina a vapor).

As opções de repotenciação avaliadas para combustíveis sólidos são:

- Substituição ou modificação da caldeira convencional por uma caldeira de leito fluidizado à pressão atmosférica;
- Substituição da caldeira convencional por uma caldeira de leito fluidizado pressurizado e adição de uma turbina a gás;
- Substituição da caldeira convencional e adição de um ciclo combinado com gaseificação integrada.

3.2.1 Nova planta de potência

Esse modelo de repotenciação envolve o sucateamento da instalação existente, com exceção possivelmente do sistema de água de resfriamento e o interruptor de campo, se aproveitando o prédio para a construção de uma nova planta de ciclo combinado ou de outro tipo (Figura 3.2).

Às vezes esse tipo de repotenciação é denominado de planta de potência “*Brown field*”, o sucateamento da usina existente e a montagem de uma nova planta de ciclo combinado têm a vantagem de utilizar a melhor e mais avançada dessa tecnologia disponível, sem ter o compromisso de emparelhar antigos componentes com novos equipamentos (Schretter *et alli.*, 2003).

A construção de uma nova planta de potência sobre um local existente tem muitas vantagens, por exemplo: economias nos processos de permissões legais, acesso às redes de transmissão elétrica e considerações de impactos socioeconômicos sobre a área populacional onde está situada a usina. Estes e outros fatores podem fazer dessa opção a preferida para novos investimentos em ativos existentes de geração.

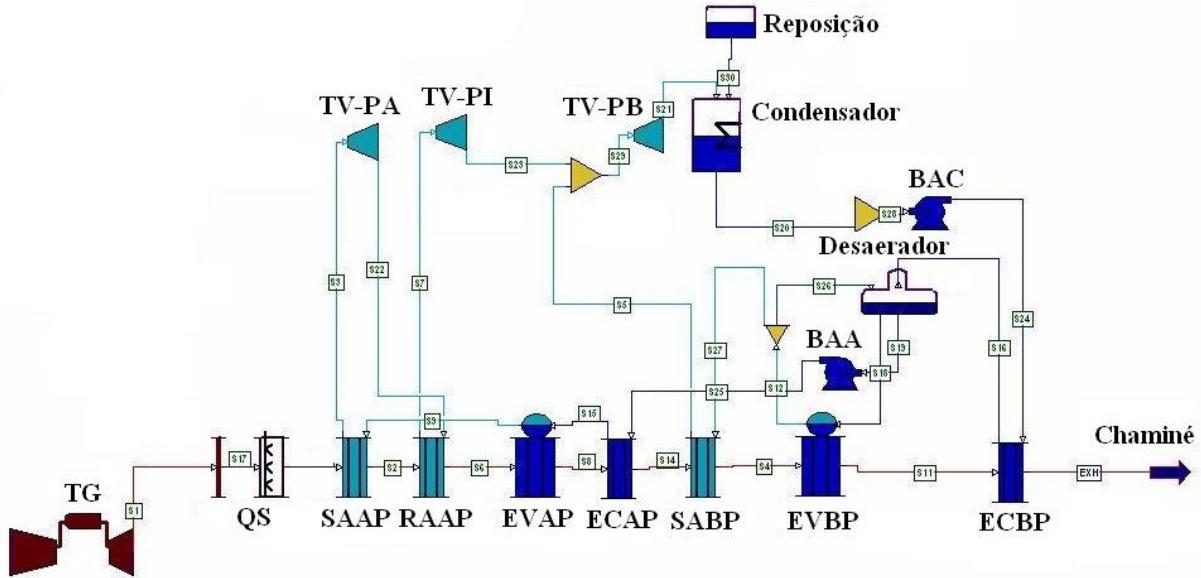


Figura 3.2 – Nova planta de potência de ciclo combinado com dois níveis de pressão.

A eficiência global da planta repotenciada deveria ser idêntica à de uma nova UTE com ciclo combinado; também denominada “*Greenfield*”. Conseqüentemente, a definição da eficiência elétrica de uma planta de ciclo combinado, conforme Kehlhofer *et alli.* (1999) é:

$$\eta_{CC} = \frac{P_{TG} + P_{TV}}{Q_{TG} + Q_{QS}} \quad (3.6)$$

Onde:

η_{CC} - Eficiência global do ciclo combinado, [%];

P_{TG} - Potência de saída da turbina a gás, [MW];

P_{TV} - Potência de saída da turbina a vapor, [MW];

Q_{TG} - Energia térmica fornecida no combustível consumido na turbina a gás, [MW];

Q_{QS} - Energia térmica fornecida mediante a queima suplementar na HRSG, [MW].

A equação (3.6) mostra a eficiência total do ciclo combinado, pois não estão considerados os consumos de potência dos equipamentos auxiliares e as perdas elétricas, denominadas simplesmente consumo de auxiliares, P_{Aux} . Se o consumo de auxiliares da planta de potência for considerado, a eficiência líquida do ciclo combinado estará dada por:

$$\eta_{L,CC} = \frac{P_{TG} + P_{TV} - P_{Aux}}{Q_{TG} + Q_{QS}} \quad (3.7)$$

Em forma geral, as eficiências dos ciclos simples dos processos da turbina a gás e da turbina a vapor, podem ser definidas de um modo similar:

$$\eta_{TG} = \frac{P_{TG}}{Q_{TG}}; \quad (3.8)$$

$$\eta_{TV} = \frac{P_{TV}}{Q_{EX,TG} + Q_{QS}}; \quad (3.9)$$

Onde:

$$Q_{EX,TG} \cong Q_{TG} \cdot (1 - \eta_{TG}); \quad (3.10)$$

Combinando as equações (3.9) e (3.10) teremos:

$$\eta_{TV} = \frac{P_{TV}}{Q_{TG} \cdot (1 - \eta_{TG}) + Q_{QS}} \quad (3.11)$$

A equação (3.11) expressa a eficiência do processo a vapor do ciclo combinado. Se não há queima suplementar na caldeira de recuperação térmica, o termo $Q_{QS} = 0$.

3.2.2 Ciclo combinado completo

A caldeira convencional é substituída por uma HRSG e uma TG. Ocasionalmente, a caldeira convencional é usada como fonte de vapor em lugar da HRSG, quando a turbina a gás está fora de serviço. A HRSG está formada por uma série de economizadores, evaporadores e superaquecedores para a geração de vapor e aquecimento da água de condensado e alimentação para o ciclo a vapor (Kehlhofer *et alli.*, 1999).

A Figura 3.3 representa uma típica planta convencional, antes de ser repotenciada. A caldeira (1) gera vapor a um nível de pressão para uma simples turbina a vapor (2). Existem quatro extrações desde a turbina a vapor para pré-aquecer a água de alimentação, utilizando três pré-aquecedores fechados de baixa pressão (4) e um pré-aquecedor aberto ou desaerador (3). O resfriamento neste caso é realizado utilizando água de resfriamento no condensador (5).

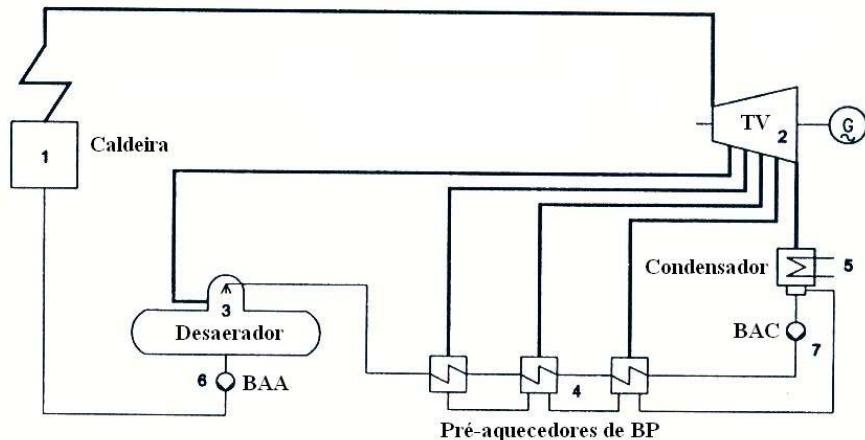


Figura 3.3 – Planta de potência a vapor, convencional (Kehlhofer *et alli.*, 1999).

A Figura 3.4 mostra a planta da Figura 3.3 depois de ser repotenciada como um ciclo combinado completo, utilizando para a readequação uma turbina a gás e uma HRSG de um nível de pressão. Um laço de pré-aquecimento é instalado na HRSG para fornecer vapor ao desaerador (6). Os aquecedores existentes não são necessários, consequentemente, as extrações da turbina a vapor deverão ser bloqueadas. Adicionalmente, outra bomba d'água de alimentação (15) terá que ser adicionada para o laço de pré-aquecimento.

A potência de saída da turbina a vapor usualmente representa uma terceira parte da potência elétrica do ciclo combinado. O incremento da capacidade de geração da unidade existente pode alcançar até um patamar máximo de quase 200% da potência original.

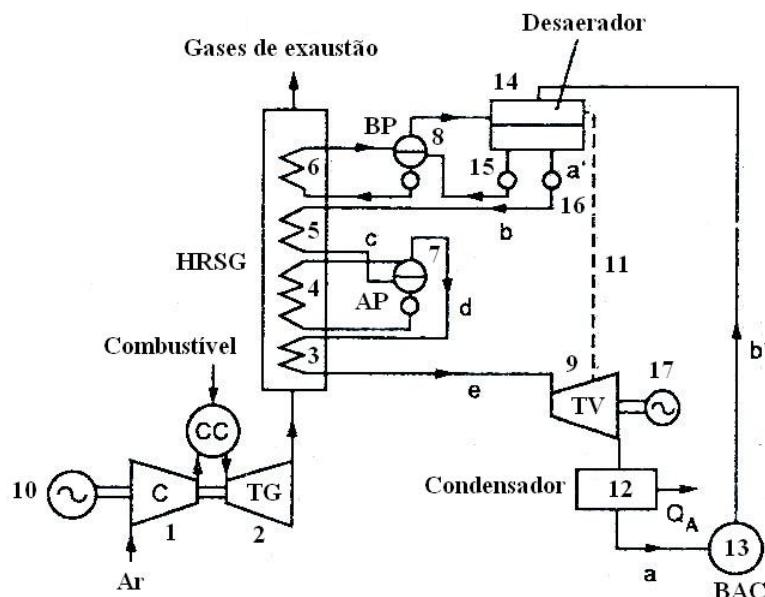


Figura 3.4 – Repotenciação com ciclo combinado completo (Horlock, 1992).

Nesse processo de repotenciação, a pressão de saída da HRSG é um dos aspectos chaves. O desenho da caldeira de recuperação tem que considerar a máxima transferência da energia térmica dos gases de exaustão da turbina a gás. Isto pode necessitar a seleção de dois ou três níveis de pressão. A Tabela 3.3 indica dois modelos de arranjos típicos entre as propriedades da turbina a gás e da caldeira de recuperação térmica.

Tabela 3.3 – Propriedades termodinâmicas de arranjos típicos entre turbinas a gás e HRSG.

Turbinas a gás	Caldeira de recuperação térmica
<u>GE 7F/SIEMENS W501F:</u> Potência de saída: 165,35 MW Temperatura c.c.: 1382,5 °C Temperatura dos gases: 603,69 °C	Seção de alta pressão: 100 bar/538 °C Seção de média pressão: 24 a 28 bar Seção de baixa pressão: 3,5 a 5 bar
<u>GE 7E/SIEMENS W501D5:</u> Potência de saída: 165,35 MW Temperatura c.c.: 1249,4 °C Temperatura dos gases: 603,69 °C	Seção de alta pressão: 85 a 100 bar/510 °C Seção de média pressão: 7 a 14 bar Seção de baixa pressão: 0,2 a 2 bar

Pode-se agora, considerar uma análise simples do ciclo térmico modificado, assumindo um ciclo termodinâmico aberto (formado pela turbina a gás) e um circuito termodinâmico fechado (formado pelo ciclo a vapor). Segundo a Figura 3.5, o desenho (a) mostra uma planta de potência simples de ciclo combinado sem queima suplementar e o desenho (b) indica o diagrama T – s desse arranjo térmico (Horlock, 1992).

O trabalho produzido pela turbina a gás está dado por:

$$W_{TG} = \eta_{TG} \cdot F = \eta_{TG} \cdot [(H_R)_0 - (H_P)_0]; \quad (3.12)$$

onde η_{TG} é o rendimento total da turbina a gás e F é a energia fornecida no combustível, $F = \dot{M}_F \cdot (CV)_0 = \dot{M}_F \cdot [(H_R)_0 - (H_P)_0]$. A entalpia de combustão do combustível de fluxo mássico \dot{M}_F é $(CV)_0$. O trabalho produzido pela turbina a gás W_{TG} é o trabalho específico produzido (por unidade do fluxo de ar ingressado no compressor), $W_{TG} = \omega_{TG} \cdot$.

O trabalho produzido pelo ciclo a vapor está dado por:

$$W_{CV} = \eta_{CV} \cdot Q_{CV}; \quad (3.13)$$

onde η_{cv} é o rendimento térmico do ciclo a vapor, e Q_{cv} é a energia térmica transferida desde os gases de exaustão da turbina a gás para a caldeira de recuperação térmica. Assim, a eficiência global da planta de potência em conjunto é:

$$\eta_{CC} = \frac{W_{TG} + W_{CV}}{F} = \eta_{TG} + \frac{\eta_{CV} \cdot Q_{CV}}{F}. \quad (3.14)$$

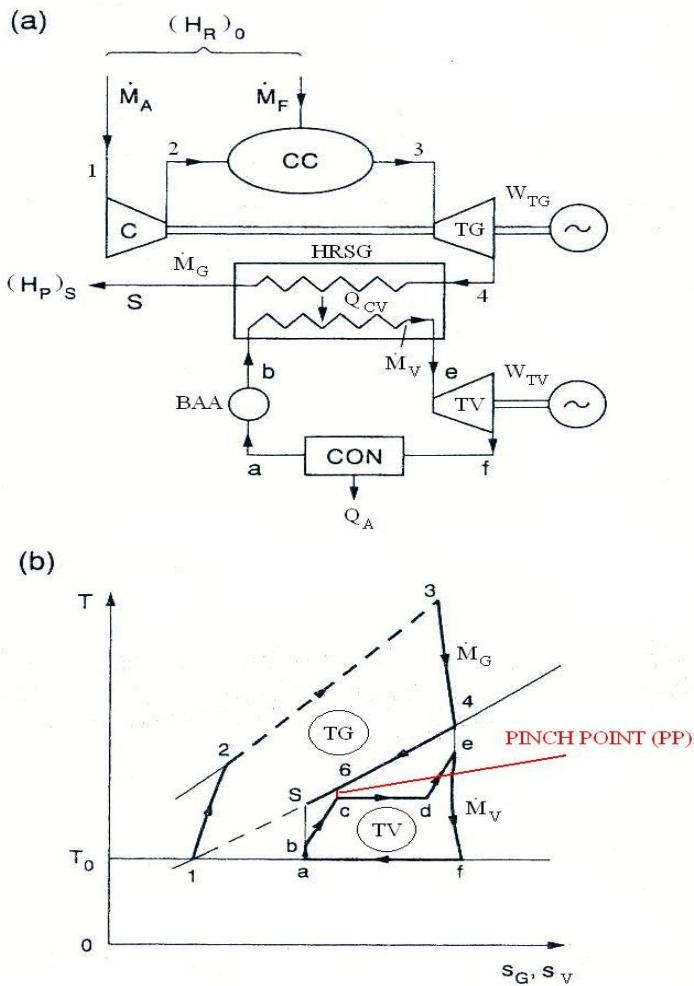


Figura 3.5 – UTE de ciclo combinado sem queima suplementar (Horlock, 1992).

No entanto, se a combustão é adiabática, então a equação do fluxo de energia de estado permanente para o circuito termodinâmico aberto da turbina a gás (com a entalpia dos gases de exaustão (H_p)_s, deixando a caldeira de recuperação térmica e entrando na chaminé, onde a temperatura T_s é maior que a temperatura ambiente T_0) é:

$$Q_{CV} = (H_R)_0 - (H_P)_S - W_{TG}; \quad (3.15)$$

de modo que:

$$Q_{CV} = [(H_R)_0 - (H_P)_0] - [(H_P)_S - (H_P)_0] - W_{TG}; \quad (3.16)$$

$$Q_{CV} = F - [(H_P)_S - (H_P)_0] - W_{TG}; \quad (3.17)$$

onde $(H_P)_0$ é a entalpia dos produtos depois da combustão do combustível à temperatura T_0 .

O rendimento total da planta de potência de ciclo combinado é, portanto:

$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + \eta_{CV} \cdot \left[1 - \frac{W_{TG}}{F} - \frac{[(H_P)_S - (H_P)_0]}{F} \right]; \quad (3.18)$$

onde η_{CV} é o rendimento térmico do ciclo a vapor e Q_{CV} é a energia térmica transferida desde os gases de exaustão da turbina a gás até a caldeira de recuperação térmica. Assim, a eficiência global da planta de potência em conjunto é:

$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + \eta_{CV} - \eta_{CV} \cdot \eta_{TG} - \frac{\eta_{CV} \cdot \dot{M}_G \cdot (\bar{c}_P)_G \cdot (T_S - T_0)}{F}; \quad (3.19)$$

onde a expressão $\frac{\eta_{CV} \cdot \dot{M}_G \cdot (\bar{c}_P)_G \cdot (T_S - T_0)}{F}$ representa a fração de energia térmica não utilizada da energia térmica total rejeitada pelo ciclo de alta temperatura, o qual é fornecido ao ciclo de baixa temperatura.

Timmermans (1978) oferece uma interessante aproximação empírica à análise do ciclo combinado turbina a gás/turbina a vapor, colocando uma grande ênfase na influência do *pinch point* na determinação do trabalho de saída da planta a vapor:

$$W_{CV} = K \cdot \dot{M}_G \cdot (\bar{c}_P)_G \cdot (T_4 - T_6); \quad (3.20)$$

onde T_6 é a temperatura de *pinch point* na saída do trocador de calor (Figura 3.5(b)), K é uma constante e $(\bar{c}_P)_G$ é o calor específico médio. Isto pode ser comparado com a potência de saída expressada em termos da eficiência térmica convencional da turbina a vapor,

$$W_{CV} = \eta_{CV} \cdot \dot{M}_G \cdot (\bar{c}_P)_G \cdot (T_4 - T_S); \quad (3.21)$$

Dividindo a equação (3.20) pela equação (3.21) se mostra que a relação de K para η_{CV} é simplesmente,

$$\frac{K}{\eta_{CV}} \approx \frac{(T_4 - T_s)}{T_4 - T_6}; \quad (3.22)$$

Substituindo K para η_{CV} da equação (3.22) na equação (3.19), obteremos:

$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + K \cdot [1 - \eta_{TG}] - \frac{K \cdot (\bar{c}_p)_G \cdot (T_6 - T_0) \cdot \eta_{TG} \cdot (1 + f)}{\omega_{TG}}. \quad (3.23)$$

A equação (3.23) enfatiza que, com um valor assumido da constante arbitrária K e uma eficiência definida da turbina a gás, o rendimento do ciclo combinado completo é fortemente dependente da temperatura de *pinch point* (T_6) e do trabalho específico da turbina a gás (ω_{TG}), ao invés da eficiência da planta a vapor.

3.2.3 Injeção dos gases de exaustão da(s) turbina(s) a gás na caldeira convencional existente

Esse modelo de repotenciação, conhecido também como *Hot Windbox* (HWB), envolve a utilização dos gases de exaustão de uma ou várias turbinas a gás dentro da caixa de admissão de ar na caldeira existente (Figura 3.6). Como resultado da aplicação dessa tecnologia pode-se adicionar até 25% da potência original da planta, melhorar de 10 a 20% a eficiência, melhorar o rendimento em carga parcial e reduzir as emissões de NO_x (Koike e Noguchi, 2004).

Uma desvantagem dessa tecnologia é que sua utilização implica em uma alta complexidade técnica. Os gases de exaustão da turbina a gás substituem uma porção do fluxo de ar primário dos ventiladores de tiragem forçada originais, entrando aos registros de ar para a combustão na caldeira convencional. Os pré-aquecedores de ar são modificados, baseados nos novos fluxos de ar para a combustão e nos gases de exaustão. As tubulações também deverão ser melhoradas para acomodar um maior e mais quente volume de ar.

Os queimadores deverão ser modificados por causa do baixo conteúdo de oxigênio do fluxo dos gases de exaustão da turbina a gás. Além disso, esse baixo conteúdo de oxigênio modificará o perfil de liberação de energia térmica na fornalha e algumas considerações adicionais do processo convectivo deverão ser feitas. Outras modificações poderiam incluir a

construção de *by-pass* visando a admissão de quantidades variáveis de gases de exaustão da turbina a gás na seção final do economizador da caldeira existente e a operação independente do pré-aquecedor ar-vapor quando a turbina a gás não estiver disponível.

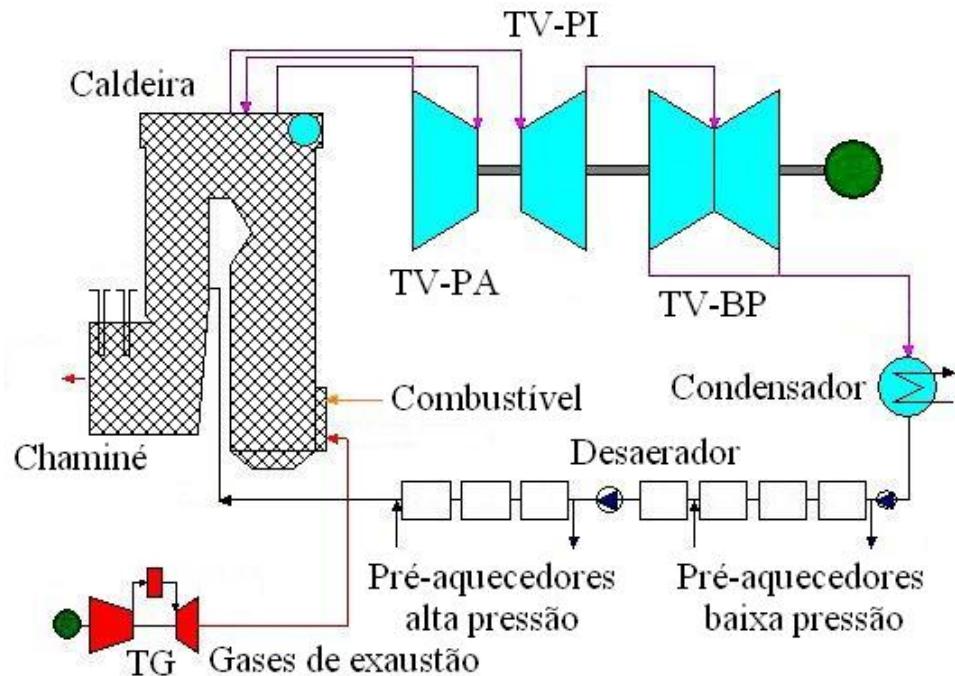


Figura 3.6 – Diagrama simplificado da repotenciação *Hot Windbox*.

Na repotenciação de HWB, a turbina a gás contribui com uma pequena quantidade da potência total de saída dessa configuração. Conseqüentemente, a eficiência final da planta será influenciada predominantemente pela eficiência do ciclo a vapor. Por esse motivo, unidades existentes a vapor com uma alta eficiência são ótimas candidatas para esse tipo de repotenciação.

3.2.4 Aquecimento d'água de alimentação

Essa tecnologia utiliza a energia dos gases de exaustão da turbina a gás para aquecer a água de alimentação do ciclo a vapor em paralelo aos pré-aquecedores existentes. Para obter um ótimo rendimento, um trocador de calor de baixa pressão aquece a água de alimentação da caldeira existente, em substituição aos pré-aquecedores da água de alimentação a baixa pressão; e, um trocador de calor de alta pressão substitui os pré-aquecedores da água de alimentação de alta pressão (Pfost *et alli.*, 1997).

Se os pré-aquecedores existentes da água de alimentação não são removidos, uma combinação de fluxos pode ser selecionada através dos pré-aquecedores e dos novos trocadores de calor. Porém, o máximo incremento de potência na turbina a vapor é alcançado quando o fluxo da água de alimentação da caldeira pelos pré-aquecedores existentes é eliminado e nenhuma quantidade de vapor é extraída da turbina e esse fluido de trabalho é expandido completamente na seção de baixa pressão (Figura 3.7).

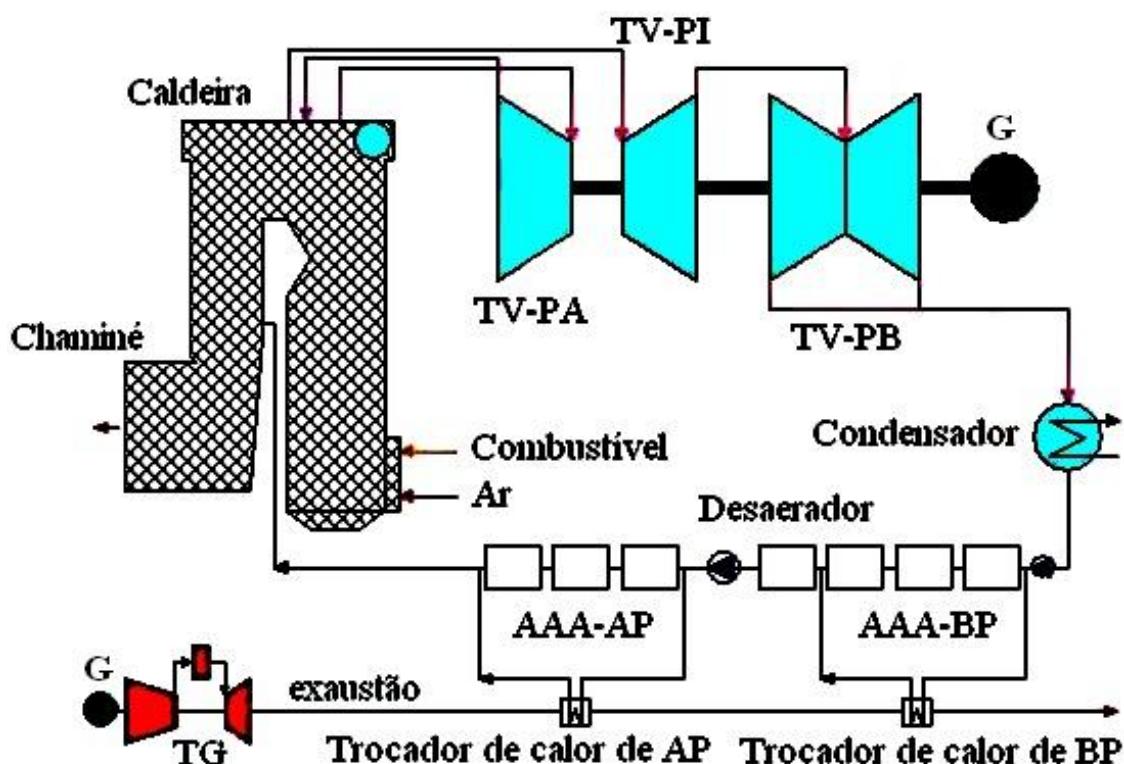


Figura 3.7 – Esquema da repotenciação com aquecimento d'água de alimentação.

A avaliação do rendimento de uma UTE repotenciada pela metodologia de aquecimento da água de alimentação pode ser calculada pelo adicionamento do fornecimento de combustível e pela potência de saída da usina, a partir das seguintes expressões, conforme Pfost *et alli.* (1997):

$$\eta_{PP} = \frac{P_V + P_G}{Q_V + Q_G} \quad (3.24)$$

Onde:

η_{PP} - Rendimento total do ciclo combinado, [MW];

- P_V - Potência líquida na saída da planta a vapor, [MW];
- P_G - Potência líquida na saída da turbina a gás, [MW];
- Q_V - Energia térmica fornecida no combustível consumido na planta a vapor, [MW];
- Q_G - Energia térmica fornecida no combustível consumido na turbina a gás, [MW].

Os parâmetros termodinâmicos da planta a vapor repotenciada são estabelecidos utilizando o novo esquema térmico aplicado. Utilizando as entalpias resultantes do novo modelo termodinâmico é possível obter as potências de saída e as eficiências. A variação da potência de saída e da energia térmica na entrada do ciclo a vapor pode ser calculada com as seguintes expressões, conforme Pfost *et alli.* (1997):

$$P_V = P_{VO} + \Delta P_V \quad (3.25)$$

Onde:

- P_V - Potência líquida na saída da planta a vapor, [MW];
- P_{VO} - Potência líquida na saída da planta a vapor antes da repotenciação, [MW];
- ΔP_V - Potência adicional na planta a vapor devido à repotenciação, [MW].

$$C_{CV} = C_{CVO} + \Delta C_{CV} \quad (3.26)$$

Onde:

- C_{CV} - Energia térmica na entrada da planta a vapor, [MW];
- C_{CVO} - Energia térmica na entrada da planta a vapor antes da repotenciação, [MW];
- ΔC_{CV} - Energia térmica adicional na planta a vapor devido à repotenciação, [MW].

A variação produzida na potência de saída, devido à repotenciação, é proporcional à energia térmica fornecida pelos gases de exaustão da turbina a gás, assumindo que os parâmetros termodinâmicos permanecem constantes. Sob estas assunções as variáveis

indicadas anteriormente são também proporcionais à potência de saída da turbina a gás P_G e por essa razão as seguintes equações podem ser escritas:

$$P_V = P_{VO} + A + B \cdot P_G ; \text{ e} \quad (3.27)$$

$$C_{CV} = C_{CVO} + C + D \cdot P_G ; \quad (3.28)$$

As constantes A, B, C e D são estabelecidas pelos parâmetros específicos dos processos do ciclo a vapor e da turbina a gás. Para valores pequenos de P_G as constantes A e C se tornam zero ($A=C=0$) e para valores grandes de P_G as constantes B e D se tornam zero ($B=D=0$). Para valores médios de P_G as constantes A, B, C e D podem ser diferentes de zero.

Quando as equações lineares (3.27) e (3.28) são substituídas dentro da equação (3.24), da eficiência da planta repotenciada é possível derivar dependências lineares para a eficiência η_{PP} . Tais relações simples provêm uma boa avaliação, como se indica nas seguintes equações:

$$\frac{1}{\eta_{PP}} = \alpha_1 + \beta_1 \cdot x ; \quad (3.29)$$

Onde:

$$x = \frac{P_G}{P_V + P_G} . \quad (3.30)$$

E;

$$\eta_{PP} = \alpha_2 + \beta_2 \cdot y ; \quad (3.31)$$

Onde:

$$y = \frac{Q_G}{Q_V + Q_G} . \quad (3.32)$$

Para propósitos práticos, α é relativamente pequena comparada com β , de modo que é possível aplicar satisfatoriamente a seguinte equação:

$$\eta_{PP} = \alpha_3 + \beta_3 \cdot \left(\frac{P_G}{P_V + P_G} \right) \quad (3.33)$$

A relação P_G/P_V é útil para uma comparação direta entre as potências de saída da turbina a gás e da turbina a vapor. Se este valor não se torna muito maior, uma aproximação um pouco mais geral também pode se considerar verdadeira:

$$\eta_{PP} \approx \eta_{VO} + \beta_4 \cdot \left(\frac{P_G}{P_V} \right) \quad (3.34)$$

Além da eficiência global da planta de potência, o conceito de “eficiência marginal” (η_{marg}) pode ser mais bem utilizado para determinar se a repotenciação de uma usina existente é vantajosa ou não. Esta eficiência marginal é calculada a partir da taxa de potência adicional (ΔP) que pode ser gerada com a contribuição adicional de energia térmica (ΔC) que é provida pelo sistema de combustão da turbina a gás e possivelmente pela caldeira existente:

$$\eta_{marg} = \frac{\Delta P}{\Delta C} \quad (3.35)$$

Onde:

$$\Delta P = P_G + \Delta P_V; \text{ e,} \quad (3.36)$$

$$\Delta C = C_G + \Delta C_{CV}. \quad (3.37)$$

As avaliações de desempenho do modelo térmico, permitem aplicar diversas configurações de plantas com uma turbina a vapor convencional e uma turbina a gás.

3.2.5 Repotenciação híbrida ou em paralelo

Esse conceito tecnológico está aplicado especialmente às grandes plantas de potência a vapor e oferece uma maior flexibilidade operacional que a repotenciação “ciclo combinado completo”. Para alcançar o sucesso com essa implementação, a modernização da turbina a vapor existente desempenha um papel importante. As mudanças realizadas na operabilidade

da usina provêem a flexibilidade da planta de potência para as cargas base e pico quando estas são requeridas pelo despacho do centro de controle (Depolt *et alli.*, 2002).

A repotenciação em paralelo utiliza a energia dos gases de exaustão da turbina a gás para utilizá-la em uma caldeira de recuperação térmica (HRSG) para produzir o vapor requerido na turbina a vapor. A caldeira de recuperação térmica é de um ou dois níveis de pressão, sem reaquecimento, que recebe a água de alimentação desde o desaerador. Para melhorar o desempenho do arranjo térmico, um trocador de calor de baixa pressão é implementado para pré-aquecer a água de alimentação ou uma porção dela utilizada pela caldeira de recuperação e o gerador de vapor existente (Pfost *et alli.*, 1997) (Figura 3.8).

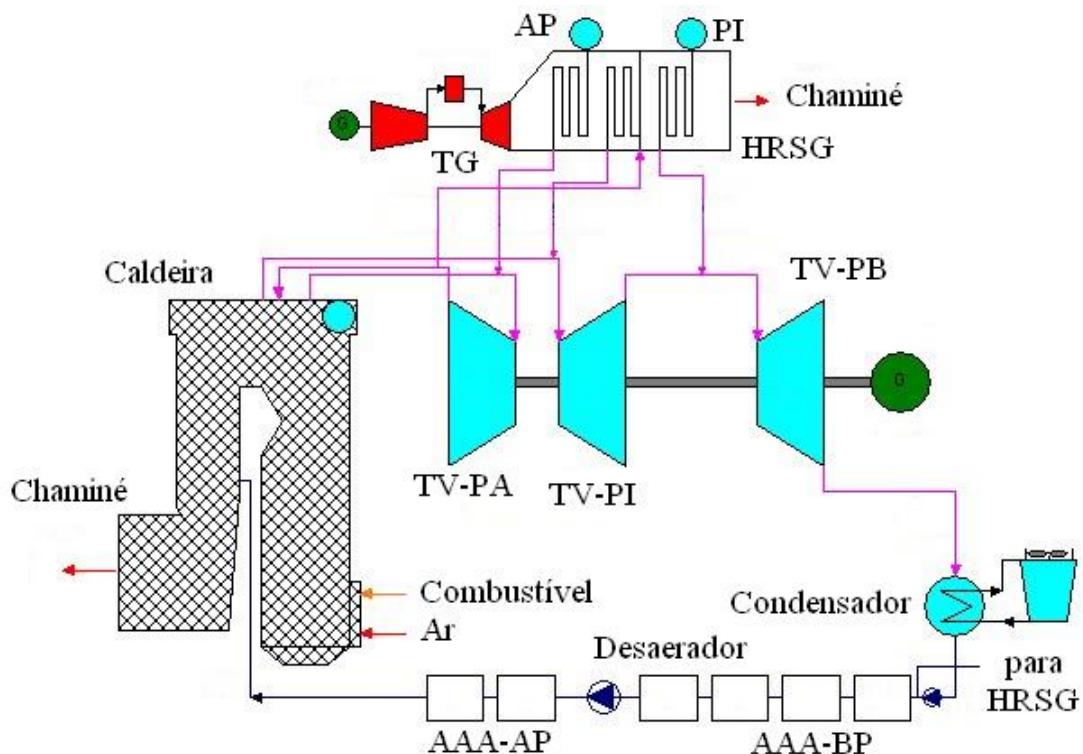


Figura 3.8 – Modelo térmico da repotenciação híbrida ou em paralelo.

A repotenciação em paralelo oferece muitas variações de modos de operação, como se detalham a seguir: modo convencional (ciclo Rankine), modo de ciclo aberto (ciclo Brayton), modo de ciclo combinado (turbina a vapor – turbina a gás – caldeira de recuperação térmica, otimizando o desempenho e reduzindo a potência de saída) e modo híbrido (turbina a vapor – turbina a gás – caldeira de recuperação térmica – caldeira convencional, otimizando a potência de saída e reduzindo a eficiência global).

Um aspecto especial do modelo térmico é a instalação em paralelo da turbina a gás e a caldeira de recuperação térmica à caldeira convencional existente para funcionar como uma segunda fonte de vapor a alta pressão e alta temperatura para a turbina a vapor. A energia dos gases de exaustão atravessando a seção de menor temperatura da caldeira de recuperação térmica é utilizada para o pré-aquecimento da água de alimentação. A seção de alta pressão da caldeira de recuperação térmica é desenhada para produzir vapor à alta pressão através de um evaporador especialmente construído para a dita função (Kehlhofer *et alli.*, 1999).

As extrações da turbina a vapor existente e os pré-aquecedores da água de alimentação são reutilizados parcialmente, reduzindo seus fluxos para produzir um incremento na potência de saída da turbina a vapor. Para manter o máximo de eficiência, a temperatura e a pressão do fluxo de vapor fornecido pela caldeira de recuperação, devem ser mantidas ao mesmo nível do fluxo de vapor fornecido originalmente pela caldeira convencional existente.

Pode-se agora analisar, de uma forma geral, o modelo termodinâmico básico de duas plantas de potência em paralelo, uma denominada de ciclo de alta temperatura (turbina a gás) e outra de ciclo de baixa temperatura (turbina a vapor) que aproveita a rejeição de energia térmica do ciclo de potência de maior temperatura. A Figura 3.9 apresenta o esquema da união dessas duas plantas de potência, o fornecimento total de energia térmica à planta de ciclo combinado $Q_B = Q_H + Q_S$ pode ser considerado como a soma do fornecimento de energia térmica primária Q_H e a energia térmica suplementar Q_S , a energia térmica rejeitada da usina a maior temperatura $Q_{HR} = Q_H(1 - \eta_H)$ é transferida à planta de menor temperatura. Pode-se definir $v_S = Q_S/Q_B$, de forma que $(1 - v_S) = Q_H/Q_B$, conforme Horlock (1992).

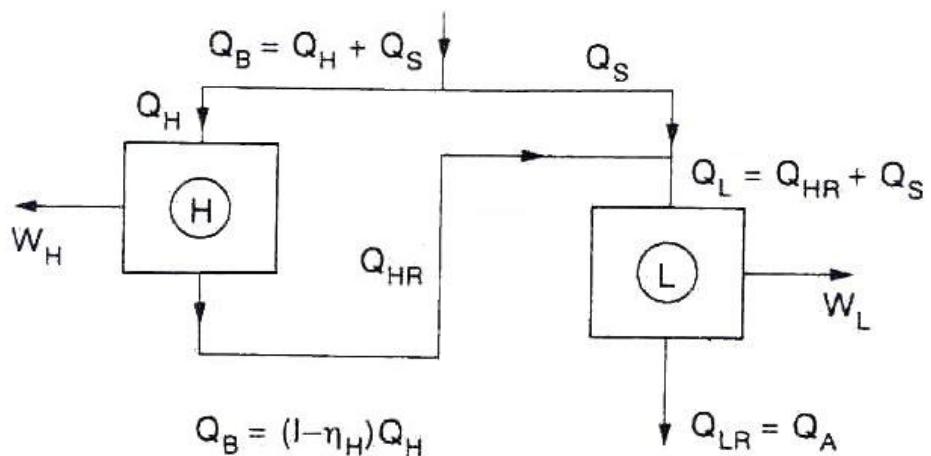


Figura 3.9 – Diagrama térmico de plantas de potência em paralelo (Horlock, 1992).

A eficiência da planta de ciclo combinado em paralelo está representada pela seguinte equação:

$$\eta_{CCP} = \frac{W_H + W_L}{Q_B} = \frac{\eta_H \cdot Q_H + \eta_L \cdot Q_L}{Q_H + Q_S}; \quad (3.38)$$

onde:

$$Q_L = Q_H \cdot (1 - \eta_H) + Q_S; \quad (3.39)$$

de forma que:

$$\eta_{CCP} = \eta_H + \eta_L - \eta_H \cdot \eta_L - \eta_H \cdot (1 - \eta_L) \cdot v_S. \quad (3.40)$$

Uma planta de potência em paralelo comparada com uma planta em série tem uma eficiência menor expressada pelo elemento de fornecimento de energia térmica em paralelo Q_S , e refletida no termo $\eta_H \cdot (1 - \eta_L) \cdot v_S$. Haywood (1991), define que $q = 1 - v_S = Q_H / Q_B = Q_H / (Q_H + Q_S)$. Substituindo v_S na equação 3.40 obtém-se a seguinte expressão:

$$\eta_{CCP} = \eta_H + \eta_L - \eta_H \cdot \eta_L - \eta_H \cdot (1 - \eta_L) \cdot (1 - q); \quad (3.41)$$

ou:

$$\eta_{CCP} = \eta_L + q \cdot \eta_H - q \cdot \eta_H \cdot \eta_L. \quad (3.42)$$

Da análise termodinâmica realizada pode-se observar como as plantas de potência em paralelo alcançam as maiores eficiências operando como um ciclo combinado puro; e, as maiores potências de geração, operando como ciclo híbrido.

A escolha do modo operativo da usina dependerá dos preços relativos dos combustíveis utilizados e da demanda de produção de eletricidade para o fornecimento ao sistema interligado. De qualquer forma, o operador da usina pode determinar, a todo instante de tempo, qual é o modo mais econômico de geração de eletricidade e flexibilizar a operação da planta aos requerimentos necessários.

3.2.6 Caldeira de leito fluidizado à pressão atmosférica

Em países onde o gás natural não está disponível, existe um crescente interesse em utilizar combustíveis alternativos disponíveis, tais como: carvão, óleos pesados e óleos crus. Freqüentemente esses combustíveis têm um alto teor de enxofre ou são inadequados para ser queimados, porém devem ser tratados antes de ser utilizados (Kehlhofer *et alli.*, 1999).

Uma alternativa mais eficiente e menos poluente na utilização dos combustíveis mencionados no parágrafo anterior está constituída pela substituição de toda ou a maior parte dos componentes da caldeira convencional existente por uma caldeira de leito fluidizado à pressão atmosférica (Figura 3.10). As condições da geração de vapor da nova caldeira estão desenhadas para satisfazer os requerimentos da antiga turbina a vapor ou para fornecer vapor com novas condições de temperatura, pressão e entalpia para uma nova turbina a vapor, quando economicamente resulte mais conveniente as mudanças termodinâmicas do ciclo de potência na geração de eletricidade (Stenzel *et alli.*, 1999).

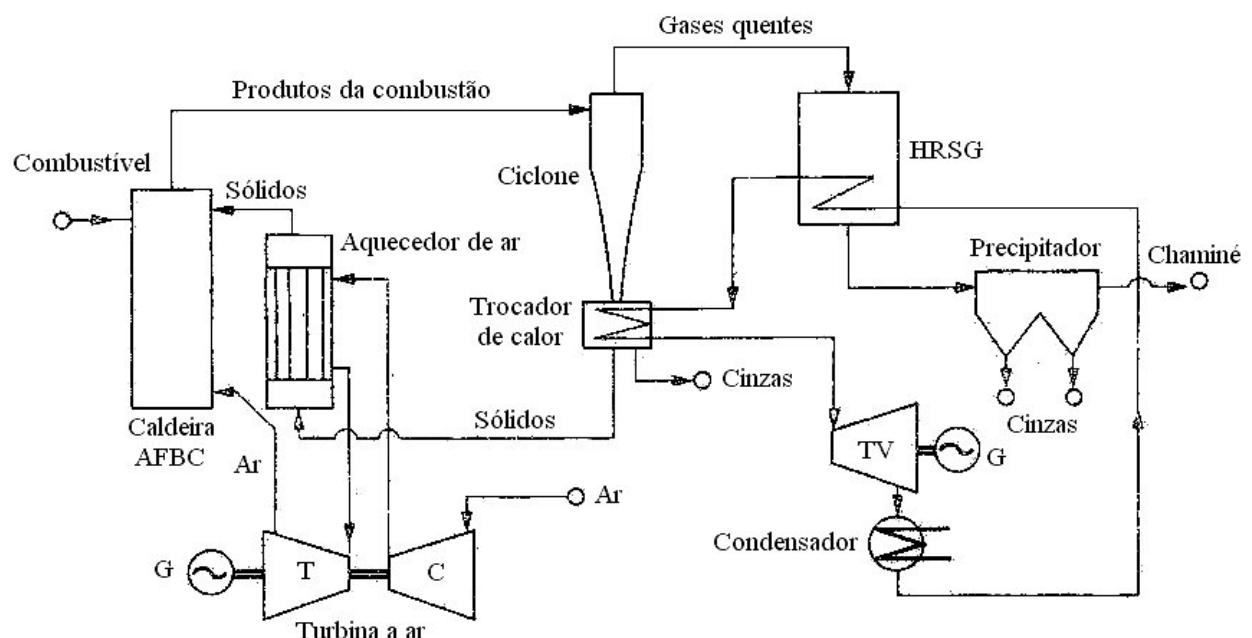


Figura 3.10 – UTE com caldeira de leito fluidizado atmosférica (Horlock, 1992).

Da Figura 3.10 pode-se observar como a usina termelétrica repotenciada com uma caldeira de leito fluidizado à pressão atmosférica está constituída por uma planta de potência simples de ciclo combinado com o aproveitamento da energia contida nos produtos da combustão para o aquecimento do ciclo a vapor. O ar fornecido pelo compressor é inicialmente aquecido pelos produtos sólidos que circulam através do ciclone da caldeira,

antes de entrar na turbina a ar. A câmara de combustão da caldeira opera a baixa pressão queimando o combustível e misturando-o com o ar aquecido fornecido pela turbina a ar.

O vapor utilizado na turbina a vapor é previamente superaquecido na caldeira de recuperação térmica e posteriormente em um trocador de calor externo que aproveita a energia dos produtos sólidos da combustão na caldeira de leito fluidizado. Enquanto isso, os produtos sólidos da combustão também são utilizados para aquecer o ar que sai do compressor e depois ingressam na turbina a ar para fornecer o oxigênio requerido na câmara de combustão.

Esse tipo de repotenciação oferece muitas vantagens, incluindo, entre outras: a capacidade de utilizar uma gama extensiva de combustíveis, baixas temperaturas de combustão para minimizar a formação de NO_x e emissões reduzidas de SO_2 .

3.2.7 Câmara de leito fluidizado pressurizado

Esse processo de repotenciação é de grande interesse porque habilita o carvão como combustível para ser queimado de uma forma limpa. O modelo termodinâmico está integrado em um ciclo combinado detalhado na Figura 3.11. O recipiente de combustão trabalha com uma pressão de operação entre 12 e 16 bar e o ar na saída do compressor ingressa no combustor de leito fluidizado para manter o processo de combustão (Kehlhofer *et alli.*, 1999).

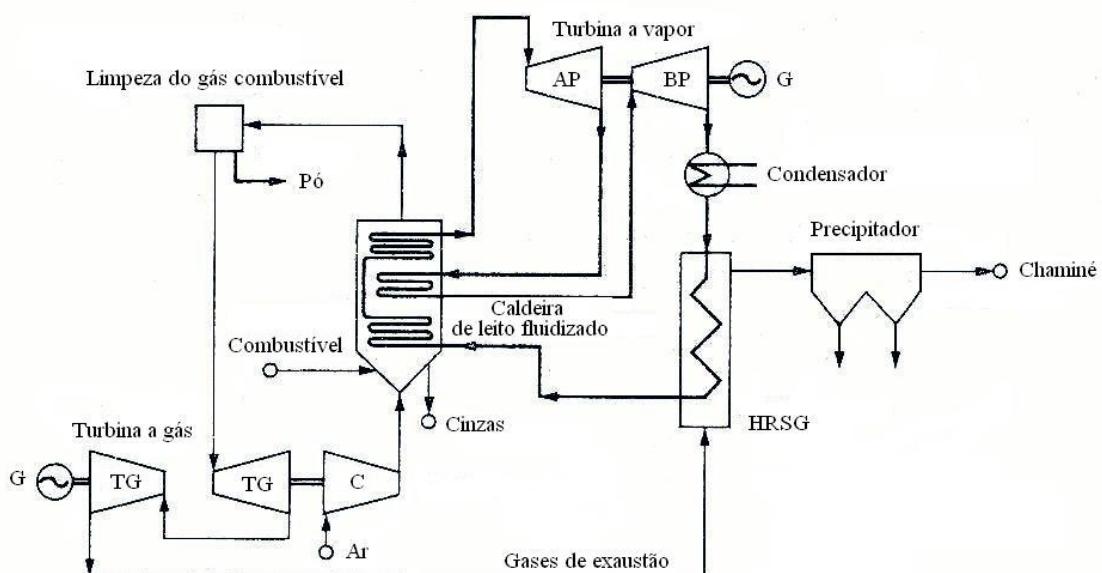


Figura 3.11 – Combustão em leito fluidizado pressurizado (Horlock, 1992).

O leito fluidizado é mantido a uma temperatura de 850 °C para assegurar um alto grau de dessulfurização. Antes de deixar o recipiente de combustão os produtos da combustão são levados através de ciclones para limpá-los para depois serem expandidos na turbina a gás. A energia térmica dos gases de exaustão da turbina a gás é recuperada em um economizador instalado para pré-aquecer a água de alimentação ao combustor.

As eficiências líquidas desse modelo de repotenciação são maiores às plantas de potência convencionais queimando carvão, embora sejam inferiores aos rendimentos das plantas de potência de ciclo combinado puro, por causa das temperaturas relativamente menores de combustão.

Uma vantagem da caldeira de leito fluidizado pressurizado é que o combustor precisa de um espaço físico menor que o de uma caldeira convencional, entretanto, isso é neutralizado pelo enorme economizador e pela turbina a gás. Também a pequena capacidade de armazenamento do gerador de vapor significa que o processo a vapor reage rapidamente às mudanças da demanda do sistema de controle.

Uma desvantagem desse modelo tecnológico constitui-se em sua alta complexidade e o requerimento de um tipo especializado de gerador de vapor. Isso significa que os custos de investimento são altos comparados com os de uma planta simples de ciclo combinado e também não é possível operar a turbina a gás e a turbina a vapor individualmente.

3.2.8 Ciclo combinado com gaseificação

Esse modelo consiste de uma planta de ciclo combinado integrada a um processo de gaseificação (Figura 3.12). Os combustíveis crus são normalmente o carvão ou os subprodutos do refino do petróleo, tal como o óleo pesado com um alto teor de enxofre. Esses combustíveis são gaseificados e limpados para produzir um gás de síntese, conhecido como singás, que pode ser queimado em um ciclo combinado sem exceder os níveis permissíveis de emissões (Kehlhofer *et alli.*, 1999).

Em um processo de repotenciação o sistema de gaseificação é integrado aos equipamentos do ciclo combinado (turbina a gás e caldeira de recuperação térmica) e pode ser utilizado para fornecer o vapor requerido de uma turbina a vapor existente. Altas eficiências são conseguidas pela transferência térmica entre condensado, água de alimentação e vapor

com o sistema de gaseificação. Além disso, o singás produzido é utilizado como combustível gasoso na turbina a gás (Stenzel *et alli.*, 1997).

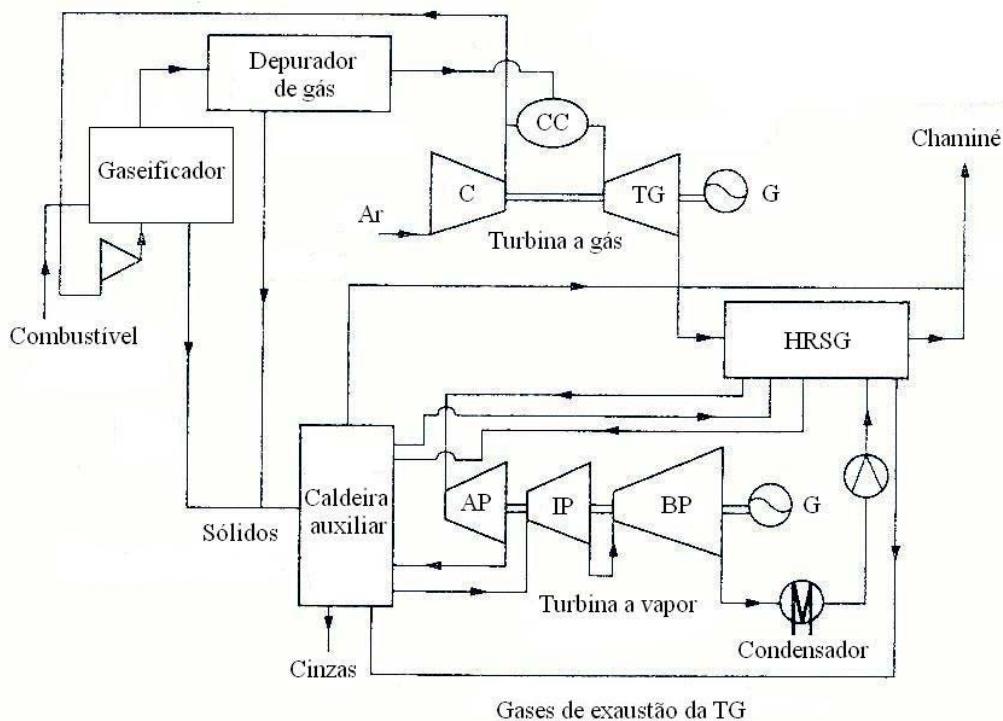


Figura 3.12 – Ciclo combinado integrado com gaseificação (Stenzel *et alli.*, 1997).

Em uma repotenciação de ciclo combinado com gaseificação integrada, a caldeira existente da planta de potência original é substituída por um gaseificador, turbina a gás e uma caldeira de recuperação. A turbina a gás utiliza o combustível gaseificado e gera os gases de exaustão contendo a energia térmica que será aproveitada pela caldeira de recuperação para gerar o vapor requerido pela turbina a vapor.

A maioria dos sistemas integrados de gaseificação com ciclos combinados está desenhada para repotenciar turbogeradores a vapor de uma capacidade entre 50 a 100 MW com turbinas a gás na faixa de 150 até 250 MW. Assim, como no caso das repotenciações com ciclos combinados simples, a potência adicional é relativamente maior comparada à potência original da usina repotenciada. Porém, devido a justificativas econômicas é difícil repotenciar unidades menores que 250 MW.

O sistema de gaseificação adicionado resulta em altos custos de investimentos na gama de 1.200 a 2.000 US\$/kW (Stenzel *et alli.*, 1997). O processo de gaseificação pode também ser utilizado para produzir outros produtos com valor comercial, produzindo um rápido

retorno do investimento inicial. Além disso, o ciclo combinado com gaseificação pode reduzir o *heat rate* de 30 a 40% do valor original.

3.3 FERRAMENTAS DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA

No processo de avaliação visando selecionar as melhores alternativas de repotenciação das plantas de potência existentes, uma grande quantidade de dados numéricos deve ser estimada, o que permitirá obter maiores rendimentos, menores perdas, configurações térmicas mais viáveis e menores custos de investimentos.

Para resolver e avaliar as diferentes características operacionais dos modelos de repotenciação estudados foi utilizado o *software Gatecycle*, desenvolvido pela empresa General Electric, disponibilizado como um produto comercial e utilizado como ferramenta nos estudos de simulação térmica do Núcleo de Excelência em Sistemas Térmicos do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá – NEST/UNIFEI.

Uma descrição geral e introdutória do *software Gatecycle* utilizado na simulação numérica do presente trabalho de dissertação é apresentada a seguir.

3.3.1 Software Gatecycle

O *Gatecycle* é um *software* de programação gráfica que utiliza os ícones e fluxos dos diferentes elementos que constituem um sistema térmico de potência para calcular e avaliar detalhadamente vários modelos de plantas em condições de estado permanente e fora do ponto de projeto, provendo uma visão preliminar da viabilidade de cada projeto estudado. Além disso, o *software Gatecycle* pode realizar uma grande variedade de análises, tais como:

- Análise completa de um sistema de potência proposto, produzindo dados numéricos do desempenho operacional de todos os pontos de estado em toda a usina térmica, incluindo a potência gerada e o rendimento global. A simulação inicial é feita operando nas condições de ponto de projeto;
- Simulação do desempenho de sistemas de potência existentes operando em condições fora do ponto de projeto, simulando mudanças termodinâmicas nesses sistemas térmicos e obtendo dados numéricos para a análise dos resultados;

- Análise de desenhos avançados de turbinas a gás e sua integração aos ciclos de vapor/água.

O *Gate Cycle* combina interfaces gráficas com complexos modelos analíticos para os processos termodinâmicos, transferência de calor e fluidos mecânicos, utilizados dentro dos sistemas térmicos de potência, permitindo aos usuários do *software* executar estudos de simulação de desenhos térmicos desde os modelos mais simples até os mais complexos. As interfaces gráficas representam os diversos equipamentos que formam parte de uma instalação térmica (Figura 3.13), sendo eles: turbinas a vapor, turbinas a gás, trocadores de calor, caldeiras, economizadores, superaquecedores, condensador, bombas, válvulas, ejetores, tubulações e outros equipamentos de uso geral em sistemas térmicos de potência.

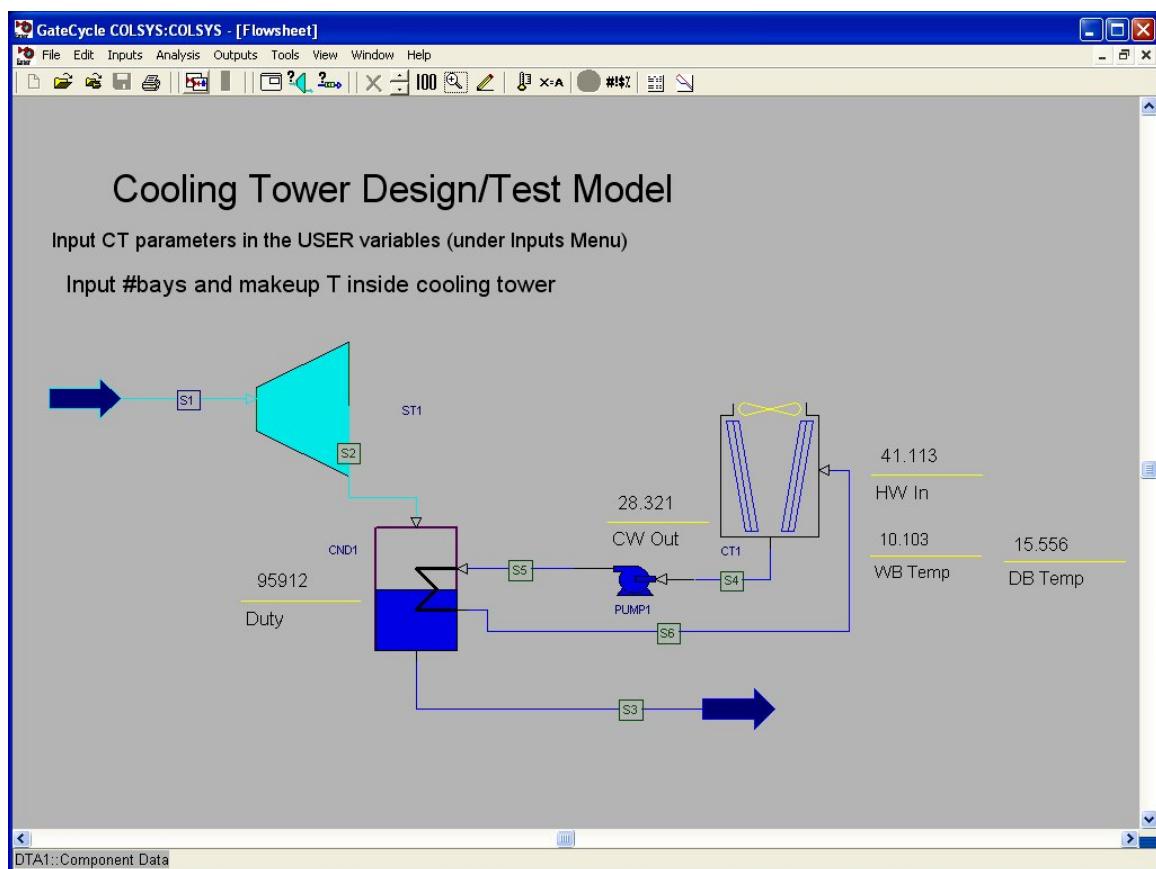


Figura 3.13 – Tela característica da interface gráfica do *software Gatecycle*.

Algumas das plantas de potência que podem ser desenhadas, construídas e analisadas são: ciclos simples de turbinas a gás, ciclos combinados com caldeiras de recuperação térmica de um ou vários níveis de pressão, plantas convencionais a vapor, projetos de repotenciação, ciclos avançados com turbinas a gás, sistemas de cogeração e sistemas térmicos com caldeiras de leito fluidizado (*Gatecycle 5.51, 2003*).

O *software* habilita ao usuário selecionar os ícones dos equipamentos de uma biblioteca interna e uní-los graficamente, realizando uma revisão lógica dos parâmetros numéricos envolvidos, assegurando que o modelo desenhado tenha uma construção apropriada. O programa de computador está estruturado em três etapas claramente definidas, compreendidas por: pré-processamento, processamento e pós-processamento dos dados introduzidos.

Uma vez realizado o desenho do sistema térmico e unidos os ícones dos equipamentos com os respectivos fluxos energéticos, o usuário pode inserir as condições iniciais para o ponto de projeto do sistema estudado e prover a informação desses dados numéricos, tais como pressão, temperatura, entalpia, fluxo mássico, pressão atmosférica, umidade relativa, temperatura ambiente, altitude, tipo de combustível, convergência dos cálculos e outras informações requeridas dependendo do modelo aplicado.

Com a simulação numérica efetuada para o ponto de projeto e gerada a base de dados inicial, o usuário pode variar as condições de operação do sistema térmico desenhado e aplicar as condições fora de ponto de projeto, mudando os dados termodinâmicos para as condições de carga parcial. Com as condições fora de ponto de projeto, serão geradas novas bases de dados numéricos que podem ser utilizadas para a análise das diferentes condições operativas da planta de potência desenhada e o *software* estará capacitado a gerar um informe completo das simulações numéricas realizadas.

No caso específico do presente trabalho de dissertação foram desenvolvidas as modelagens dos seguintes tipos de plantas de potência com o *software Gatecycle*:

- Usina termoelétrica com sistema a vapor (ciclo Rankine modificado com regeneração e superaquecimento);
- Repotenciação de ciclo combinado completo utilizando duas turbinas a gás – caldeira de recuperação térmica – turbina a vapor (ciclo Rankine modificado com regeneração e superaquecimento – Brayton);
- Repotenciação de ciclo combinado completo com uma turbina a gás;
- Repotenciação de ciclo combinado completo utilizando injeção de água de alimentação na turbina a gás (ciclo Rankine modificado com regeneração e superaquecimento – Brayton STIG);

- Repotenciação de ciclo combinado completo com injeção de vapor superaquecido na turbina a gás;
- Repotenciação de ciclo combinado em paralelo a gás natural (ciclo Rankine modificado com regeneração e superaquecimento – Brayton, utilizando: uma turbina a gás, caldeira de recuperação térmica, turbina a vapor e caldeira convencional);
- Repotenciação de ciclo combinado híbrido utilizando óleo combustível e óleo diesel (ciclo Rankine modificado com regeneração e superaquecimento – Brayton).

A análise dos fundamentos termodinâmicos, de transferência de calor e de fluidos mecânicos da configuração ou arranjo dos sistemas térmicos mencionados nos parágrafos anteriores, sendo objetos deste estudo que serão explicados com maiores detalhes no subitem a seguir e no capítulo cinco. A discussão dos resultados obtidos será apresentada no capítulo seis desta dissertação.

3.4 MODELAGEM DOS EQUIPAMENTOS DE UMA PLANTA DE POTÊNCIA COM O SOFTWARE GATECYCLE

Neste tópico se apresenta a modelagem termodinâmica dos principais equipamentos que conformam um sistema térmico de potência, usando o *software Gatecycle*, entre os quais serão considerados: turbina a vapor, caldeira convencional, condensador, caldeira de recuperação térmica, turbina a gás, bombas e aquecedores d'água de alimentação (de superfície como de mistura). As considerações para esta modelagem serão discutidas nos subitens a seguir.

3.4.1 Turbina a vapor

O ícone da turbina a vapor pode ser usado para representar uma seção de uma turbina a vapor ou uma unidade completa da turbina (Figura 3.14). A turbina a vapor pode ser configurada para obter os resultados dos parâmetros característicos, tanto no ponto de projeto, como fora do ponto de projeto, o modelo inclui os efeitos na eficiência da turbina de duas

restrições de enorme importância, a etapa das válvulas de regulagem do vapor e as perdas na etapa final de exaustão da turbina.

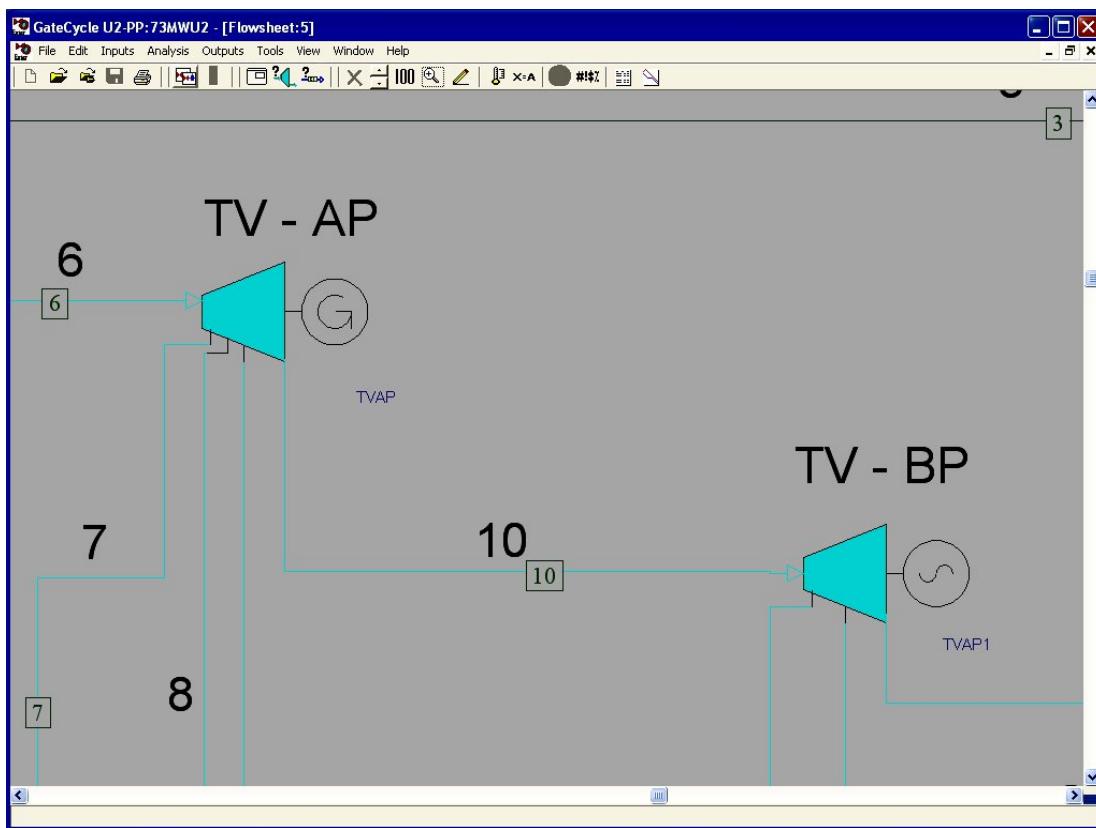


Figura 3.14 – Ícone da interface gráfica da turbina a vapor.

Um dos primeiros parâmetros a determinar é a relação de pressão entre cada um dos estágios das seções da turbina a vapor, isto é na seção de alta, média e baixa pressão. A relação de pressão entre os estágios (SPR) é usada para calcular o número de estágios em cada seção, assumindo-se que a relação de pressão permanece inalterável através de todos os estágios da seção. A equação a seguir define este parâmetro (Gatecycle 5.51, 2003):

$$\text{SPR} = \left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{1}{N}} \quad (3.43)$$

Onde:

N - Número de estágios;

P_e - Pressão do vapor na entrada da turbina a vapor, [kPa];

P_s - Pressão do vapor na saída da turbina a vapor, [kPa].

Valores típicos da relação de pressão entre os estágios (SPR) estão na faixa de 0,8 – 0,85 para seções de alta pressão; 0,65 – 0,7 para seções de média pressão e 0,45 – 0,5 para seções de baixa pressão.

A expansão do vapor na turbina depende dos níveis de pressão de cada seção (alta, média ou baixa pressão) e das extrações de vapor utilizadas para aquecer a água de alimentação. Cada seção da turbina é definida por uma eficiência isentrópica, determinada pela expressão matemática a seguir:

$$\eta_{is} = \frac{h_E - h_s}{h_E - h_{ISE}} \quad (3.44)$$

Onde:

η_{is} - Eficiência isentrópica de cada seção da turbina a vapor, [%];

h_E - Entalpia do vapor na entrada de cada seção da turbina, [kJ/kg];

h_s - Entalpia do vapor na saída de cada seção da turbina, [kJ/kg];

h_{ISE} - Entalpia do vapor na saída da turbina após uma expansão isentrópica, [kJ/kg].

Na simulação numérica do processo de expansão do vapor em uma turbina de múltiplos estágios é necessário introduzir os dados da temperatura, pressão e entalpia do vapor na entrada da turbina; temperatura, pressão e entalpia do vapor na saída da turbina; temperatura, pressão e entalpia das extrações; o fluxo mássico do vapor expandido, e a eficiência interna da turbina. Utilizando a primeira Lei da Termodinâmica é possível determinar a potência desenvolvida pela turbina a vapor com ajuda da equação a seguir:

$$\sum(\Delta \dot{W}_{TV}) = \eta_i \cdot (\Delta H)_s \quad (3.45)$$

Onde:

$\sum(\Delta \dot{W}_{TV})$ - Somatória da potência gerada em todas as seções da turbina a vapor;

η_i - Eficiência interna da turbina como uma unidade completa;

$(\Delta H)_s$ - Salto isentrópico de entalpia produzido entre a entrada e a saída da turbina.

3.4.2 Caldeira convencional

O ícone da caldeira pode ser usado para representar e analisar o rendimento de uma caldeira convencional, queimando diversos tipos de combustíveis, sejam estes sólidos, líquidos, gasosos ou uma mistura deles (Figura 3.15). A energia térmica liberada pela combustão é transferida à água e ao vapor, circulando através das serpentinhas nas paredes membranadas, assim como no economizador, no tambor de evaporação, no reaquecedor e no superaquecedor. A simulação numérica leva em conta os efeitos da transferência de calor por radiação para os cálculos no ponto de projeto e fora do ponto de projeto (*off-design*) (Gatecycle 5.51, 2003).

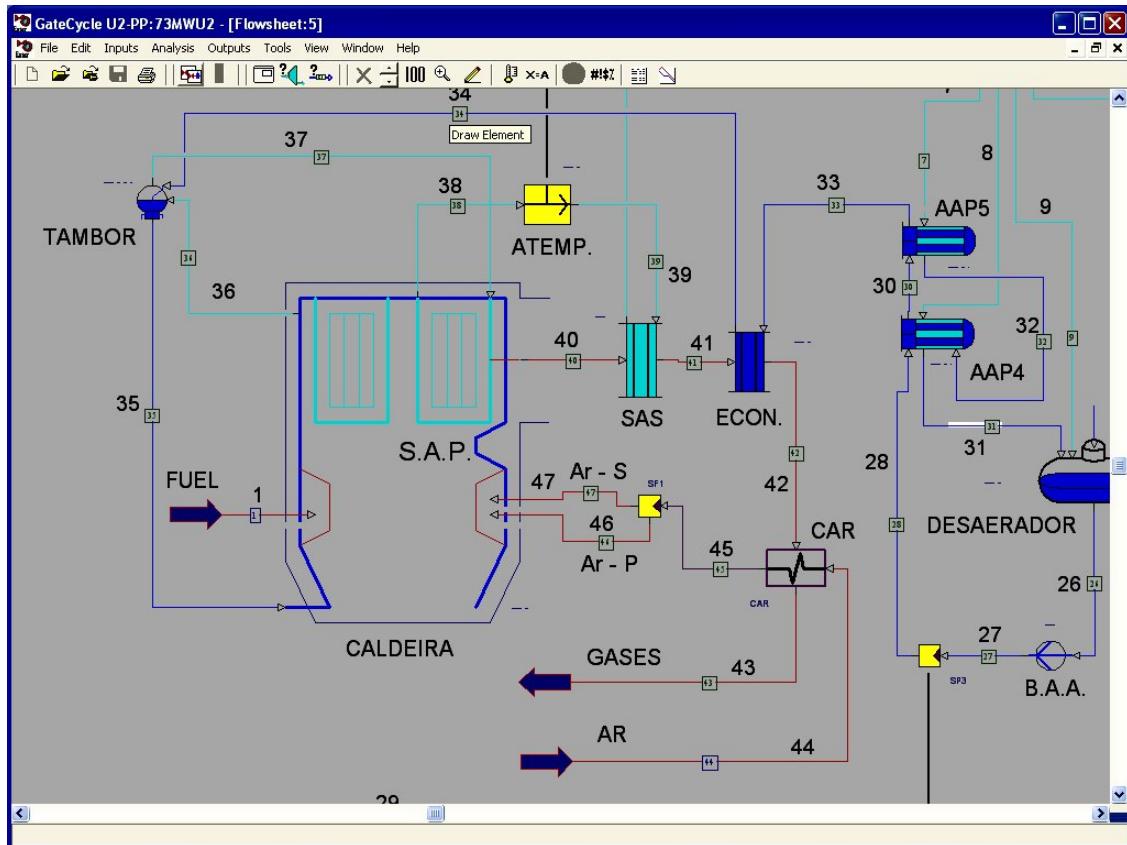


Figura 3.15 – Ícone da interface gráfica da caldeira convencional.

Para o cálculo do balanço energético são consideradas as perdas de calor e o fluxo mássico do teor de cinzas presente no combustível, assim como opcionalmente é aceito o pré-aquecimento do óleo combustível, no caso que este seja o combustível fornecido à caldeira. Os principais parâmetros operacionais utilizados no modelo são: o fluxo mássico total do combustível consumido, especificações da mistura de combustível, especificação geométrica da caldeira, especificação do excesso de ar, condição termodinâmica d'água de alimentação na

entrada e na saída da caldeira, dados específicos para o modelo de transferência de calor e as perdas energéticas nos elementos constitutivos do gerador de vapor.

O método normalmente utilizado no *software Gatecycle* na determinação da eficiência da caldeira convencional é aquele baseado na subtração da entrada total de energia térmica fornecida pelo combustível, e das perdas através da caldeira (ASME PTC 4.1 – 1985 *apud* Australian Greenhouse Office, 2001). A energia térmica liberada na combustão do combustível é absorvida quase completamente pela caldeira, porém existem perdas significativas que dependem das condições ambientais, da qualidade do combustível, da configuração geométrica e idade da caldeira. As principais perdas no gerador de vapor convencional são descritas a seguir:

- Perdas devido à umidade no ar de combustão (L_a);
- Perdas devido aos gases de exaustão (L_g);
- Perdas devido à umidade no combustível ($L_{u,com}$);
- Perdas devido à formação de água pela combustão do teor de Hidrogênio no combustível (L_H);
- Perdas devido ao teor de carbono nas cinzas (L_C);
- Perdas devido às cinzas voláteis, depósito de cinzas na fornalha entre outros (L_{CS});
- Perdas por radiação na superfície externa da caldeira, purgação, soprado de fuligem entre outros (L_R).

Baseado nas normas ASME PTC 4.1, as equações a seguir podem ser utilizadas no cálculo das perdas térmicas da caldeira convencional:

$$L_a = m_a \cdot m_A \cdot (T_g - T_a) \cdot c_{p,va} \quad (3.46)$$

Onde:

L_a - Perdas devido à umidade no ar de combustão, [MJ/kg];

m_a - Massa do vapor de água por kg de ar de combustão, [kg/kg];

- m_A - Massa do ar de combustão por kg de combustível, [kg/kg];
- T_g - Temperatura dos gases de exaustão na saída da caldeira, [°C];
- T_a - Temperatura do ar na entrada da caldeira, [°C];
- $c_{p,va}$ - Calor específico médio do vapor de água, [0,002 MJ/(kg °C)], entre 20 e 200 °C].

$$L_g = m_g \cdot (T_g - T_a) \cdot c_{p,g} \quad (3.47)$$

Onde:

- L_g - Perdas devido aos gases de exaustão, [MJ/kg];
- m_g - Massa dos gases de exaustão por kg de combustível usando ar teórico, [kg/kg];
- $c_{p,g}$ - Calor específico médio dos gases de exaustão, [0,001 MJ/(kg °C)], entre 20 e 200 °C].

$$L_{u,com} = \frac{M_u}{100} \cdot \{(100 - T_a) \cdot c_{p,a} + h_a + (T_g - 100) \cdot c_{p,va}\} \quad (3.48)$$

Onde:

- $L_{u,com}$ - Perdas devido à umidade no combustível, [MJ/kg];
- M_u - Teor de umidade contida no combustível, [%];
- $c_{p,a}$ - Calor específico d'água, [0,0042 MJ/(kg °C)], para uma temperatura menor a 100 °C];
- h_a - Entalpia específica d'água a 100 °C, [2,26 MJ/kg].

$$L_H = \frac{9 \cdot H_{ac}}{100} \cdot \{(100 - T_a) \cdot c_{p,a} + h_a + (T_g - 100) \cdot c_{p,va}\} \quad (3.49)$$

Onde:

- L_H - Perdas devido à formação de água pela combustão do H₂, [MJ/kg];
- H_{ac} - Teor de Hidrogênio no combustível, [%].

$$L_C = \frac{A_{cs} \cdot C_{cs}}{10^4} \cdot Q_A \quad (3.50)$$

Onde:

L_C - Perdas devido ao teor de carbono nas cinzas, [MJ/kg];

A_{cs} - Teor de cinzas no combustível, [%];

C_{cs} - Teor de carbono nas cinzas, [%];

Q_A - Média ponderada do poder calorífico superior do carbono nas cinzas, [33,8 MJ/kg].

As perdas devido ao teor de carbono nas cinzas não são aplicáveis para os combustíveis gasosos.

$$L_{CS} = \sum_i \frac{A_{cs}}{100} \cdot \beta_{A,i} \cdot (T_g - T_a) \cdot c_{p,cs} \quad (3.51)$$

Onde:

L_{CS} - Perdas devido às cinzas voláteis e outras, [MJ/kg];

$\beta_{A,i}$ - Fração mássica de cada componente de cinza no total de cinzas;

$c_{p,cs}$ - Calor específico das cinzas, [0,00105 MJ/(kg °C), entre 20 e 200 °C].

As perdas devido à radiação pela superfície externa da caldeira (0,3 – 0,7%, em função do tamanho, configuração e condições do gerador de vapor) e as perdas pela purgação e soprado de fuligem (0,5 – 0,8%), constituem as perdas por radiação (L_R). Conseqüentemente o rendimento global da caldeira será:

$$\eta_{Cal} = 100 - L_R - \left[\frac{L_a + L_g + L_{u,com} + L_H + L_C + L_{CS}}{Q_{pcs}} \right] \cdot 100 \quad (3.52)$$

Onde:

Q_{pcs} - Poder calorífico superior do combustível a uma pressão constante, [MJ/kg];

3.4.3 Condensador

Os principais tipos de condensadores são: de superfície resfriado por água, de contato resfriado por água e de superfície resfriado por ar. Os mais eficientes e freqüentemente usados são os de superfície resfriados por água. Este tipo de condensador será analisado em detalhe no seu processo termodinâmico, por ser utilizado na simulação numérica nos modelos de plantas de potência nesta dissertação. Na modelagem termodinâmica assumem-se conhecidas a pressão de vácuo da turbina, a temperatura de entrada d'água de circulação no sistema de resfriamento e a diferença terminal de temperatura no condensador (DTT) (Hurtado, 1993).

Na Figura 3.16 pode-se ver a variação de temperatura em ambos fluidos (vapor e água de circulação). A temperatura do vapor T_s é a temperatura de saturação à pressão no condensador. A diferença entre a temperatura do vapor (T_s) e a temperatura de entrada da água (T_1) é definida como a diferença de temperatura inicial (DTI). A diferença entre a temperatura de saturação (T_s) e a temperatura de saída d'água (T_2) é conhecida como a diferença terminal de temperatura (DTT), esta diferença varia dentro do condensador e para obter uma satisfatória diferença de temperatura média através do condensador, pode-se definir a expressão a seguir:

$$DTLM = \frac{TR}{\ln \left(\frac{1}{1 - \frac{TR}{ITD}} \right)} \quad (3.53)$$

Onde:

TR - Elevação de temperatura no condensador, definida como $(T_2 - T_1)$, [°C].

Com as variáveis indicadas nos parágrafos precedentes, é possível determinar o fluxo mássico d'água de resfriamento, assim como caracterizar os fluxos energéticos na troca de energia térmica entre a água de circulação passando através dos tubos do condensador e o vapor da exaustão da turbina. Esse modelo simples permite calcular a temperatura de saída d'água de circulação no sistema de resfriamento (T_2) com a equação a seguir:

$$T_2 = T_s - DTT \quad (3.54)$$

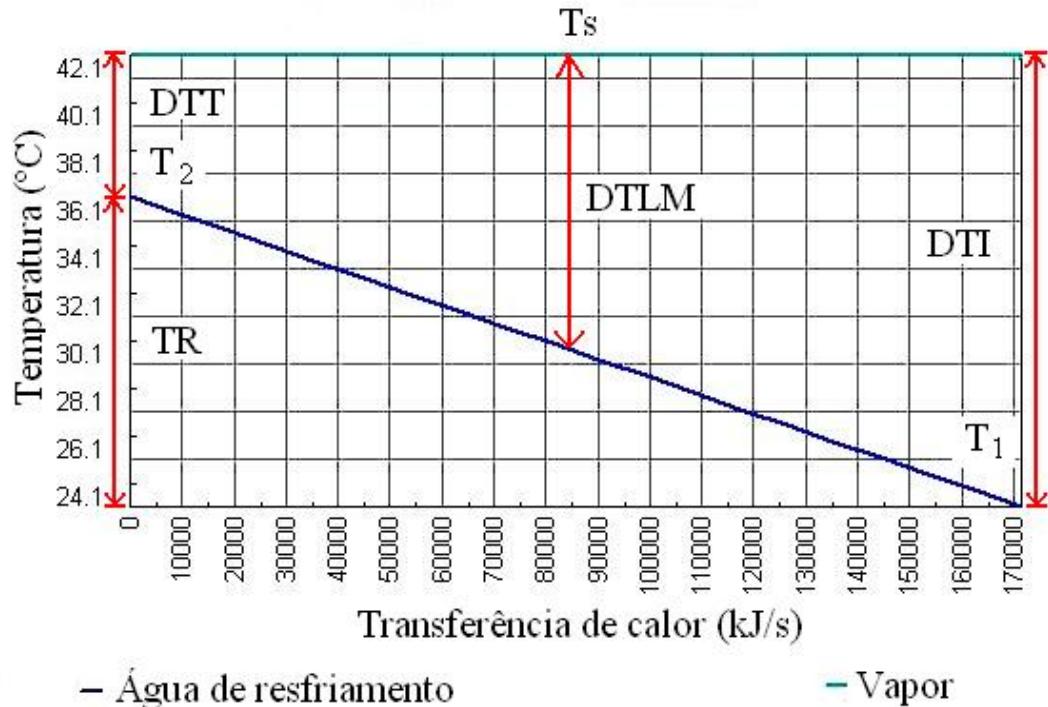


Figura 3.16 – Variação da temperatura nos fluidos do condensador.

O próximo passo consiste em aplicar a Primeira Lei da Termodinâmica no condensador e determinar o fluxo mássico d'água de resfriamento ($\dot{m}_{a,r}$) utilizando a expressão matemática a seguir (Silva *et alli.*, 2004):

$$\dot{m}_{con} \cdot (h_v - h_{con}) = \dot{m}_{a,r} \cdot c_{p,a} \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.55)$$

Onde:

\dot{m}_{con} - Fluxo mássico do condensado, [kg/s];

h_v - Entalpia da mistura (vapor + água) na entrada do condensador, [kJ/kg];

h_{con} - Entalpia do condensado (água) na saída do condensador, [kJ/kg];

$\dot{m}_{a,r}$ - Fluxo mássico d'água de resfriamento, [kg/s];

$c_{p,a}$ - Calor específico d'água líquida, [kJ/(kg K)];

$(T_2 - T_1)$ - Elevação da temperatura no condensador, [°C].

3.4.4 Caldeira de recuperação térmica (HRSG)

Os ícones dos equipamentos constitutivos de uma caldeira de recuperação térmica são usados para representar um gerador de vapor de recuperação, como um conjunto completo, ou uma série de trocadores de calor que são utilizados para transferir a energia térmica de um fluxo de gases para um fluxo de água, procurando elevar sua temperatura até a condição de vapor saturado ou superaquecido (Figura 3.17). Essas combinações podem possuir elementos tais como: economizador (es), evaporador (es), reaquecedor (es) e superaquecedor (es). Entre os fatores que são de enorme importância na seleção de uma caldeira de recuperação estão a temperatura de aproximação e o *pinch point* térmico (mínima diferença de temperatura) (Gatecycle 5.51, 2003).

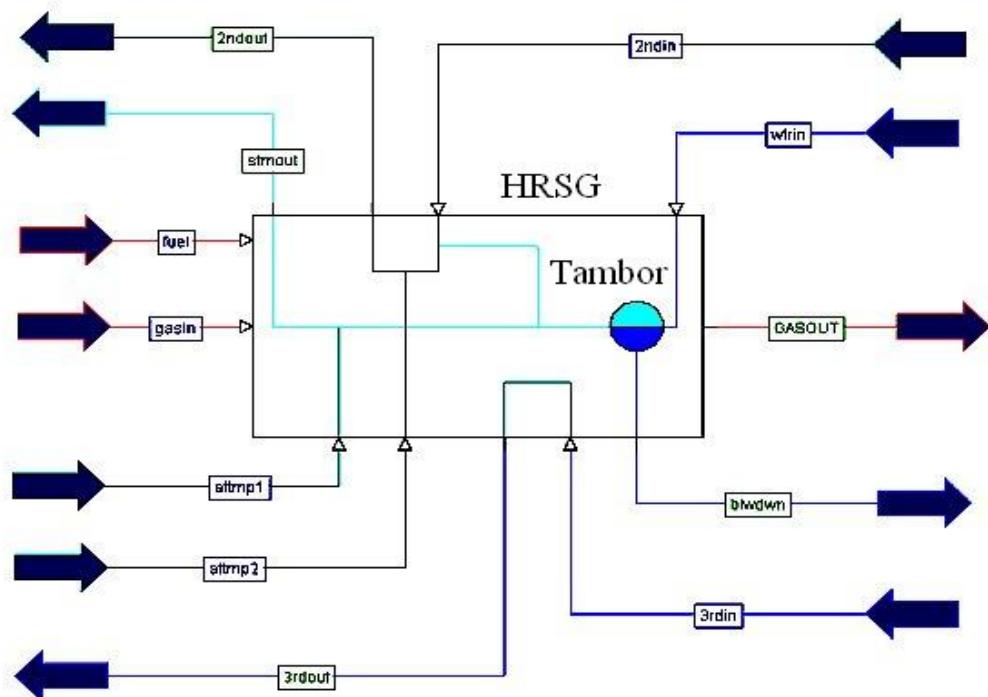


Figura 3.17 – Ícone da interface gráfica de uma caldeira de recuperação térmica.

A temperatura de aproximação (ΔT)_{app} é a diferença entre a temperatura d'água de alimentação na saída do economizador ($T_{aa}^{s,econ}$) e a temperatura de saturação do vapor no evaporador ($T_{s,evap}$). O *pinch point* (ΔT)_{pp} é a menor diferença de temperatura entre o fluxo de gases na saída do evaporador ($T_g^{s,evap}$) e a temperatura de saturação do vapor no evaporador. Cabe dizer que, nesta dissertação foram usados valores típicos de temperatura de aproximação entre 5 e 12 K e valores de *pinch point* entre 8 e 15 K, segundo Kehlhofer *et alli.*, 1999.

Nos modelos de repotenciação aplicados à planta de potência U-2 para sua conversão a ciclo combinado, foram utilizados 2 modelos de caldeira de recuperação (descritas com maiores detalhes no capítulo 5 no estudo de caso), com queima suplementar (4 configurações de repotenciação) e sem queima suplementar (2 configurações de repotenciação). Nos sistemas térmicos repotenciados com queima suplementar, se realiza esta prática para permitir modular a capacidade de produção de vapor na caldeira de recuperação e poder atingir os requerimentos termodinâmicos da turbina a vapor na geração da potência para a carga solicitada pelo despacho. Nos modelos de repotenciação sem queima suplementar, onde a troca térmica se realiza basicamente por convecção, a geração de vapor depende exclusivamente das condições na entrada do fluxo de gases, cujas propriedades termodinâmicas estão determinadas na saída da turbina a gás e satisfazem plenamente as condições operativas da caldeira de recuperação na geração de vapor superaquecido, o qual é fornecido à turbina de vapor para atingir a potência para a carga requerida.

É importante mencionar que todas as caldeiras de recuperação que serão estudadas nesta dissertação são caldeiras de um nível de pressão, determinadas, dessa forma pela configuração física da turbina a vapor atualmente existente na planta de potência U-2. Como se descreverá posteriormente com maiores detalhes no capítulo 5, a turbina a vapor apresenta uma única seção com uma entrada disponível para o vapor superaquecido e uma saída de exaustão para o vapor expandido que será condensado no condensador.

Nos modelos de repotenciação como ciclo combinado completo (utilizando duas turbinas a gás, uma turbina a gás, com injeção de água de alimentação a alta pressão e alta temperatura na turbina a gás, e com injeção de vapor superaquecido a alta pressão na turbina a gás) se utilizou um arranjo térmico de caldeira de recuperação de um nível de pressão, constituída por pós-queimadores (queima suplementar), um evaporador de baixa pressão (preaquecimento d'água de alimentação), um economizador, um evaporador e um superaquecedor de AP. A representação esquemática deste arranjo e o perfil de temperatura característico são mostrados nas Figuras 3.18 e 3.19.

Nos modelos de repotenciação como ciclo combinado híbrido (queimando gás natural e no modelo bicombustível: óleo combustível e óleo diesel) se utilizou um arranjo térmico de caldeira de recuperação de um nível de pressão, constituída por um economizador, um evaporador e um superaquecedor de alta pressão. A configuração representativa deste arranjo e o perfil de temperatura característico são apresentadas nas Figuras 3.20 e 3.21.

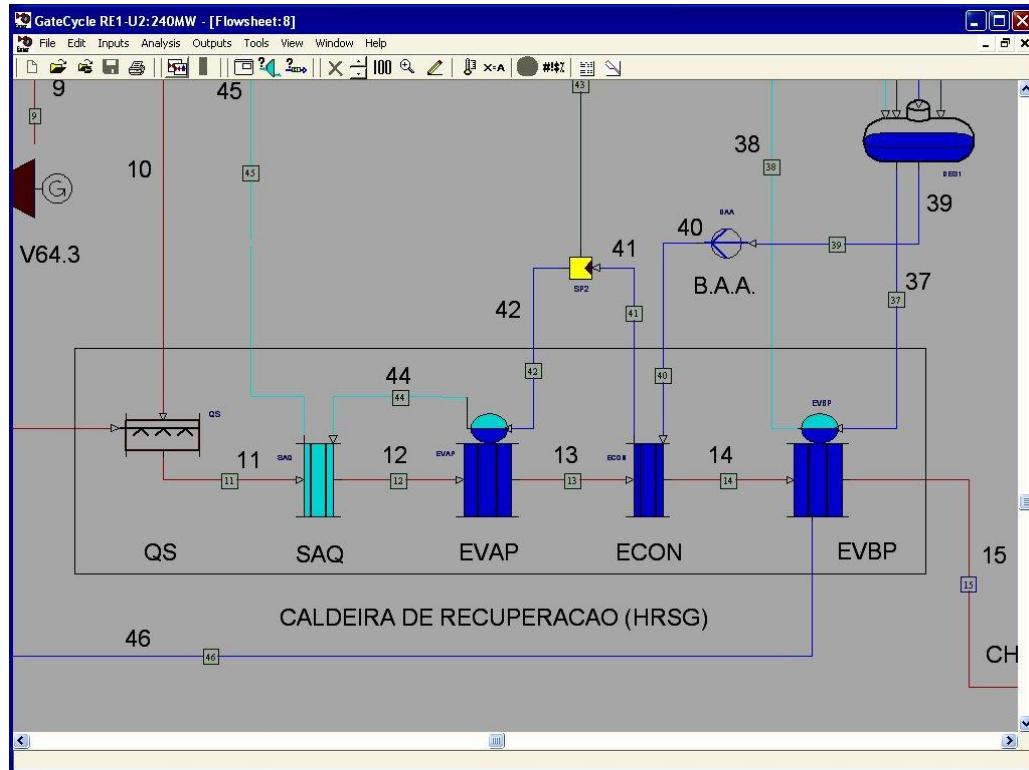


Figura 3.18 – Diagrama esquemático de uma caldeira de recuperação térmica com um nível de pressão e um evaporador de baixa pressão.

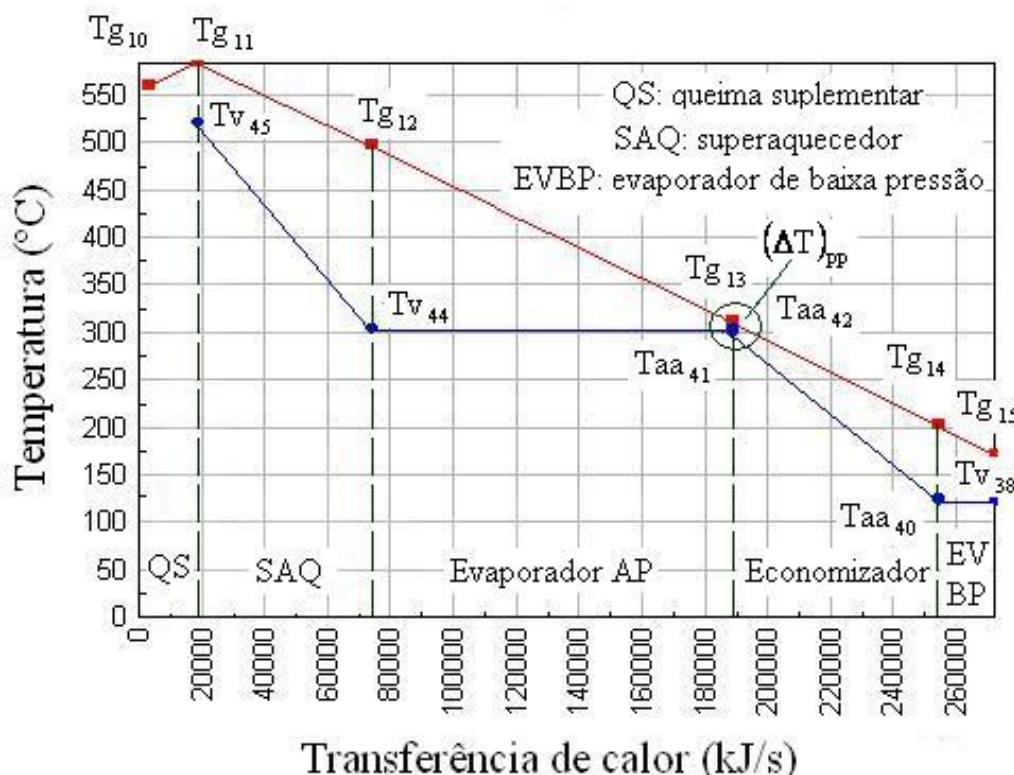


Figura 3.19 – Perfil de temperaturas de uma caldeira de recuperação térmica com um nível de pressão e um evaporador de baixa pressão.

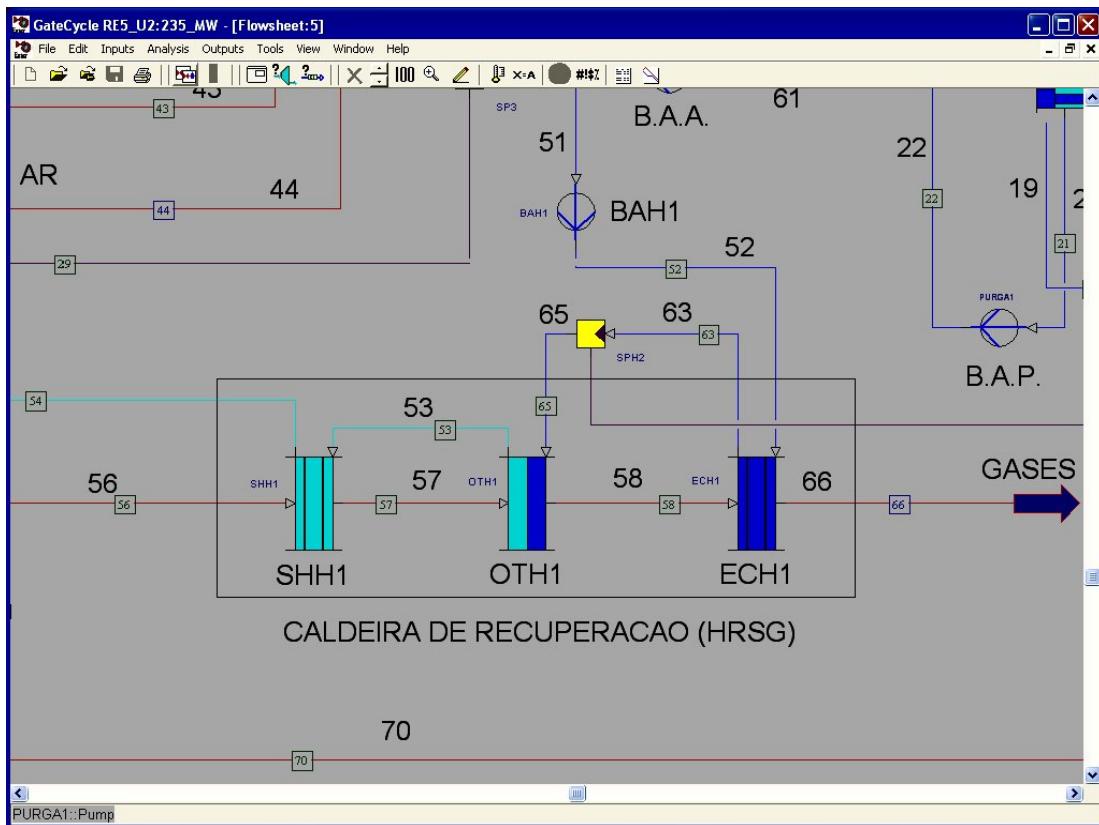


Figura 3.20 – Representação gráfica de uma caldeira de recuperação com 1 nível de pressão.

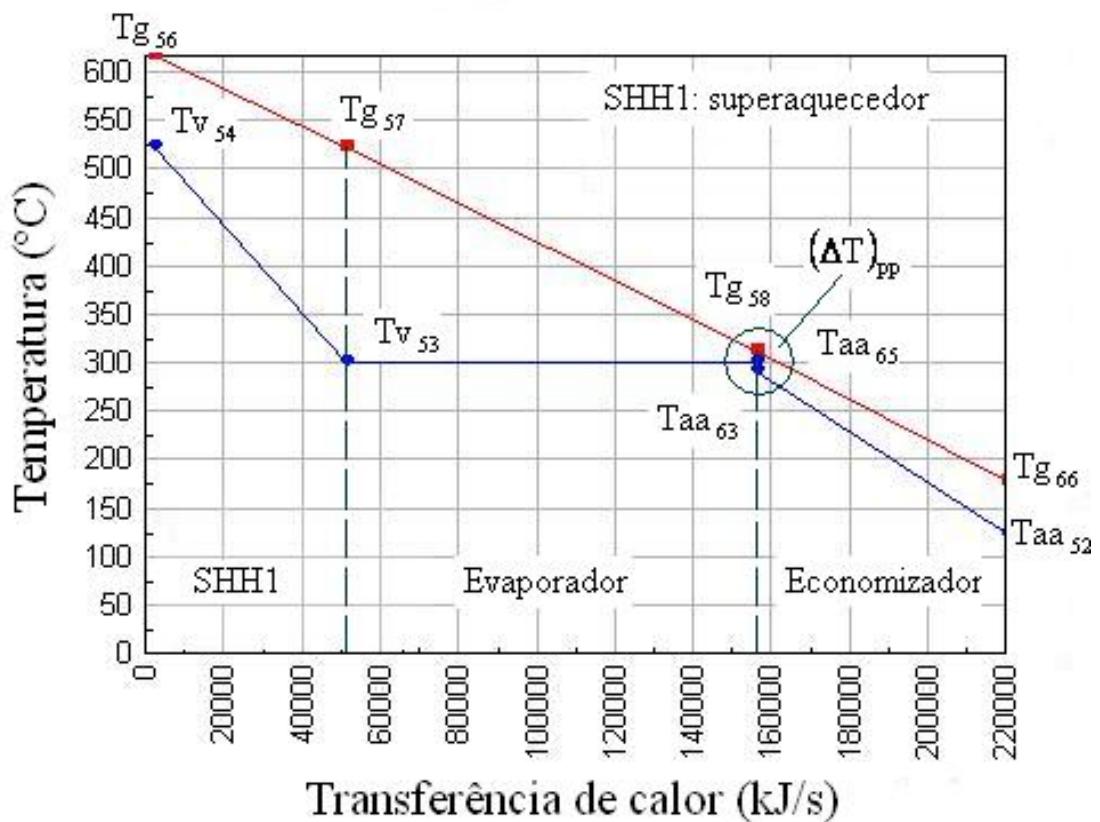


Figura 3.21 – Perfil de temperaturas de uma caldeira de recuperação com 1 nível de pressão.

Na simulação dos modelos das caldeiras de recuperação térmica, algumas hipóteses foram feitas na realização da modelagem, entre as quais se podem citar as seguintes:

- A temperatura de aproximação e o *pinch point* são assumidos como dados de entrada, influenciando no rendimento global do ciclo. O valor utilizado do *pinch point* para todos os arranjos da caldeira de recuperação térmica está na faixa de 8 a 10 °C e a temperatura de aproximação no valor de 14 °C. Estes valores afetam outros parâmetros termodinâmicos da caldeira de recuperação, como o coeficiente global de transferência de calor e a área de transferência de calor (fator econômico de enorme importância na viabilidade de um projeto de repotenciação);
- A temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás saindo pela chaminé da caldeira pode ser considerada um parâmetro de controle, pois este valor não deve ser menor à temperatura de orvalho, no caso do gás natural (para as condições do gás natural de Camisea) com um valor de 93,33 °C e do óleo combustível 140 °C.

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica simultaneamente no evaporador de baixa pressão, economizador, evaporador e superaquecedor de alta pressão na caldeira de recuperação nos modelos de repotenciação de ciclo combinado completo, é possível obter o fluxo de vapor gerado na caldeira de recuperação, assim como as condições termodinâmicas dos gases de exaustão da turbina a gás na entrada e saída do evaporador de baixa pressão, economizador, evaporador e superaquecedor de alta pressão. Utilizando o *software Gatecycle* de simulação numérica se resolve o conjunto de equações indicadas a seguir (baseadas na Figura 3.19) (Ganapathy, 1991):

$$(\Delta T)_{pp} = T_g^{13} - T_v^{44}; \quad (3.56)$$

$$(\Delta T)_{app} = T_v^{44} - T_{aa}^{42}; \quad (3.57)$$

$$\dot{m}_{aa}^{AP} \cdot (h_{aa}^{41} - h_{aa}^{40}) = \dot{m}_g \cdot c_{p,g} \cdot (T_g^{13} - T_g^{14}) = m_{aa}^{AP} \cdot A_{EC}^{AP}; \quad (3.58)$$

$$\dot{m}_v^{AP} \cdot (h_v^{44} - h_{aa}^{42}) = \dot{m}_g \cdot c_{p,g} \cdot (T_g^{12} - T_g^{13}) = \dot{m}_v^{AP} \cdot A_{EV}^{AP}; \quad (3.59)$$

$$\dot{m}_v^{AP} \cdot (h_v^{45} - h_v^{44}) = \dot{m}_g \cdot c_{p,g} \cdot (T_g^{11} - T_g^{12}) = \dot{m}_v^{AP} \cdot A_{SAQ}^{AP}; \quad (3.60)$$

$$\dot{m}_v^{BP} \cdot (h_{aa}^{40} - h_v^{38}) = \dot{m}_g \cdot c_{p,g} \cdot (T_g^{14} - T_g^{15}) = \dot{m}_v^{BP} \cdot A_{EV}^{BP}. \quad (3.61)$$

Onde:

T_g^{13} - Temperatura dos gases de exaustão na saída do evaporador de alta pressão, [°C];

T_v^{44} - Temperatura do vapor na saída do evaporador de alta pressão, [°C];

T_{aa}^{42} - Temperatura d'água de alimentação na entrada do evaporador de alta pressão, [°C];

\dot{m}_{aa}^{AP} - Fluxo mássico d'água de alimentação a alta pressão, [kg/s];

\dot{m}_v^{AP} - Fluxo mássico do vapor a alta pressão, [kg/s];

h_{aa}^{41} - Entalpia d'água de alimentação na saída do economizador de alta pressão, [kJ/kg];

h_{aa}^{40} - Entalpia d'água de alimentação na entrada do economizador de alta pressão, [kJ/kg];

\dot{m}_g - Fluxo mássico dos gases de exaustão, [kg/s];

$c_{p,g}$ - Calor específico médio dos gases de exaustão, [MJ/(kg K)];

T_g^{14} - Temperatura dos gases de exaustão na saída do economizador de alta pressão, [°C];

A_{EC}^{AP} - Área de transferência de calor do economizador de alta pressão, [m²];

h_v^{44} - Entalpia do vapor na saída do evaporador de alta pressão, [kJ/kg];

h_{aa}^{42} - Entalpia d'água de alimentação na entrada do evaporador de alta pressão, [kJ/kg];

T_g^{12} - Temperatura dos gases na saída do superaquecedor de alta pressão, [°C];

A_{EV}^{AP} - Área de transferência de calor do evaporador de alta pressão, [m²];

h_v^{45} - Entalpia do vapor na saída do superaquecedor de alta pressão, [kJ/kg];

T_g^{11} - Temperatura dos gases na entrada do superaquecedor de alta pressão, [°C];

A_{SAQ}^{AP} - Área de transferência de calor do superaquecedor de alta pressão, [m²];

- \dot{m}_v^{BP} - Fluxo mássico do vapor a baixa pressão, [kg/s];
- h_v^{38} - Entalpia do vapor na saída do superaquecedor de baixa pressão, [kJ/kg];
- T_g^{15} - Temperatura dos gases na saída do evaporador de baixa pressão, [°C];
- A_{EV}^{BP} - Área de transferência de calor do evaporador de baixa pressão, [m^2];

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica simultaneamente no economizador, evaporador e superaquecedor na caldeira de recuperação nos modelos de repotenciação híbrida, é possível obter o fluxo de vapor gerado na caldeira de recuperação, assim como as condições termodinâmicas dos gases de exaustão da turbina a gás na entrada e saída nos elementos constitutivos da caldeira. Utilizando o *software Gatecycle* de simulação numérica se resolve o conjunto de equações indicadas a seguir (baseadas na Figura 3.21) (Ganapathy, 1991):

$$(\Delta T)_{pp} = T_g^{58} - T_v^{53}; \quad (3.62)$$

$$(\Delta T)_{app} = T_v^{53} - T_{aa}^{63}; \quad (3.63)$$

$$\dot{m}_{aa} \cdot (h_{aa}^{63} - h_{aa}^{52}) = \dot{m}_g \cdot c_{p,g} \cdot (T_g^{58} - T_g^{66}) = \dot{m}_{aa} \cdot A_{EC}; \quad (3.64)$$

$$\dot{m}_v \cdot (h_v^{53} - h_{aa}^{65}) = \dot{m}_g \cdot c_{p,g} \cdot (T_g^{57} - T_g^{58}) = \dot{m}_v \cdot A_{EV}; \quad (3.65)$$

$$\dot{m}_v \cdot (h_v^{54} - h_v^{53}) = \dot{m}_g \cdot c_{p,g} \cdot (T_g^{56} - T_g^{57}) = \dot{m}_v \cdot A_{SAQ}. \quad (3.66)$$

Onde:

- T_g^{58} - Temperatura dos gases de exaustão na saída do evaporador, [°C];

- T_v^{53} - Temperatura do vapor na saída do evaporador, [°C];

- T_{aa}^{63} - Temperatura d'água de alimentação na saída do economizador, [°C];

- \dot{m}_{aa} - Fluxo mássico d'água de alimentação, [kg/s];

- h_{aa}^{63} - Entalpia d'água de alimentação na saída do economizador, [kJ/kg];

- h_{aa}^{52} - Entalpia d'água de alimentação na entrada do economizador, [kJ/kg];
- T_g^{66} - Temperatura dos gases de exaustão na saída do economizador, [°C];
- A_{EC} - Área de transferência de calor do economizador, [m²];
- \dot{m}_v - Fluxo mássico do vapor; [kg/s];
- h_v^{53} - Entalpia do vapor na saída do evaporador, [kJ/kg];
- h_{aa}^{65} - Entalpia do vapor na entrada do evaporador, [kJ/kg];
- T_g^{57} - Temperatura dos gases na entrada do evaporador, [°C];
- A_{EV} - Área de transferência de calor do evaporador, [m²];
- h_v^{54} - Entalpia do vapor na saída do superaquecedor, [kJ/kg];
- T_g^{56} - Temperatura dos gases na entrada do superaquecedor, [°C];
- A_{SAQ} - Área de transferência de calor do superaquecedor, [m²];

3.4.5 Turbina a gás

O ícone da turbina a gás *standard* permite ao usuário escolher, em uma biblioteca no *software*, um modelo dentre os diversos existentes dessa máquina de combustão, com toda a informação necessária para caracterizar o rendimento e outras propriedades termodinâmicas desse equipamento (Figura 3.22). Os valores dos parâmetros característicos das turbinas a gás presentes na biblioteca, usualmente são calculados para o ponto de projeto nas condições ISO (15 °C e 1 atm de pressão), sendo esses parâmetros corrigidos quando se simula a operação da turbina a gás em condições operativas fora do ponto de projeto (*Gatecycle 5.51, 2003*).

Diversos dados de entrada devem ser introduzidos na avaliação inicial do equipamento, entre os quais se podem mencionar os seguintes: temperatura ambiente, pressão na entrada do compressor, perda de pressão na entrada, temperatura na entrada da turbina a gás e umidade

relativa, entre outros dados. Os valores iniciais dos parâmetros mencionados anteriormente determinarão o fluxo mássico de ar e a eficiência do compressor.

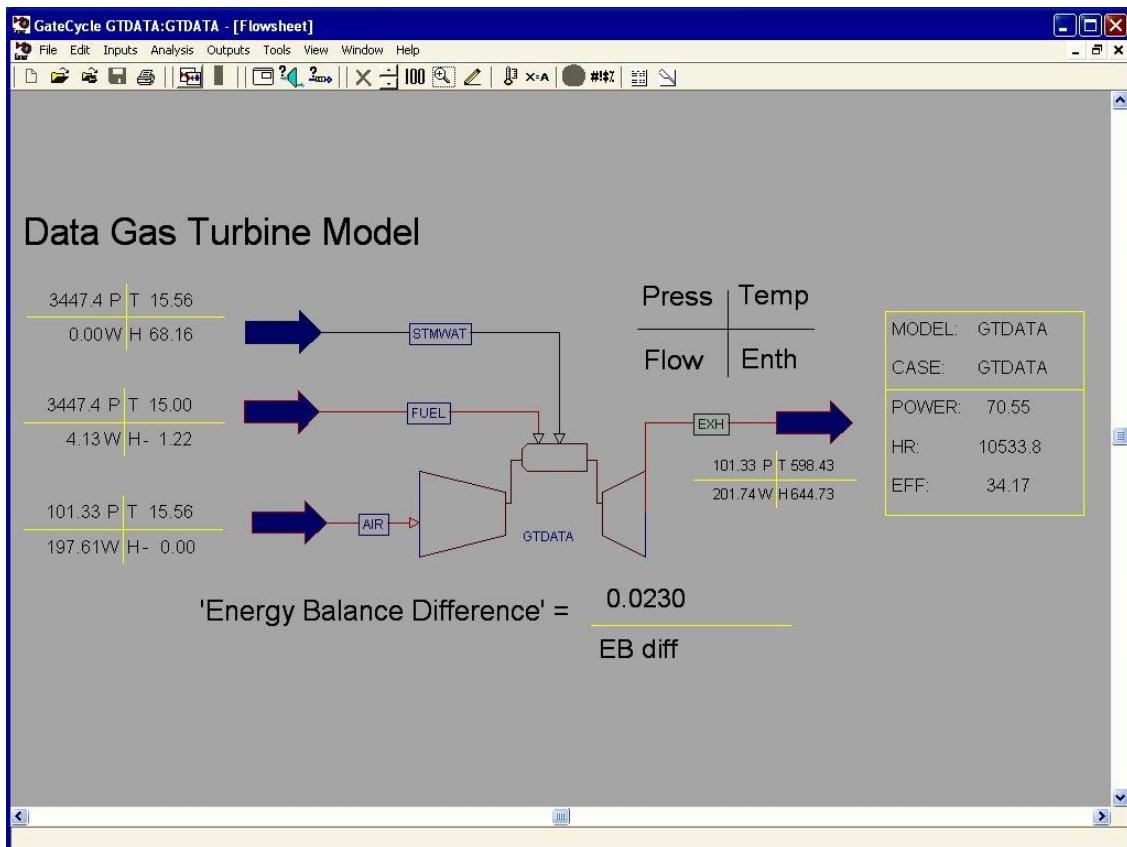


Figura 3.22 – Ícone da interface gráfica de uma turbina a gás *standard*.

O fluxo de ar comprimido no compressor nas condições específicas de operação fora do ponto de projeto é determinado pelo fator de correção devido à temperatura e pressão atmosférica, e pelo fator de correção devido ao desenho das pás do compressor, podendo este fluxo de ar ser calculado com a equação a seguir:

$$\dot{m}_{ar}^{comp} = \dot{m}_{ar,d}^{comp} \cdot \left(\frac{P}{P_d} \right) \cdot \left(\frac{T_d}{T} \right) \cdot (1 - \theta \cdot FCP) \cdot \left[1 + FCT \cdot \left(\frac{T - T_d}{T_d} \right) \right] \quad (3.67)$$

Onde:

\dot{m}_{ar}^{comp} - Fluxo mássico do ar no compressor, [kg/s];

$\dot{m}_{ar,d}^{comp}$ - Fluxo mássico do ar comprimido em condições ISO, [kg/s];

P - Pressão absoluta, [kPa];

P_d - Pressão absoluta nas condições ISO, [kPa];

T - Temperatura, [K];

T_d - Temperatura nas condições ISO, [K];

θ - Ângulo das pás do compressor;

FCP - Fator de correção do fluxo devido às pás;

FCT - Fator de correção do fluxo devido à temperatura.

No processo de compressão, ao longo da linha politrópica, o compressor é modelado pelo *software* como um único estágio de compressão e a eficiência máxima do compressor não corresponde ao ponto de projeto do motor, essa eficiência máxima de compressão está em um ponto de operação longe do ponto de projeto (Figura 3.18).

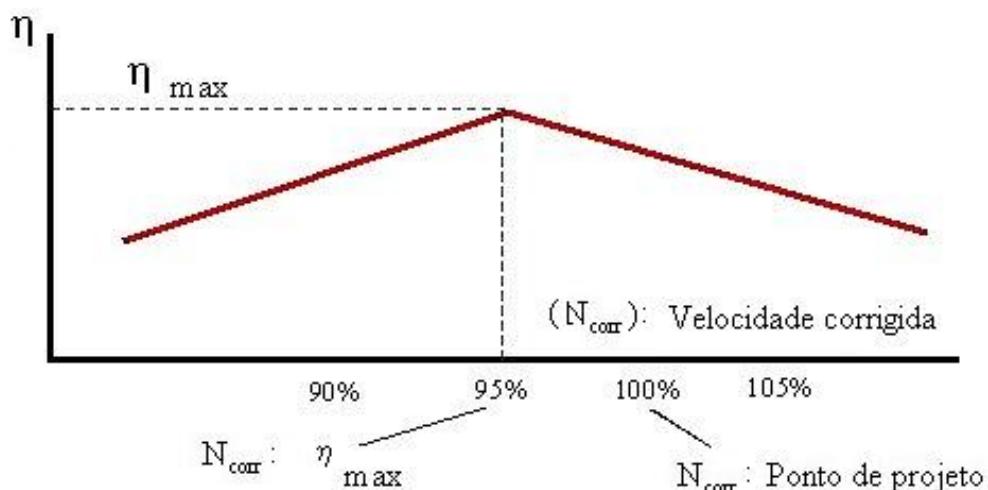


Figura 3.23 – Eficiência máxima do compressor em função da N_{corr} (Gatecycle 5.51, 2003).

Com o dado da velocidade corrigida $\{N_{corr} = 100 \cdot \sqrt{T_d / T}\}$ e o fator de correção da eficiência da velocidade do compressor ($FC_{e,N}$) é possível calcular a eficiência do compressor nas condições fora do ponto de projeto, usando a equação a seguir:

$$\eta = \eta_{max} \cdot (1 - \theta \cdot FC_{e,p}) \cdot \left[1 - FC_{e,N} \cdot \left(\frac{N_{corr}^d - N_{corr}^{\eta,max}}{N_{corr}^{\eta,max}} \right) \right] \quad (3.68)$$

Onde:

η - Eficiência do compressor nas condições fora do ponto de projeto, [%];

η_{\max} - Eficiência máxima do compressor, [%];

$FC_{e,N}$ - Fator de correção devido à eficiência da velocidade do compressor;

$FC_{e,p}$ - Fator de correção devido à eficiência das pás do compressor;

N_{corr}^d - Velocidade corrigida do compressor no ponto de projeto;

$N_{\text{corr}}^{\eta,\max}$ - Velocidade corrigida do compressor no ponto de máxima eficiência.

Devido ao trabalho efetuado pelo compressor, o fluxo mássico de ar incrementa sua temperatura, podendo ser calculada esta nova condição térmica na saída do compressor, usando a equação 3.69.

$$T_s^{\text{comp}} = \frac{T_e^{\text{comp}}}{\eta_{\text{comp}}} \cdot \left[\left(\frac{P_s^{\text{comp}}}{P_e^{\text{comp}}} \right) \cdot \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) - 1 \right] \quad (3.69)$$

Onde:

T_s^{comp} - Temperatura absoluta na descarga do compressor, [K];

T_e^{comp} - Temperatura absoluta na entrada do compressor, [K];

η_{comp} - Eficiência do compressor nas condições fora do ponto de projeto, [%];

P_s^{comp} - Pressão absoluta na descarga do compressor, [kPa];

P_e^{comp} - Pressão absoluta na entrada do compressor, [kPa];

γ - Relação de calores específicos.

O fluxo mássico de ar entra no combustor, onde o combustível é adicionado e se inicia o processo de combustão. A combustão é modelada como completa, com uma eficiência de combustão (η_{comb}) fixada em 0,99. A câmara de combustão apresenta uma queda de pressão

fixada por *default* no *software*, com um valor de 2%, finalmente obtém-se a pressão na saída da câmara de combustão usando a expressão a seguir:

$$P_s^{cc} = P_s^{comp} - \Delta P_{cc} \quad (3.70)$$

Onde:

P_s^{cc} - Pressão na saída da câmara de combustão, [kPa];

P_s^{comp} - Pressão na saída do compressor, [kPa];

ΔP_{cc} - Queda de pressão na câmara de combustão, [kPa].

Na saída do combustor o fluxo mássico dos gases da combustão se mistura com o ar de resfriamento que foi separado na saída do compressor. A temperatura deste fluxo misturado corresponde à temperatura na entrada do rotor e depois este fluxo se expande pela turbina produzindo trabalho para o acionamento do compressor e trabalho útil. Conhecidas as condições no início da expansão (T_e^{tg}) e (P_e^{tg}), pode-se calcular a temperatura na saída da turbina a gás, com a expressão a seguir:

$$T_s^{tg} \approx T_e^{tg} - \eta_{tg} \cdot T_e^{tg} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_s^{tg}}{P_e^{tg}} \right) \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \right] \quad (3.71)$$

Onde:

T_s^{tg} - Temperatura absoluta na saída da turbina a gás, [K];

T_e^{tg} - Temperatura absoluta na entrada da turbina a gás, [K];

η_{tg} - Eficiência da turbina a gás nas condições fora do ponto de projeto, [%].

P_s^{tg} - Pressão absoluta na saída da turbina a gás, [kPa].

P_e^{tg} - Pressão absoluta na entrada da turbina a gás, [kPa].

γ - Relação de calores específicos.

Conhecidas as condições da queda de pressão na caldeira de recuperação térmica, também é possível calcular a pressão na saída da turbina a gás, usando a expressão:

$$P_s^{tg} = P_0 + \Delta P_{HRSG} \quad (3.72)$$

Onde:

P_0 - Pressão de referência, [kPa];

ΔP_{HRSG} - Queda de pressão na caldeira de recuperação térmica, [kPa].

Com os parâmetros calculados nas equações precedentes, finalmente é possível expressar uma equação para a eficiência térmica da turbina a gás, sendo esta (Horlock, 1992):

$$\eta_{total}^{tg} = 1 - \frac{\left\{ 9 \cdot \left[1 - (\eta_{tg}) \cdot \left(1 - \frac{1}{\rho_{tg}} \right) \right] - 1 \right\}}{\left[(9-1) - \frac{(\rho_{comp} - 1)}{\eta_{comp}} \right]} \quad (3.73)$$

Onde:

$$\vartheta = \left(T_e^{tg} / T_e^{comp} \right) = \left(T_{max} / T_{min} \right); \quad (3.74)$$

$$\rho_{tg} = \left(r_{tg} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.75)$$

$$\rho_{comp} = \left(r_{comp} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.76)$$

η_{total}^{tg} - Eficiência térmica global do ciclo de alta temperatura, [%].

T_{max} - Temperatura máxima no ciclo Brayton, [K].

T_{min} - Temperatura mínima no ciclo Brayton, [K].

r_{comp} - Relação de pressões no compressor;

r_{tg} - Relação de pressões na turbina a gás.

3.4.6 Bombas

As bombas são utilizadas para incrementar a pressão de um fluxo de água líquida sendo, neste caso, a água de alimentação, condensado e circulação. Para a modelagem das bombas usadas nos diferentes modelos de plantas de potência desta dissertação foi necessário determinar as propriedades termodinâmicas na entrada da bomba, a pressão de saída, a eficiência isentrópica e o fluxo mássico bombeado. A potência no eixo da bomba, sem considerar as perdas, é calculada pela equação a seguir (*Gatecycle 5.51, 2003*):

$$\dot{W}_{\text{eixo}}^{\text{bomba}} = \dot{m}_{\text{água}} \cdot (1 + \dot{m}_{\text{rec}}) \cdot v_{\text{água}} \cdot \left(\frac{P_s - P_e}{\eta_{\text{bomba}}} \right) \quad (3.77)$$

Onde:

$\dot{W}_{\text{eixo}}^{\text{bomba}}$ - Potência no eixo da bomba, [kW];

$\dot{m}_{\text{água}}$ - Fluxo mássico d'água, [kg/s];

\dot{m}_{rec} - Fluxo mássico de água recirculada, [kg/s];

$v_{\text{água}}$ - Volume específico d'água bombeada, [m^3/kg];

P_s - Pressão na saída da bomba, [kPa];

P_e - Pressão na entrada da bomba, [kPa];

η_{bomba} - Eficiência isentrópica da bomba, [%].

A potência líquida da bomba ($\dot{W}_{\text{liq}}^{\text{bomba}}$), considerando as perdas na engrenagem de transmissão e as ineficiências do motor elétrico, está dada pela equação 3.78.

$$\dot{W}_{\text{liq}}^{\text{bomba}} = \frac{\dot{W}_{\text{eixo}}}{1 - \kappa} \quad (3.78)$$

Onde:

κ - Perdas na engrenagem de transmissão e as ineficiências do motor elétrico, [0 – 0,99].

3.4.7 Desaerador

O ícone do equipamento desaerador permite ao usuário modelar o rendimento do desaerador (Figura 3.24), o vapor extraído da turbina é misturado diretamente com o líquido subresfriado para produzir água saturada na pressão de trabalho e, dessa forma, retirar o ar presente na água de alimentação (Gatecycle 5.51, 2003). Os parâmetros chaves na operação do desaerador são: o método de controle, o fluxo da mistura ar – vapor no respiradouro e a pressão de operação.

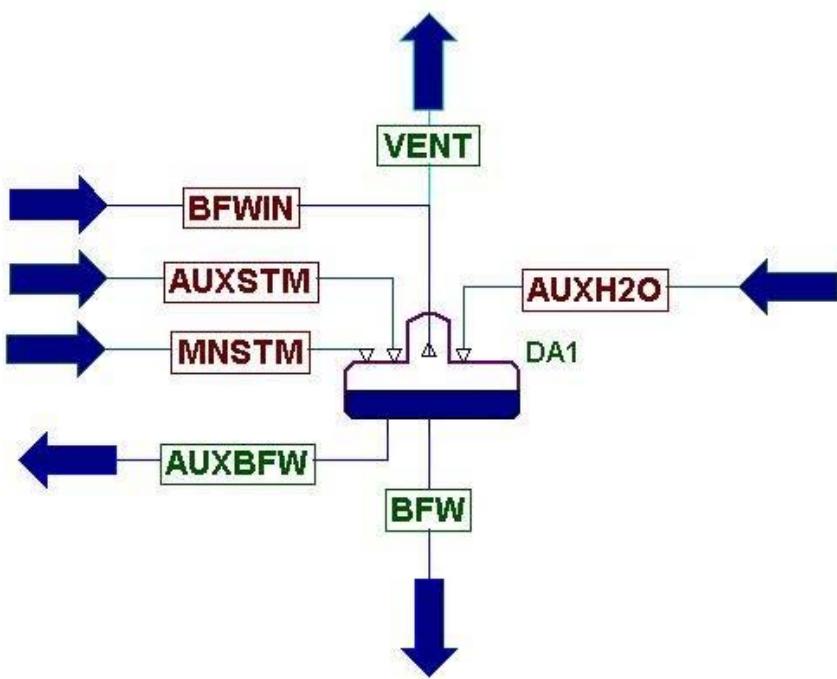


Figura 3.24 – Ícone da interface gráfica de um aquecedor de contato direto (desaerador).

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica neste equipamento é possível determinar o fluxo de vapor necessário para provocar o salto de temperatura requerido para produzir as condições de saturação na água de alimentação. Isto se pode expressar com a equação a seguir:

$$\dot{m}_v^{\text{ext}} \cdot (h_v^{\text{ext}} - h_{\text{aa}}^{\text{e,des}}) = \dot{m}_{\text{aa}} \cdot (h_v^{\text{sat}} - h_{\text{aa}}^{\text{e,des}}) \quad (3.79)$$

Onde:

\dot{m}_v^{ext} - Fluxo mássico do vapor extraído para aquecer a água de alimentação, [kg/s];

- h_v^{ext} - Entalpia do vapor de extração, [kJ/kg];
- $h_{\text{aa}}^{\text{e,des}}$ - Entalpia d'água de alimentação na entrada do desaerador, [kJ/kg];
- \dot{m}_{aa} - Fluxo mássico d'água de alimentação, [kg/s];
- h_v^{sat} - Entalpia do vapor de extração na condição saturado, [kJ/kg];

3.4.8 Aquecedor de superfície

No aquecedor de superfície, onde acontece o aquecimento d'água de alimentação usando um fluxo de vapor extraído da turbina, podem-se distinguir três parâmetros operativos chaves: a diferença terminal de temperatura (DTT), a temperatura de aproximação no dreno (TAD) e as quedas de pressão. Na Figura 3.25 está representado o processo de aquecimento quando o vapor extraído está na condição superaquecida e na Figura 3.26 está representado o processo de aquecimento quando o vapor extraído está na condição de saturação (Gatecycle 5.51, 2003). Nas simulações dos aquecedores de superfície em todas as configurações das diversas plantas de potência analisadas nesta dissertação (U-2 nas condições atuais e os vários modelos de repotenciação), foram utilizadas a condição superaquecida nos aquecedores de alta pressão e a condição saturada nos aquecedores de baixa pressão.

As rotinas de análise nos aquecedores de superfície estão baseadas nas normas ASME PTC 12.1 (1978), calculando-se o valor da diferença terminal de temperatura e a temperatura de aproximação no dreno, assim como o valor da efetividade (ϵ) na seção de condensação, desaquecimento e drenagem.

Cada seção do aquecedor é analisada separadamente e o método utilizado está baseado na efetividade – metodologia NTU (Número de Unidades de Transferência, por suas siglas em inglês), definido pela equação a seguir:

$$\text{NTU} = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \quad (3.80)$$

Onde:

- U - Coeficiente global de transferência de calor, [$\text{kW}/\text{m}^2 \text{ K}$];

A - Área da superfície de intercâmbio de calor, $[m^2]$;

C_{min} - Capacidade calorífica mínima entre o vapor e a água de alimentação, $[kW/K]$.

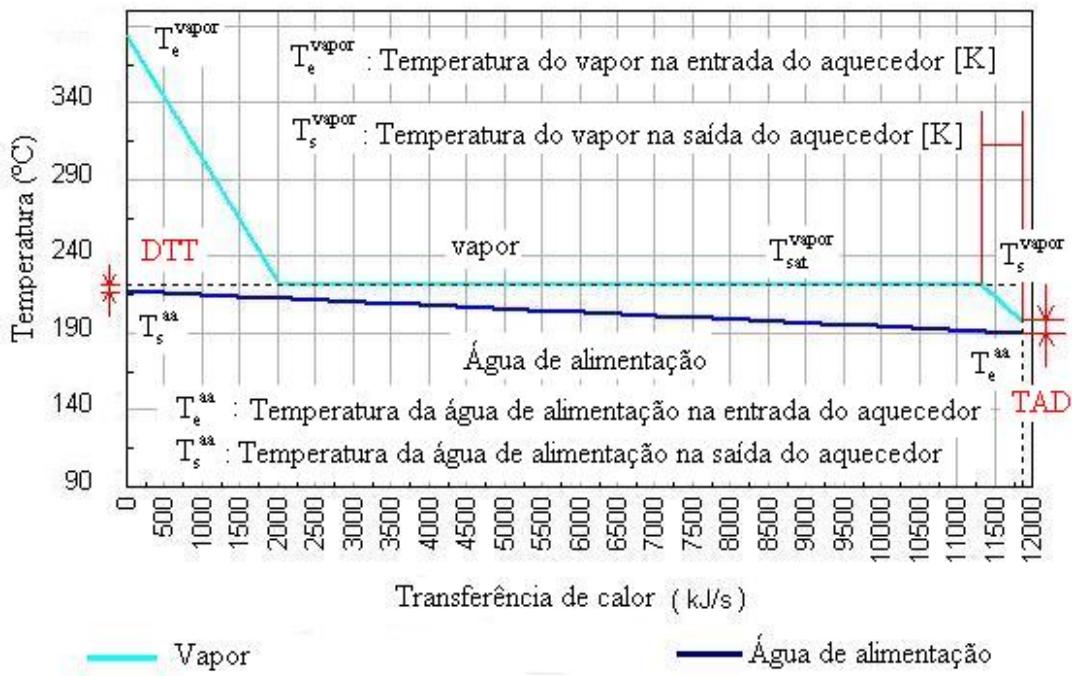


Figura 3.25 – Aquecedor de superfície usando vapor superaquecido.

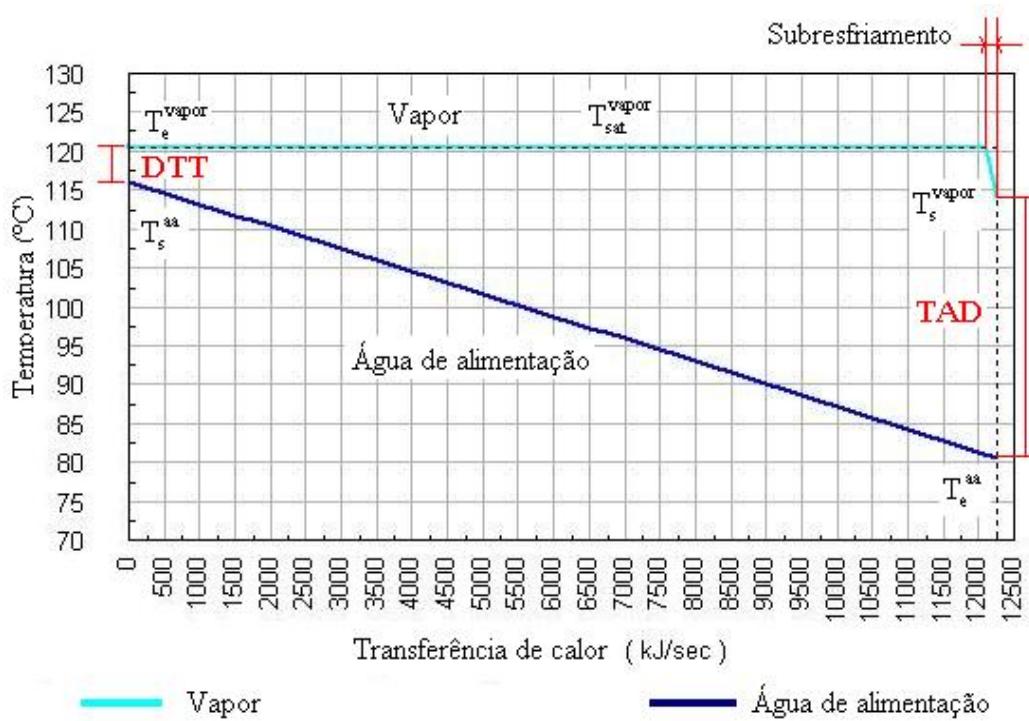


Figura 3.26 – Aquecedor de superfície usando vapor saturado.

A análise do rendimento da transferência de calor no código do *software*, como dito anteriormente é baseada na metodologia da efetividade – NTU, esboçada por Kays e London em 1984, as rotinas de intercâmbio de calor no aquecedor são executadas por duas funções básicas: análise no ponto de projeto e fora do ponto de projeto. Um dos conceitos fundamentais apresentados pelos autores citados anteriormente é que a efetividade da transferência de calor é a relação entre a transferência de calor atual pelo máximo valor possível. A taxa máxima (ideal) no aquecedor ocorre quando a água de alimentação deixa o trocador de calor à mesma temperatura de saturação do vapor entrando no aquecedor. Assumindo-se um processo adiabático com um valor constante de c_p , a taxa máxima de transferência de calor está representada por:

$$q_{\max} = \dot{m}_v \cdot c_{p,v} \cdot (T_e^{\text{vapor}} - T_e^{\text{aa}}) \quad (3.81)$$

Onde:

q_{\max} - Taxa máxima da transferência de calor, [kW];

\dot{m}_v - Fluxo mássico do vapor extraído da turbina, [kg/s];

$c_{p,v}$ - Calor específico do vapor extraído, [MJ/(kg K)];

T_e^{vapor} - Temperatura do vapor na entrada do aquecedor, [K];

T_e^{aa} - Temperatura d'água de alimentação na entrada do aquecedor, [K];

No aquecedor de superfície um cálculo importante está relacionado com a determinação do ponto de extração, requerendo um processo interativo entre as condições do aquecedor e a linha de expansão na turbina a vapor. Na solução deste problema se admite a condição do vapor de extração como saturada e se tem a expressão a seguir para indicar esta condição:

$$T_e^{\text{vapor}} = T_s^{\text{aa}} + DTT \quad (3.82)$$

Onde:

T_s^{aa} - Temperatura d'água de alimentação na saída do aquecedor, [K];

DTT - Diferença terminal de temperatura, [K].

Sempre que acontece a condição descrita anteriormente, a temperatura da água de alimentação na saída do aquecedor é menor que a temperatura de extração, com um valor denominado de diferença terminal de temperatura (DTT).

A temperatura na qual o condensado do vapor de extração sai do aquecedor é determinada pela diferença de temperatura entre esta e a temperatura d'água de alimentação que entra no aquecedor (Hurtado, 1993), isto é:

$$T_s^{\text{vapor}} = T_e^{\text{aa}} + \text{TAD} \quad (3.83)$$

Onde:

T_s^{vapor} - Temperatura do vapor na saída do aquecedor, [K];

TAD - Temperatura de aproximação no dreno, [K].

Na seção de condensação do aquecedor de superfície se aplica a seguinte equação:

$$\varepsilon = 1 - e^{-\text{NTU}} \quad (3.84)$$

Nas seções de desaquecimento e dreno, o processo de intercâmbio de calor é assumido como um arranjo em contra-fluxo, de forma que a formulação para a efetividade – NTU está dada por (Holman *apud Gatecycle 5.51*, 2003):

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\text{NTU} \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)}}{\left\{ 1 - \left[\frac{C_{\min}}{C_{\max}} \cdot e^{-\text{NTU} \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)} \right] \right\}} \quad (3.85)$$

Onde:

C_{\max} - Capacidade calorífica máxima entre o vapor e a água de alimentação, [kW/K].

3.4.9 Avaliação do desempenho de alguns equipamentos

Com base na Primeira Lei da Termodinâmica, alguns parâmetros de desempenho dos equipamentos constitutivos de uma planta de potência são definidos, tendo como objetivo a

comparação padronizada de resultados, os quais serão apresentados adiante no capítulo 5, e no capítulo 6 se realizará a análise respectiva.

No caso da caldeira de recuperação térmica, para todos os modelos estudados de ciclo combinado, foi feito um arranjo térmico com um nível de pressão, nas quatro configurações de ciclo combinado completo se utilizou um laço de aquecimento d'água de alimentação, usando um evaporador de baixa pressão e queima suplementar. Nas configurações de ciclo combinado híbrido o laço de aquecimento e a queima suplementar foram eliminadas. Na equação a seguir se apresenta o cálculo da eficiência da caldeira de recuperação.

$$\eta_{HRSG} = \left[\frac{\dot{m}_v^{AP} \cdot (h_s^{SAQ} - h_e^{SAQ} + h_s^{EVAP} - h_e^{EVAP}) + \dot{m}_{aa}^{AP} \cdot (h_s^{ECAP} - h_e^{ECAP}) + \dot{m}_v^{BP} \cdot (h_s^{EVBP} - h_e^{EVBP})}{QS + \sum_{i=1}^n (\dot{m}_{i,g} \cdot h_{i,g})} \right] \quad (3.86)$$

Onde:

η_{HRSG} - Eficiência da caldeira de recuperação térmica, [%];

QS - Energia fornecida na queima suplementar, [kW];

$\sum_{i=1}^n (\dot{m}_{i,g} \cdot h_{i,g})$ - Energia fornecida nos gases de exaustão da(s) turbina(s) a gás, [kW].

A eficiência térmica do ciclo a gás é definida em função da potência líquida produzida e da energia térmica fornecida ao ciclo.

$$\eta_{ter}^{TG} = \frac{\dot{W}_{liq}^{TG}}{\dot{m}_{com} \cdot PCI} \quad (3.87)$$

Onde:

η_{ter}^{TG} - Eficiência térmica do ciclo a gás, [%];

\dot{W}_{liq}^{TG} - Potência líquida do ciclo a gás, [kW];

\dot{m}_{com} - Fluxo mássico do combustível consumido, [kg/s];

PCI - Poder calorífico inferior do combustível utilizado, [kJ/kg].

Da mesma forma, a eficiência térmica do ciclo a vapor é definida em função da potência líquida produzida e da energia térmica fornecida ao ciclo.

$$\eta_{\text{ter}}^{\text{CV}} = \frac{\dot{W}_{\text{liq}}^{\text{CV}}}{QS + Q_g} \quad (3.88)$$

Onde:

$\eta_{\text{ter}}^{\text{CV}}$ - Eficiência térmica do ciclo a vapor, [%];

$\dot{W}_{\text{liq}}^{\text{CV}}$ - Potência líquida do ciclo a vapor, [kW];

Q_g - Energia térmica fornecida nos gases de exaustão, [kW].

Por último, para o ciclo combinado, se utiliza a seguinte definição para a eficiência:

$$\eta_{\text{cc}} = \frac{\dot{W}_{\text{liq}}^{\text{CG}} + \dot{W}_{\text{liq}}^{\text{CV}}}{QS + Q_{\text{CG}}} \quad (3.89)$$

Onde:

η_{cc} - Eficiência térmica do ciclo combinado, [%];

Q_{CG} - Energia térmica fornecida no combustível do ciclo a gás, [kW].

Capítulo 4

EXEMPLOS DE REPOTENCIACÃO DE USINAS TERMOELÉTRICAS

Nestes últimos anos, é possível encontrar exemplos de repotenciação de antigas plantas de potência a vapor, especialmente em países como Argentina, Índia, Israel, Itália, Japão, México, Morocco, Tailândia, Estados Unidos entre outros. No Brasil é interessante mencionar a repotenciação da UTE de Santa Cruz, no Rio de Janeiro, repotenciada como ciclo combinado completo, passando de uma potência original com 164 a 514 MW. Neste capítulo se apresenta a repotenciação de duas plantas existentes que funcionavam com ciclo Rankine e foram convertidas a ciclo combinado. Essas usinas são: a UTE Valle de México com 300 MW na cidade de México, onde se realizou uma repotenciação híbrida e a usina Tifeo, de Roma com 70 MW na Itália, onde se realizou uma repotenciação de ciclo combinado completo.

4.1 UTE TIFEÓ DE ROMA DE 70 MW, ITÁLIA

A repotenciação de antigas unidades de potência queimando óleo combustível e sua conversão para ciclos combinados queimando gás natural desempenha um aspecto importante no plano emergencial definido e executado pelo Conselho Nacional Italiano de eletricidade para reduzir as expectativas de escassez da capacidade de potência elétrica instalada nos próximos anos, no sistema elétrico italiano (Colombo *et alli.*, 1989).

Um dos estudos realizados constitui-se a pré-avaliação da repotenciação da UTE Tifeo de Roma, e sua mudança para ciclo combinado completo queimando gás natural.

4.1.1 Configuração térmica antes da repotenciação

A usina termoelétrica, objeto do estudo de pré-avaliação de repotenciação para sua posterior conversão a ciclo combinado, estava constituída por um sistema térmico convencional a vapor, utilizando óleo combustível e conformado pela seguinte configuração térmica (Figura 4.1) (Colombo *et alli.*, 1989):

- Ciclo Rankine modificado com superaquecimento, reaquecimento e regeneração;
- Caldeira convencional queimando óleo combustível, com um superaquecedor e um reaquecedor de vapor;
- Turbogerador a vapor de 70.000 kW com seções de alta, média e baixa pressão;
- Condensador de superfície com sistema de ejetores;
- Pre-aquecedores da água de alimentação: dois para baixa pressão, dois para alta pressão e um desaerador;
- Bombas de água de alimentação, condensado e resfriamento;
- Transformador principal e subestação para transporte da eletricidade.

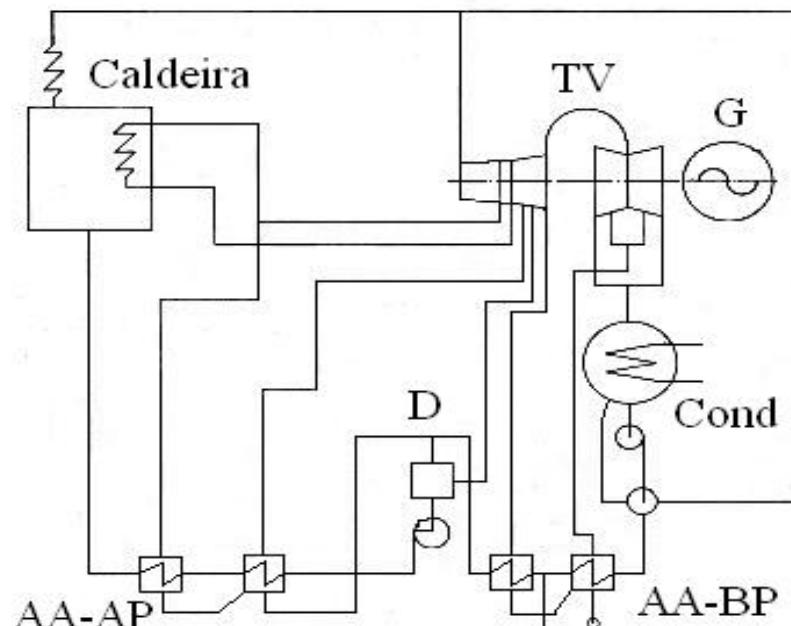


Figura 4.1 – UTE Tifeo de Roma nas condições originais (Colombo *et alli.*, 1989).

4.1.2 Configuração térmica depois da repotenciação

O novo modelo térmico da usina repotenciada está constituído por um ciclo combinado completo a gás natural, substituindo a caldeira convencional existente por uma caldeira de recuperação térmica e uma turbina a gás. O desenho termodinâmico está representado na Figura 4.2 e está formado pelos seguintes componentes:

- Ciclo combinado Rankine – Brayton: o ciclo a vapor é um ciclo modificado com superaquecimento, reaquecimento e regeneração e o ciclo a gás fornece da energia à caldeira de recuperação térmica mediante os gases de exaustão da turbina a gás;
- Caldeira de recuperação térmica sem queima suplementar, constituída por dois níveis de pressão, substituindo a caldeira convencional. A HRSG está formada por uma seção de baixa pressão com um economizador, um evaporador, um superaquecedor e por uma seção de alta pressão com um economizador, um evaporador, um superaquecedor e um reaquecedor;
- Turbogerador a vapor de 70.000 kW com seções de alta, média e baixa pressão;
- TG de 110.000 kW queimando gás natural e fornecendo energia térmica à HRSG;
- Condensador de superfície com sistema de ejetores;
- Pré-aquecedor aberto (desaerador) da água de alimentação;
- Bombas d'água de alimentação, condensado e resfriamento;
- Transformador principal e subestação para transporte da eletricidade gerada.

No processo da implementação da repotenciação desse sistema de potência foram encontrados alguns aspectos interessantes podendo ser resumidas, a seguir, as aplicações mais importantes (Colombo *et alli.*, 1989):

1. Avaliação de diferentes alternativas técnicas, considerando a possibilidade da extensa reutilização dos componentes existentes da planta de potência;
2. Determinação dos parâmetros da caldeira de recuperação para uma ótima combinação com os parâmetros dos componentes da planta existente;

3. Análise das novas condições de operação a carga parcial da usina repotenciada;
4. Análise do desempenho da planta convertida utilizando diferentes provedores de turbinas a gás (potência de saída análoga).

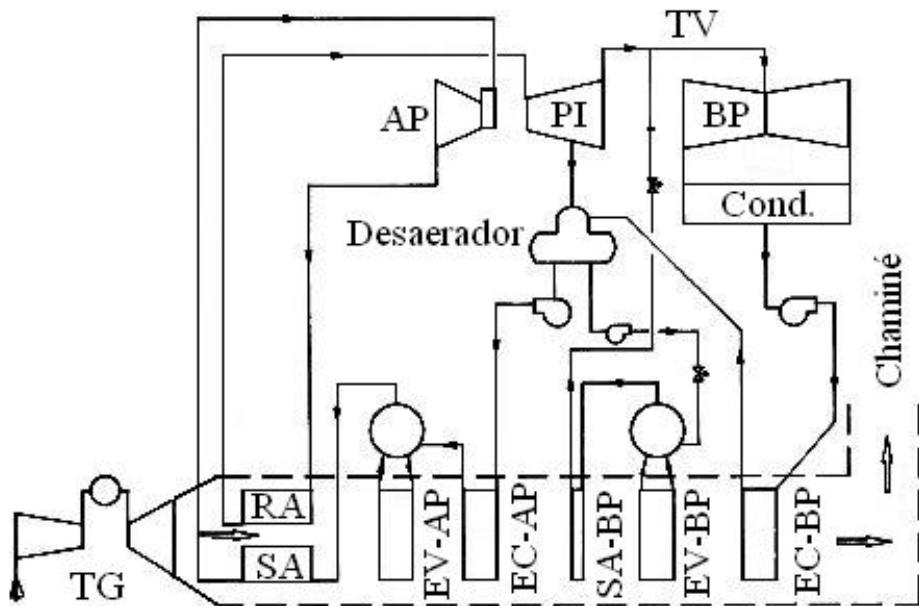


Figura 4.2 – Repotenciação da UTE Tifeo de Roma (Colombo *et alli.*, 1989).

4.1.3 Resultados obtidos a partir da repotenciação

Na pré-avaliação específica da repotenciação da UTE Tifeo de Roma, o estudo de maior importância estava relacionado com a substituição da antiga caldeira convencional por uma caldeira de recuperação térmica e o tamanho apropriado da turbina a gás, neste caso em particular, está na faixa de 110 a 120 MW.

A utilização do desaerador existente em associação com a respectiva extração da turbina a vapor ajuda a evitar modificações no sistema que provocariam diminuições no rendimento do desaerador operando a baixas cargas.

A turbina a vapor é operada no modo de pressão deslizante e a simulação numérica foi realizada com ajuda do *software* PEPSE utilizando parâmetros de operação baseados no balanço térmico da planta original e, além disso, foi assumido que seu comportamento não muda com as novas condições do vapor.

A caldeira de recuperação térmica tem a seguinte seqüência para o pacote de tubos internos: o superaquecedor de AP está em paralelo com o reaquecedor de média pressão, seguido pela seção do evaporador e economizador de alta pressão junto com o superaquecedor de baixa pressão e depois, pela seção do evaporador e economizador de baixa pressão.

Na Tabela 4.1 podem-se observar os parâmetros mais interessantes da caldeira de recuperação térmica para o modelo de repotenciação aplicado, considerando os valores determinados pelas características da turbina a vapor existente e pelo desaerador reutilizado.

Tabela 4.1 – Parâmetros da HRSG da UTE Tifeo de Roma (Colombo *et alli.*, 1989).

Parâmetros	Valores
$\Delta T_{app, SA-AP}$	20 °C
$\Delta T_{app, RA-IP}$	40 °C
$\Delta T_{pp, AP}$	15 °C
$\Delta T_{app, EC-AP}$	20 °C
$\Delta T_{app, SA-BP}$	10 °C
$\Delta T_{pp, BP}$	25 °C
$\Delta T_{app, EC-BP}$	15 °C

Segundo Colombo *et alli.* (1989) a análise de carga parcial foi apontada para avaliar os desempenhos da planta repotenciada, especialmente a eficiência, assim como para verificar as tendências dos parâmetros operacionais com as restrições técnicas. No estudo de pré-avaliação foram considerados os parâmetros das seguintes restrições técnicas:

- Água sub-resfriada na entrada dos tambores de alta e baixa pressão;
- Temperatura do vapor na saída do superaquecedor de alta pressão;
- Temperatura do vapor na saída do superaquecedor de baixa pressão;
- Temperatura do vapor na saída do reaquecedor de média pressão;
- Fluxo mássico do vapor na seção de alta;
- Fluxo mássico do vapor na seção de baixa pressão;
- Temperatura da carcaça da turbina a vapor na seção das válvulas de regulagem;

- Umidade na seção de baixa pressão da turbina a vapor;
- Temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás na entrada da chaminé.

Nas Figuras 4.3, 4.4 e 4.5 estão resumidas as tendências do desempenho e dos parâmetros operacionais da planta estudada. Particularmente, a Figura 4.3 indica a potência elétrica líquida gerada pela usina como ciclo combinado e pela turbina a vapor individualmente, enquanto a Figura 4.4 mostra a eficiência líquida da UTE repotenciada *versus* a carga da turbina a gás.

De acordo com a Figura 4.5 pode-se observar como a temperatura da carcaça da turbina a vapor na seção das válvulas de regulagem se mantém constante quando a potência de saída da turbina a gás se encontra na faixa de 80 a 100%.

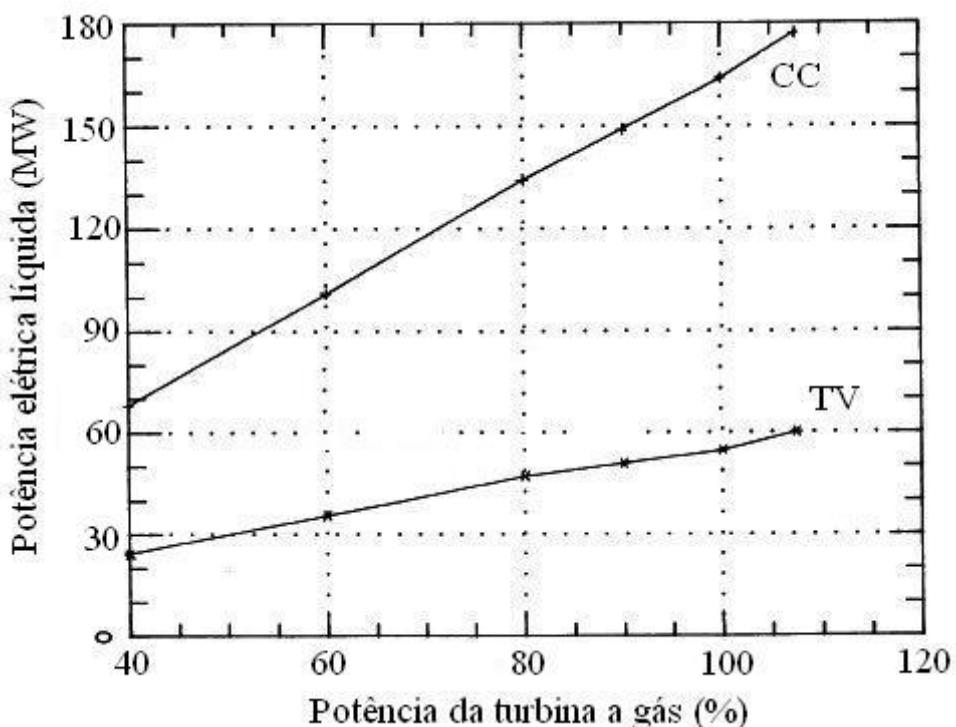


Figura 4.3 – Potência do ciclo combinado e da turbina a vapor (Colombo *et alli.*, 1989).

Existem parâmetros que afetam fortemente o desempenho da turbina a gás e, consequentemente, o desempenho do ciclo combinado. Um desses parâmetros é a temperatura ambiente do ar e, para o estudo da repotenciação da UTE Tifeo de Roma, foram considerados dois cenários de condições ambientais, um com $T_a = 15^\circ\text{C}$ e outro com $T_a = 40^\circ$, correspondentes às temperaturas médias de inverno e verão, respectivamente, que acontecem no sul da Itália.

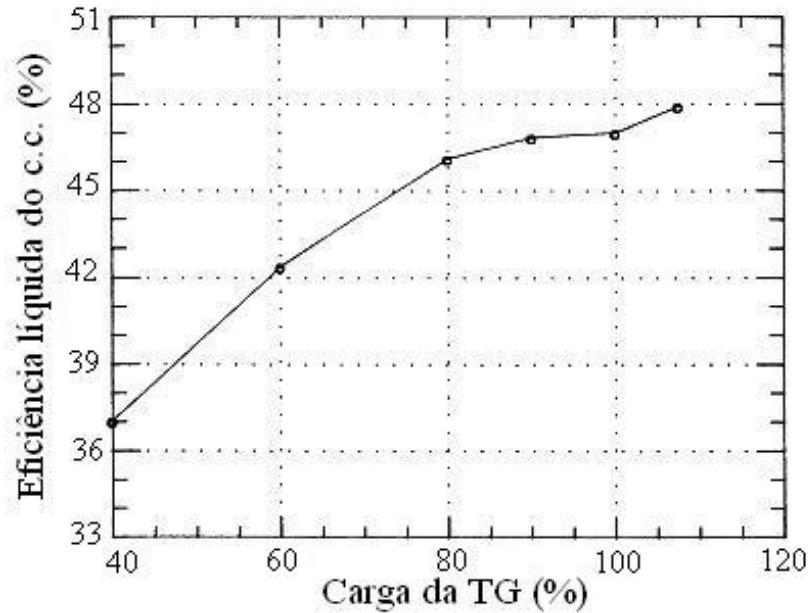


Figura 4.4 – Eficiência líquida do ciclo combinado (Colombo *et alli.*, 1989).

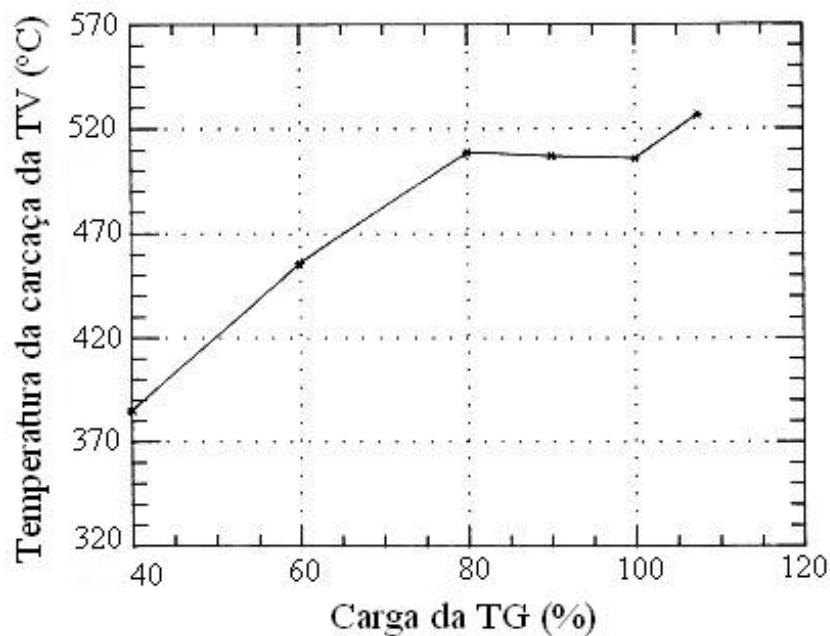


Figura 4.5 – Temperatura da carcaça da turbina a vapor (Colombo *et alli.*, 1989).

É interessante comparar o desempenho da planta de potência operando nas condições originais e, posteriormente, com a conversão a ciclo combinado completo (Figura 4.6). O rendimento do ciclo a vapor (caldeira de recuperação térmica e turbina a vapor) melhora seu rendimento, embora a potência de saída da turbina a vapor diminua sua produção de eletricidade. A utilização dos gases de exaustão da turbina a vapor na caldeira de recuperação térmica permite uma forma eficaz de aproveitamento energético especialmente quando a UTE

opera a carga parcial mantendo-se a temperatura dos gases de exaustão constante quando a potência da turbina a gás está na faixa de 70 a 100% da potência nominal, reduzindo, desse modo, seu impacto na operação da turbina a vapor.

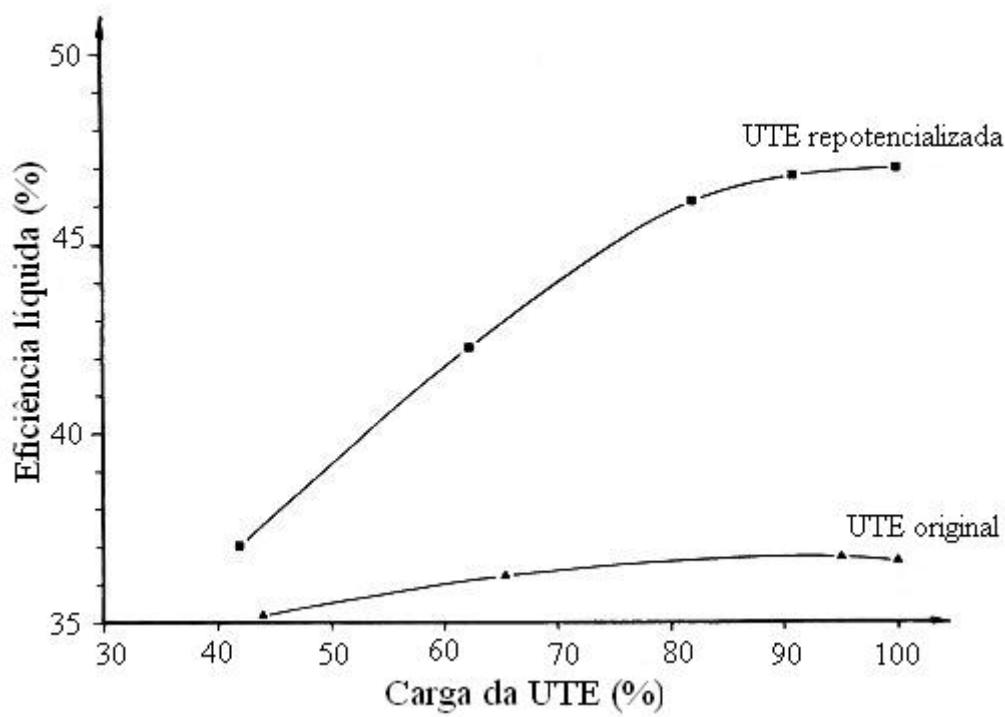


Figura 4.6 – Rendimento da UTE Tifeo de Roma (Colombo *et alli.*, 1989).

4.2 UTE VALLE DE MÉXICO DE 300 MW, MÉXICO

A UTE Valle de México é um bom exemplo do conceito de repotenciação híbrida levada à prática. Essa usina forma parte das unidades de geração da Comissão Federal de Eletricidade (CFE) do estado mexicano e está situada ao norte da zona metropolitana do Distrito Federal no México. Ela representa uma importante geradora de eletricidade e, antes da repotenciação, constituía uma fonte de grandes emissões de gases contaminantes à atmosfera (Comisión Federal de Electricidad, 2005).

Essa UTE está formada por quatro unidades de geração: a unidade U-1 de 150 MW, as unidades U-2 e U-3 de 158 MW cada uma delas, e a unidade U-4 de 300 MW que foi repotenciada para 550 MW. A fonte energética originalmente utilizada era o óleo combustível e atualmente constitui-se o gás natural.

4.2.1 Modelo térmico antes da repotenciação

A unidade geradora de eletricidade U-4 da UTE Valle de México que foi repotenciada a um ciclo combinado híbrido ou em paralelo, estava desenhada originalmente como um sistema térmico convencional a vapor, utilizando óleo combustível e conformado pela seguinte configuração térmica (CFE, 2005):

- Ciclo Rankine modificado com superaquecimento, reaquecimento e regeneração;
- Caldeira convencional queimando óleo combustível, com um superaquecedor e um reaquecedor de vapor;
- Turbogerador a vapor de 300.000 kW com seções de alta, média e baixa pressão;
- Condensador de superfície com sistema de ejetores;
- Pré-aquecedores d'água de alimentação: quatro para baixa pressão, dois para alta pressão e um desaerador;
- Bombas de água de alimentação, condensado e resfriamento;
- Transformador principal e subestação para transporte de eletricidade.

4.2.2 Desenho térmico depois da repotenciação

O novo desenho térmico da usina repotenciada está constituído por um ciclo combinado híbrido ou em paralelo, a gás natural. A caldeira convencional existente permanece gerando vapor a alta pressão e alta temperatura junto com as novas caldeiras de recuperação térmica e três turbinas a gás. A configuração termodinâmica está representada na Figura 4.7 e está formada pelos seguintes componentes (Ehren *et alli.*, 2002):

- Ciclo combinado Rankine – Brayton em paralelo: o ciclo a vapor é um ciclo Rankine modificado formado por uma seção com superaquecimento, reaquecimento e regeneração, e outra seção com superaquecimento. O ciclo a gás fornece energia às caldeiras de recuperação térmica mediante os gases de exaustão das turbinas a gás;

- Três caldeiras de recuperação térmica sem queima suplementar, constituídas por dois níveis de pressão, em paralelo com a caldeira convencional. Essas caldeiras estão formadas por uma seção de baixa pressão com um economizador e por uma seção de alta pressão com um evaporador *once-through* gerando vapor superaquecido;
- Caldeira convencional queimando gás natural, com um superaquecedor e um reaquecedor de vapor;
- Turbogenerator a vapor de 300.000 kW com seções de alta, média e baixa pressão;
- Três turbinas a gás adicionando uma potência de 250.000 kW, queimando gás natural e fornecendo energia térmica às caldeiras de recuperação térmica;
- Condensador de superfície com sistema de ejetores;
- Pré-aquecedores d'água de alimentação: quatro para baixa pressão, dois para alta pressão e um pré-aquecedor aberto (desaerador);
- Bombas de água de alimentação, condensado e resfriamento;
- Transformador principal e subestação para transporte da eletricidade gerada.

Dentro das ações relevantes que foram implementadas no processo de repotenciação desse sistema de potência podem ser mencionadas as seguintes:

1. Na caldeira convencional existente foram habilitadas tubulações da descarga dos ventiladores de tiragem forçada em direção à entrada dos ventiladores de recirculação de gases;
2. Na operação normal do gerador de vapor convencional existente, os registros de ar ficam abertos e os queimadores superiores frontais permanecem fora de serviço;
3. Na operação híbrida, as três novas turbinas a gás e as três novas caldeiras de recuperação térmica funcionam à carga base, enquanto a caldeira existente opera a 50% da carga para assegurar 100% da potência nominal da turbina a vapor existente.

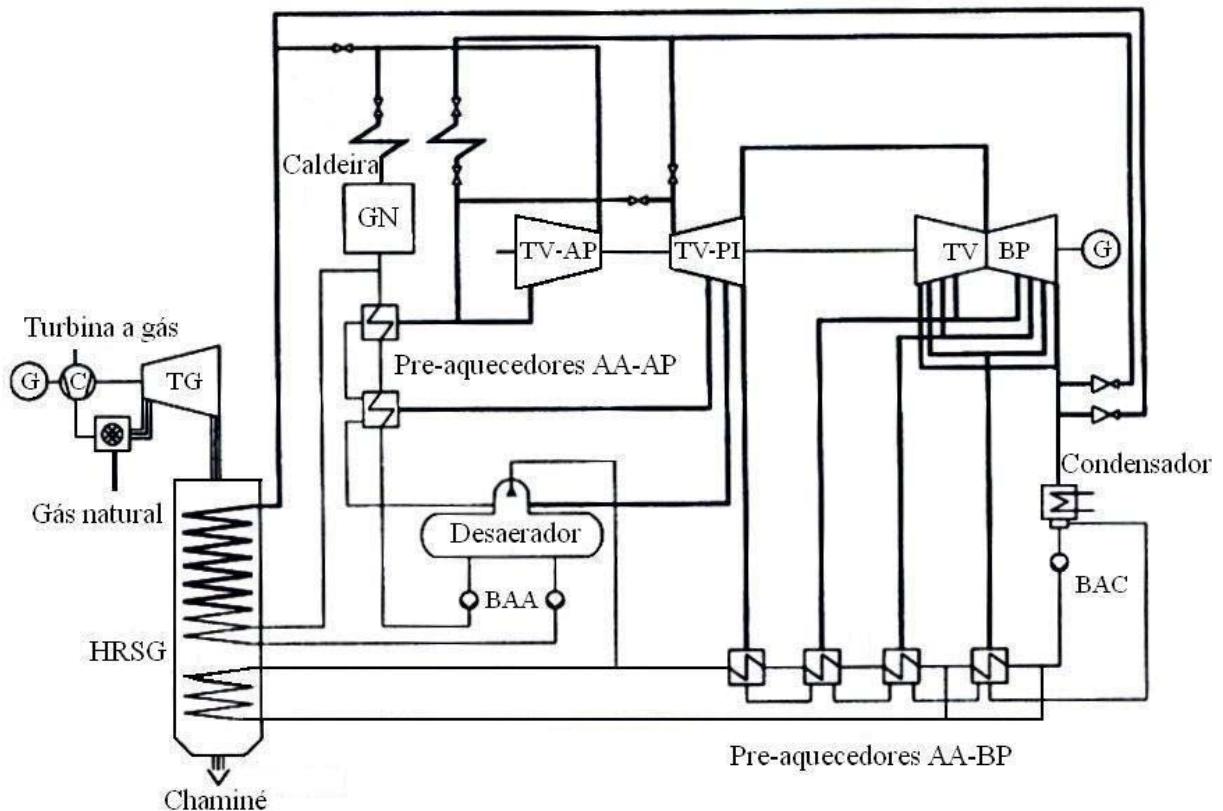


Figura 4.7 – Repotenciação da UTE Valle de México (Ehren *et alli.*, 2002).

4.2.3 Melhoras obtidas a partir da repotenciação

A UTE Valle de México é a primeira planta de potência de ciclo combinado no México, onde o desenho permite ao operador a operação da unidade como um ciclo combinado puro ou como um ciclo híbrido (CFE, 2005).

A nova configuração da UTE permite três principais modos operativos:

- Modo original sem as turbinas a gás e as caldeiras de recuperação térmica em operação;
- Modo híbrido, onde o ciclo convencional, as turbinas a gás e as caldeiras de recuperação térmica estão em operação ao mesmo tempo;
- Modo de ciclo combinado, onde as turbinas a gás, as caldeiras de recuperação térmica e a turbina a vapor estão em operação sem a caldeira convencional.

A repotenciação da unidade U-4 incrementa a potência original de geração de 300 MW com uma eficiência global de 36,8% a uma nova capacidade de geração como ciclo combinado híbrido de 550 MW com uma eficiência líquida de 43,8%. Operando como ciclo combinado puro, a planta tem uma potência de saída de 372 MW com uma eficiência líquida de 48,2%.

Funcionando como ciclo combinado puro, para maximizar a eficiência das novas caldeiras de recuperação térmica, o preaquecimento do condensado e d'água de alimentação deixa de ser realizado no sistema de preaquecimento existente e passa a ser efetuado nas caldeiras de recuperação térmica dentro dos dois níveis de pressão.

A repotenciação da unidade U-4 da UTE Valle de México produz uma economia da fonte energética primária de 540 kcal/kWh, o que representa uma poupança anual de US\$ 46.000 mil.

Capítulo 5

ESTUDO DA REPOTENCIACÃO DA UNIDADE U-2 DA UTE GONZALO ZEVALLOS EM GUAIAQUIL – EQUADOR

Neste capítulo são descritas as características da configuração térmica da unidade U-2 da UTE Gonzalo Zevallos no Equador, que atualmente funciona com um ciclo termodinâmico Rankine modificado com superaquecimento e regeneração, queimando óleo combustível. Na seqüência se realiza a simulação numérica com o *software Gatecycle* dessas condições atuais, tomando como dados iniciais os parâmetros dos estados termodinâmicos dos pontos notáveis disponíveis no processo operativo do ciclo de potência. Posteriormente se efetua a simulação numérica utilizando o mesmo *software*, aplicando-se as metodologias de repotenciação de ciclo combinado completo e de repotenciação híbrida. Faz-se também a modelagem do balanço energético nas condições atuais e, depois de efetuadas as modificações, realiza-se a modelagem da determinação dos custos da geração de eletricidade nas condições atuais e nas condições da planta após as repotencializações. Por último, é feita a modelagem da emissão do gás poluente CO₂, devido à redução do impacto ambiental que ocorre com a substituição do óleo combustível por gás natural nas plantas de potência, estudadas.

5.1 METODOLOGIA UTILIZADA

A metodologia utilizada na avaliação das plantas de potência estudadas (U-2 nas condições atuais e nos modelos de repotenciação) é descrita a seguir:

- Compilação dos dados do ciclo térmico Rankine da planta U-2 nas condições atuais, a máxima, média e mínima carga;
- Configuração térmica da U-2 nas condições atuais e nos modelos repotenciados;

- Análise do custo da eletricidade gerada e da avaliação econômica das plantas de potência simuladas (1 modelo com ciclo Rankine modificado, 4 modelos com ciclo combinado completo, 2 modelos com ciclo combinado híbrido);
- Avaliação da emissão específica de CO₂/kWh de todos os modelos de plantas de potência simuladas.

Uma síntese da metodologia aplicada está apresentada na Tabela 5.1 a seguir.

Tabela 5.1 – Características da metodologia aplicada nas plantas de potência simuladas.

Configuração térmica	Característica	Combustível	Avaliação termoenergética	Avaliação econômica	Avaliação ambiental
Ciclo Rankine	Modificado com superaquecimento e regeneração	Óleo combustível			<ul style="list-style-type: none"> • Emissão específica de CO₂/kWh
Ciclo combinado completo (4 modelos)	HRSG + 2 TG	Gás natural	<ul style="list-style-type: none"> • Carga parcial: 100, 75, 50, 25% • Relação água/combustível: 0; 0,5; 1; 1,5 • Relação vapor/combustível: 0; 0,5; 1; 1,5 • Desempenhos e parâmetros operacionais • Caracterização dos fluxos de energia 	<ul style="list-style-type: none"> • Custo da eletricidade gerada (C_{EG}) • Método do VPT • Método do CTE • Método do TRC 	<ul style="list-style-type: none"> • Fator de emissão de CO₂ do óleo combustível • Fator de emissão de CO₂ do óleo diesel • Fator de emissão de CO₂ do gás natural
	HRSG + 1 TG	Gás natural			
	HRSG + Injeção de água na TG	Gás natural			
	HRSG + Injeção de vapor na TG	Gás natural			
Ciclo híbrido (2 modelos)	Igual combustível na TG e caldeira convencional	Gás natural			
	Diferente combustível na TG e caldeira convencional	<u>Caldeira:</u> Óleo combustível <u>Turbina a gás:</u> Óleo diesel			

5.2 CARACTERÍSTICAS ATUAIS DA UNIDADE U-2

5.2.1 Descrição geral da planta de potência

A UTE Gonzalo Zevallos faz parte das unidades de geração da empresa elétrica Electroguyas S.A. de propriedade do Estado equatoriano, administrada pelo Fundo de Solidariedade, e está situada ao sudoeste da zona metropolitana da cidade de Guayaquil na província de Guayas, República do Equador. Representa uma importante geradora de

eleticidade, já que durante o ano de 2004, dos 4.091,67 GWh produzidos pelas unidades térmicas de geração elétrica no Equador, essa UTE contribuiu com aproximadamente o 20% (824.625,60 MWh) dessa geração (Cenace, 2004).

Essa usina termoelétrica está formada por três unidades de geração: a unidade U-2 com 73 MW (ciclo Rankine modificado com superaquecimento e regeneração), a unidade U-3 com 73 MW (ciclo Rankine modificado) e a unidade U-4 com 29 MW (turbina a gás com ciclo Brayton aberto). A fonte energética atualmente utilizada é o óleo combustível para os sistemas térmicos a vapor e o óleo diesel para a turbina a gás.

A mais antiga e menos eficiente das unidades geradoras de eletricidade da UTE Gonzalo Zevallos, a planta de potência U-2, é o objeto deste estudo de caso de repotenciação, apresentando as seguintes características (Mitsubishi, 1978):

- Fabricante: *Mitsubishi Heavy Industries, Ltd*;
- Início de operações: 30 de agosto de 1978 (28 anos);
- Horas de operação: mais de 157.971 horas;
- Potência nominal: 73 MW;
- Potência máxima: 75 MW;
- Carga mínima: 18 MW;
- Gradiante de variação de carga: 3 MW/minuto;
- Temperatura do vapor principal: 513 °C na saída do superaquecedor secundário;
- Pressão do vapor principal: 105 kg/cm² na saída do superaquecedor secundário;
- Fluxo máximo de vapor a 100% da potência nominal: 295.000 kg/h.

5.2.2 Características dos equipamentos

A planta de potência U-2 está constituída por um sistema térmico convencional a vapor, conformada pelos seguintes equipamentos principais:

Gerador de vapor aquatubular: Com ar de tiragem forçada, circulação natural de termo-sifão radiante, fundo seco, construção com 2 passos, paredes membranadas, dois pré-aquecedores de ar, um economizador, um superaquecedor primário, um superaquecedor secundário, um atemperador e seis queimadores para óleo combustível (*Fuel oil LIV tipo 4A*), sendo utilizada nas condições operativas indicadas na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Condições operativas da caldeira da U-2 (Mitsubishi, 1978).

Parâmetros	Valores
Temperatura de entrada da água de alimentação	217 °C
Temperatura do vapor na saída do superaquecedor	513 °C
Temperatura do ar na entrada do pré-aquecedor	24,7 °C
Temperatura do ar na saída do pré-aquecedor	336 °C
Pressão do vapor no tambor superior	97,2 kg/cm ²
Pressão do vapor principal à saída do superaquecedor	91 kg/cm ²
Superfície de aquecimento	3.775 m ²
Capacidade máxima da bomba d'água de alimentação	340.000 kg/h
Temperatura na fornalha	1.263 °C
Temperatura dos gases na saída da chaminé	174 °C
Excesso de ar máximo	15 %

Turbina a vapor: A turbina utiliza os princípios de ação e reação (um estágio *Curtis* e 13 estágios de reação), está equipada com uma válvula principal de admissão de vapor (*MSV*) e seis válvulas de regulagem do vapor, que se abrem sucessivamente para a operação a carga parcial. O vapor é expandido até a condição de vácuo e condensado em um condensador, sendo utilizadas 5 extrações intermediárias não controladas para pré-aquecimento regenerativo. Na Tabela 5.3 se apresentam as condições operativas da turbina a vapor.

Tabela 5.3 – Condições operativas da turbina a vapor da U-2 (Mitsubishi, 1978).

Parâmetros	Valores
Rotação	3.600 rpm
Pressão do vapor principal na entrada do estágio <i>Curtis</i>	88 kg/cm ²
Temperatura do vapor principal na entrada do estágio <i>Curtis</i>	510 °C
Pressão de exaustão	63,5 mm Hg (abs)
Potência nominal	73.000 kW

Gerador elétrico e transformador principal: O gerador elétrico é do tipo síncrono, trifásico, com 2 pólos, acoplados diretamente à turbina, com tensão de 13,8 kV e resfriado por hidrogênio. O transformador principal é trifásico e efetua a conexão com o sistema de transmissão em 65 kV. Os principais parâmetros do gerador elétrico estão indicados na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 – Condições operativas do gerador elétrico da U-2 (Mitsubishi, 1978).

Parâmetros	Valores
Potência aparente	85.883 kVA
Potência efetiva	75.000 kW
Potência máxima	75.000 kW
Fator de potência	0,85
Corrente	3.593 A
Pressão de hidrogênio	2,11 kg/cm ²
Voltagem de excitação	250 V
Corrente de campo	1.003 A

Condensador e sistema de vácuo: O tipo de condensador é de superfície, de dois passos, resfriado com água salgada proveniente de um braço de mar próximo, possuindo um nível de pressão, com a caixa de água dividida em 3 seções e um banco de tubos com 6.566 tubos de titânio. O sistema de vácuo está constituído por um conjunto de ejetores de câmara dupla, uma válvula de alívio atmosférico e uma bomba mecânica de vácuo. Os parâmetros de operação destes equipamentos estão indicados na Tabela 5.5.

Tabela 5.5 – Parâmetros de operação do condensador da U-2 (Mitsubishi, 1978).

Parâmetros	Valores
Temperatura de entrada da água de resfriamento	24 °C
Temperatura de saída da água de resfriamento	37 °C
Fluxo da água de resfriamento	3.160 kg/s
Temperatura do vapor	43 °C
Pressão do vapor	8,59 kPa
Temperatura do jato de vapor no ejetor	513 °C
Pressão do jato de vapor no ejetor	1.500 kPa
Fluxo do jato de vapor no ejetor	0,07 kg/s

Os outros equipamentos que formam parte da planta de potência não serão descritos em detalhe, mas devido a sua importância, serão mencionados a seguir: 2 bombas de água de alimentação, 2 bombas de água de circulação, 2 bombas de condensado, 2 bombas de água de resfriamento, 2 pré-aquecedores de baixa pressão da água de alimentação, um desaerador, 2 pré-aquecedores de alta pressão e todo o sistema automático de supervisão e controle, visando atender às condições operativas de uma usina em regime de carga-base.

5.2.3 Configuração termodinâmica existente

Na Figura 5.1 é apresentado o diagrama funcional da planta de potência U-2 da UTE Gonzalo Zevallos, assim como na Tabela 5.6 são indicadas as performances que definem o ciclo operativo a carga parcial (73, 50, 30 e 18 MW), baseadas nas propriedades termodinâmicas dos fluxos constituintes da usina. As propriedades termodinâmicas da planta de potência estão apoiadas nos resultados obtidos da simulação numérica com o *software Gatecycle*, apresentadas no Apêndice C.

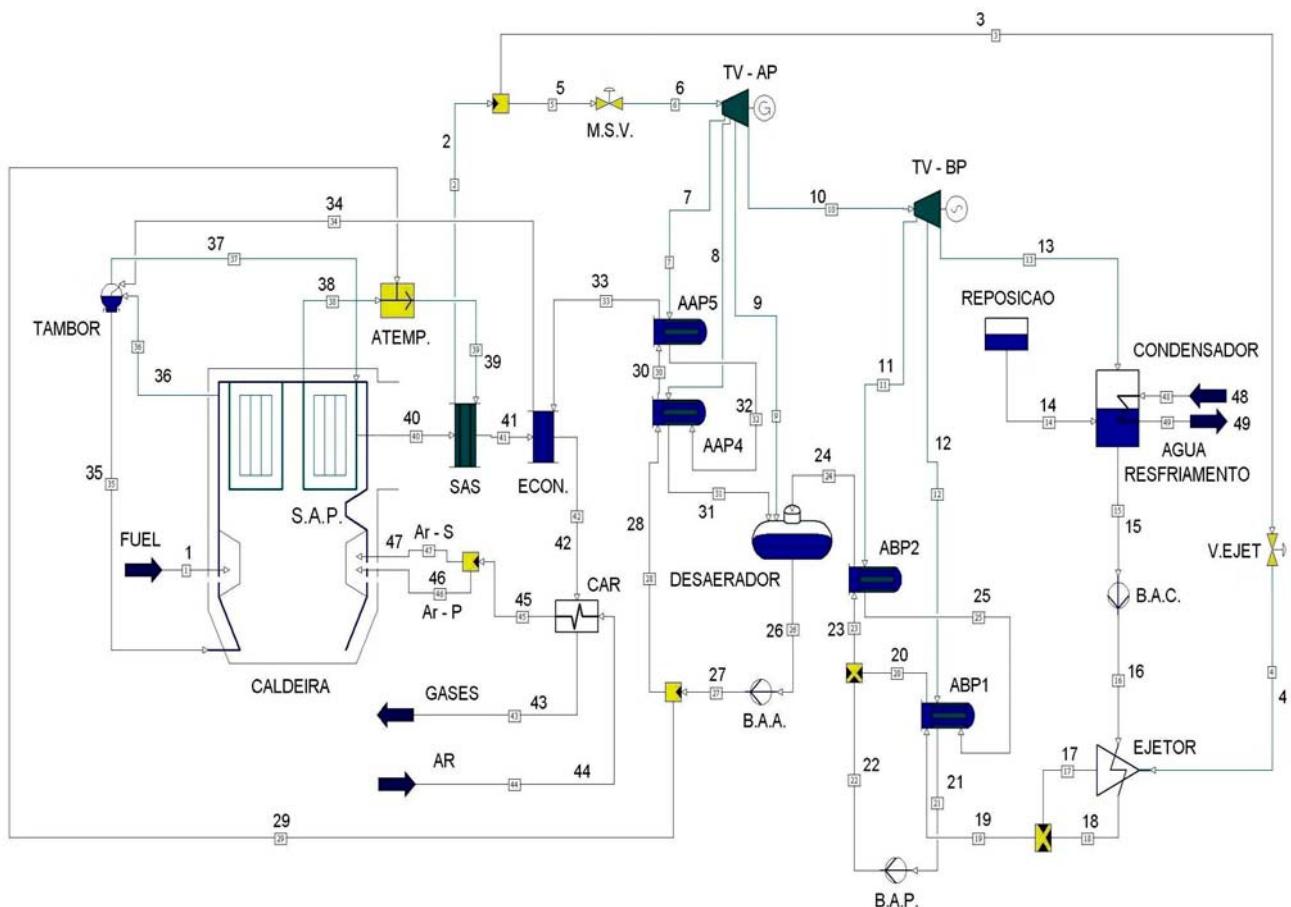


Figura 5.1 – Configuração térmica atual da planta de potência U-2.

Tabela 5.6 – Performances da planta de potência U-2, a carga parcial.

Sistema	Unidade	Valores	Valores	Valores	Valores
Fator de capacidade	%	100	75	50	25
Potência líquida	MW	71,60	50	30	18
Eficiência	%	27,63	27,42	27,13	26,62
<i>Heat rate</i>	kJ/kWh	13.030	13.130	13.267	13.522
<u>DADOS DO SISTEMA:</u>					
Temperatura ambiente	°C	24,70	24,70	24,70	24,70
Pressão ambiente	kPa	101,25	101,25	101,25	101,25
Umidade relativa	%	75	75	75	75
<u>ÓLEO COMBUSTÍVEL:</u>					
Pressão	kPa	1.473	1.473	1.473	1.473
Temperatura	°C	120	120	120	120
Fluxo mássico	kg/s	5,98	4,21	2,55	1,56
<u>CALDEIRA:</u>					
Eficiência	%	95,01	95,02	95,34	95,57
Temperatura dos gases na saída	°C	465,86	424,12	404,65	382,98
Fluxo mássico dos gases	kg/s	95,71	68,74	42,75	27,71
Temperatura do ar na entrada	°C	370,36	331,22	312,11	298,13
Fluxo mássico do ar	kg/s	89,73	64,54	40,20	26,15
<u>CONDENSADOR:</u>					
Pressão de vácuo	kPa (abs)	8,66	7,54	6,16	5,21
Temperatura da a.r. na entrada	°C	24,10	24,10	24,10	24,10
Temperatura da a.r. na saída	°C	37,10	36,10	34	32
<u>TURBINA A VAPOR:</u>					
Temperatura do vapor na entrada	°C	513,09	513,37	513,12	513,29
Pressão do vapor na entrada	kPa	8.725	8.725	8.725	8725
Temperatura do vapor na saída	°C	43,04	42,47	36,67	33,63
Pressão do vapor na saída	kPa	8,66	7,54	6,16	5,21
Fluxo mássico do vapor na entrada	kg/s	98,78	67,63	39,83	23,42
Fluxo mássico do vapor na saída	kg/s	71,49	50,08	30,38	18,49
<u>PRE-AQUECEDORES DA A.A.:</u>					
Fluxo mássico da a.a. na entrada	kg/s	72,36	50,95	31,25	19,36
Fluxo mássico da a.a. na saída	kg/s	98,83	67,60	39,69	23,28
Temperatura da a.a. na entrada	°C	45,73	44,25	42,94	43,82
Temperatura da a.a. na saída	°C	216,88	201,83	183,13	158
Pressão da a.a. na entrada	kPa	1.421	1.421	1.421	1421
Pressão da a.a. na saída	kPa	9.453,9	9.481,1	9.967,5	10.170,9

5.3 MODELOS DE REPOTENCIACÃO APLICADOS NA PLANTA DE POTÊNCIA U-2

Os conceitos de repotenciação que foram aplicados na pré-avaliação da conversão da planta de potência U-2 da UTE Gonzalo Zevallos foram: ciclo combinado completo e ciclo híbrido. Com o modelo de ciclo combinado completo realizaram-se quatro tipos de desenhos térmicos: duas turbinas a gás; uma turbina a gás; injeção de água de alimentação na turbina a gás e injeção de vapor superaquecido na turbina a gás. Utilizando o modelo de repotenciação híbrida, foram configurados dois arranjos termodinâmicos: ciclo híbrido com gás natural e ciclo híbrido queimando em conjunto óleo combustível – óleo diesel.

Os detalhes dos desenhos de repotenciação mencionados no parágrafo anterior serão descritos a seguir.

5.3.1 Ciclo combinado completo com duas turbinas a gás

O novo desenho térmico da usina repotenciada está constituído por um ciclo combinado completo, a gás natural. A caldeira convencional existente é substituída por uma nova caldeira de recuperação térmica e duas turbinas a gás. A nova configuração termodinâmica está representada na Figura 5.2 e, na Tabela 5.7 são indicados os rendimentos que definem o ciclo operativo a carga parcial (240, 180, 120 e 60 MW).

As propriedades termodinâmicas dos pontos notáveis que constituem os fluxos energéticos da planta de potência estão baseadas nos resultados obtidos da simulação numérica com o *software Gatecycle*, apresentadas no Apêndice D. Os equipamentos deste novo arranjo térmico são:

- Turbogerador a vapor de 73.000 kW com uma seção única de alta e baixa pressão, mantendo duas extrações;
- Uma nova caldeira de recuperação com queima suplementar, com um evaporador de baixa pressão e uma seção de alta pressão com: um economizador, um evaporador e um superaquecedor;
- Uma nova turbina a gás de 66.000 kW;

- Uma turbina a gás reutilizada de 102.000 kW, incluindo seus equipamentos auxiliares;
 - Condensador de superfície com sistema de ejetores;
 - Um pré-aquecedor d'água de alimentação para baixa pressão e um desaerador;
 - Um pré-aquecedor de gás natural;
 - Uma válvula para regulagem da pressão da extração de vapor ao desaerador;
 - Uma válvula principal para regulagem do vapor fornecido à turbina;
 - Um atemperador para reduzir a temperatura do vapor principal;
 - Bombas de água de alimentação, condensado e resfriamento;
 - Transformador principal e subestação para transporte da eletricidade.

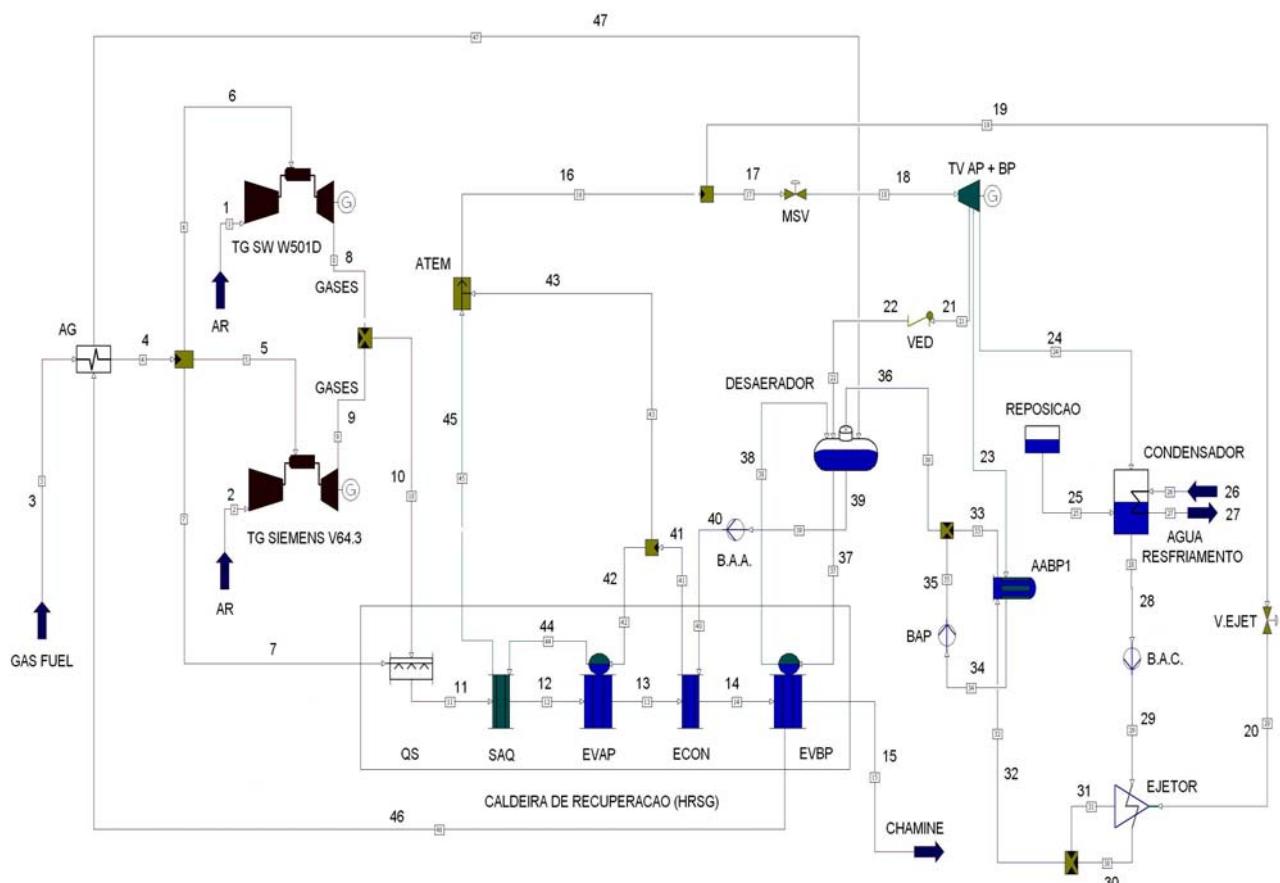


Figura 5.2 – Repotenciação da U-2 como ciclo combinado completo com 2 turbinas a gás.

Tabela 5.7 – Rendimentos da planta U-2 repotenciada (2 turbinas a gás), a carga parcial.

Sistema	Unidade	Valores	Valores	Valores	Valores
Fator de capacidade	%	100	75	50	25
Potência líquida	MW	239,26	180	120,01	60
Eficiência	%	46,93	41,58	32,89	20,12
<i>Heat rate</i>	kJ/kWh	7.671,03	8.657,2	10.946	17.895
<u>DADOS DO SISTEMA:</u>					
Temperatura ambiente	°C	24,70	24,70	24,70	24,70
Pressão ambiente	kPa	101,25	101,25	101,25	101,25
Umidade relativa	%	75	75	75	75
<u>GÁS NATURAL:</u>					
Pressão	kPa	2.757,9	2.757,9	2.757,9	2.757,9
Temperatura	°C	120,24	109,33	93,8	57,42
Fluxo mássico	kg/s	10,46	8,88	7,49	6,12
<u>CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO:</u>					
Eficiência	%	73,04	70,17	69,24	68,38
Temperatura dos gases na entrada	°C	559,62	457,31	336,88	237,44
Temperatura dos gases após q.s.	°C	583,51	555,36	538,86	508,76
Temperatura dos gases na saída	°C	171,02	167,71	161,60	151,36
Fluxo mássico dos gases	kg/s	546,67	545,09	543,70	542,33
ΔT_{PP}^{EVBP}	°C	50	57,35	64,88	93,53
ΔT_{PP}^{EVAP}	°C	10	9,64	9,35	8,8
ΔT_{APP}^{ECON}	°C	14	10,69	9,1	7,08
ΔT_{APP}^{SAQ}	°C	65,51	48,93	44,16	46,4
<u>TG (SW W501D):</u>					
Potência líquida	MW	101,99	99,07	47	5,46
Eficiência	%	32,56	32,36	25,95	6,5
Fluxo mássico do combustível	kg/s	6,43	6,28	3,71	1,73
Temperatura dos gases de exaustão	°C	549,25	539,62	371,52	234,43
<u>TG (SIEMENS V64.3):</u>					
Potência líquida	MW	65,67	12,95	10	6
Eficiência	%	36,37	20,57	17,68	12,5
Fluxo mássico do combustível	kg/s	3,70	1,29	1,16	0,98
Temperatura dos gases de exaustão	°C	579,96	283,55	266,5	243,39
<u>TURBINA A VAPOR:</u>					
Potência líquida	MW	71,6	67,99	63,01	48,55
Fluxo mássico do vapor	kg/s	80,33	72,60	68,10	61,33
Pressão de vácuo	kPa	8,70	7,53	7,05	6,20

5.3.2 Ciclo combinado completo com uma turbina a gás

O novo desenho térmico da usina repotenciada está constituído por um ciclo combinado completo, a gás natural. A caldeira convencional existente é trocada por uma nova caldeira de recuperação térmica e uma turbina a gás. A nova configuração termodinâmica está representada na Figura 5.3 e, na Tabela 5.8 são indicados os rendimentos que definem o ciclo operativo a carga parcial (235, 176, 118 e 67 MW).

As propriedades termodinâmicas dos pontos notáveis que constituem os fluxos energéticos da planta de potência estão baseadas nos resultados obtidos da simulação numérica com o *software Gatecycle*, apresentadas no Apêndice E. Os equipamentos deste novo arranjo térmico são similares à repotenciação do item 5.3.1, com a diferença no uso de uma turbina a gás, descrita a seguir:

- Uma nova turbina a gás de 163.000 kW, incluindo seus equipamentos auxiliares.

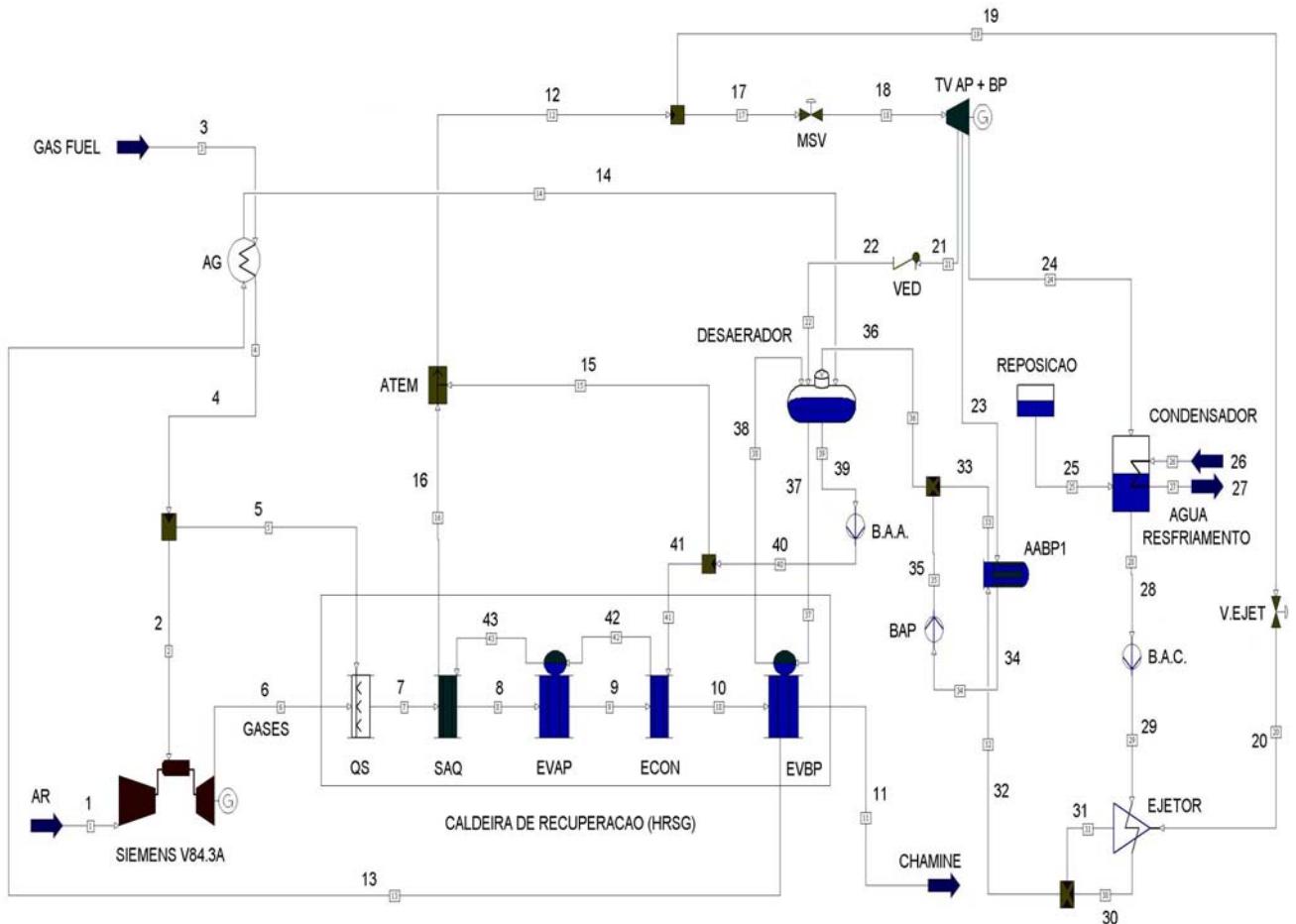


Figura 5.3 – Repotenciação da U-2 como ciclo combinado completo com 1 turbina a gás.

Tabela 5.8 – Rendimentos da planta U-2 repotenciada (1 turbina a gás), a carga parcial.

Sistema	Unidade	Valores	Valores	Valores	Valores
Fator de capacidade	%	100	75	50	25
Potência líquida	MW	234,61	176	118	67
Eficiência	%	50,60	44,99	35,78	24,83
<i>Heat rate</i>	kJ/kWh	7.114,28	8.001,6	10.062	14.501
<u>DADOS DO SISTEMA:</u>					
Temperatura ambiente	°C	24,70	24,70	24,70	24,70
Pressão ambiente	kPa	101,25	101,25	101,25	101,25
Umidade relativa	%	75	75	75	75
<u>GÁS NATURAL:</u>					
Pressão	kPa	2.757,9	2.757,9	2.757,9	2.757,9
Temperatura	°C	120	107,56	94,47	86,56
Fluxo mássico	kg/s	9,51	8,02	6,77	5,54
<u>CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO:</u>					
Eficiência	%	81,87	80,07	80,01	80
Temperatura dos gases na entrada	°C	609,52	609,46	609,46	609
Temperatura dos gases após q.s.	°C	658,50	630,92	615,79	613,04
Temperatura dos gases na saída	°C	133,01	124,08	112,62	110,95
Fluxo mássico dos gases	kg/s	423,38	421,89	420,63	419,40
ΔT_{PP}^{EVBP}	°C	12	13,72	15,90	19,71
ΔT_{PP}^{EVAP}	°C	10	8,67	8,41	8,05
ΔT_{APP}^{ECON}	°C	14	10,56	9,04	8,95
ΔT_{APP}^{SAQ}	°C	140,5	117,71	101,95	100,26
<u>TG (SIEMENS V84.3A):</u>					
Potência líquida	MW	163,01	114,63	61,81	2,5
Eficiência	%	37,26	30,15	18,92	0,9
Fluxo mássico do combustível	kg/s	8,97	7,80	6,70	5,50
Temperatura dos gases de exaustão	°C	609,52	609,46	609,46	110,95
<u>TURBINA A VAPOR:</u>					
Potência líquida	MW	71,6	61,37	56,19	64,54
Fluxo mássico do vapor	kg/s	80,49	72,13	68,48	68,03
Pressão de vácuo	kPa	8,70	8,05	7,16	6,67
<u>CONDENSADOR:</u>					
Temperatura a.r. na entrada	°C	24,10	24,10	24,10	24,10
Temperatura a.r. na saída	°C	37,10	36,10	34,10	33,10
<u>DESAERADOR:</u>					
Pressão de operação	kPa	205	145	90	73,50

5.3.3 Ciclo combinado com injeção de água na turbina a gás

O novo desenho térmico da usina repotenciada está constituído por um ciclo combinado completo, a gás natural. A caldeira convencional existente é trocada por uma nova caldeira de recuperação térmica e uma turbina a gás com injeção de água de alimentação a alta temperatura e alta pressão na câmara de combustão. A nova configuração termodinâmica está representada na Figura 5.4 e, na Tabela 5.9 são indicados os rendimentos que definem o ciclo operativo a carga parcial (187, 189, 192 e 196 MW), em função da relação água/combustível (0; 0,5; 1,0 e 1,5).

As propriedades termodinâmicas dos pontos notáveis que constituem os fluxos energéticos da planta de potência estão baseadas nos resultados obtidos da simulação numérica com o *software Gatecycle*, apresentadas no Apêndice F. Os equipamentos deste novo arranjo térmico são similares à repotenciação do item 5.3.2, com o uso adicional de uma derivação de água de alimentação saindo no evaporador de alta pressão até a câmara de combustão da turbina a gás (169.900 kW).

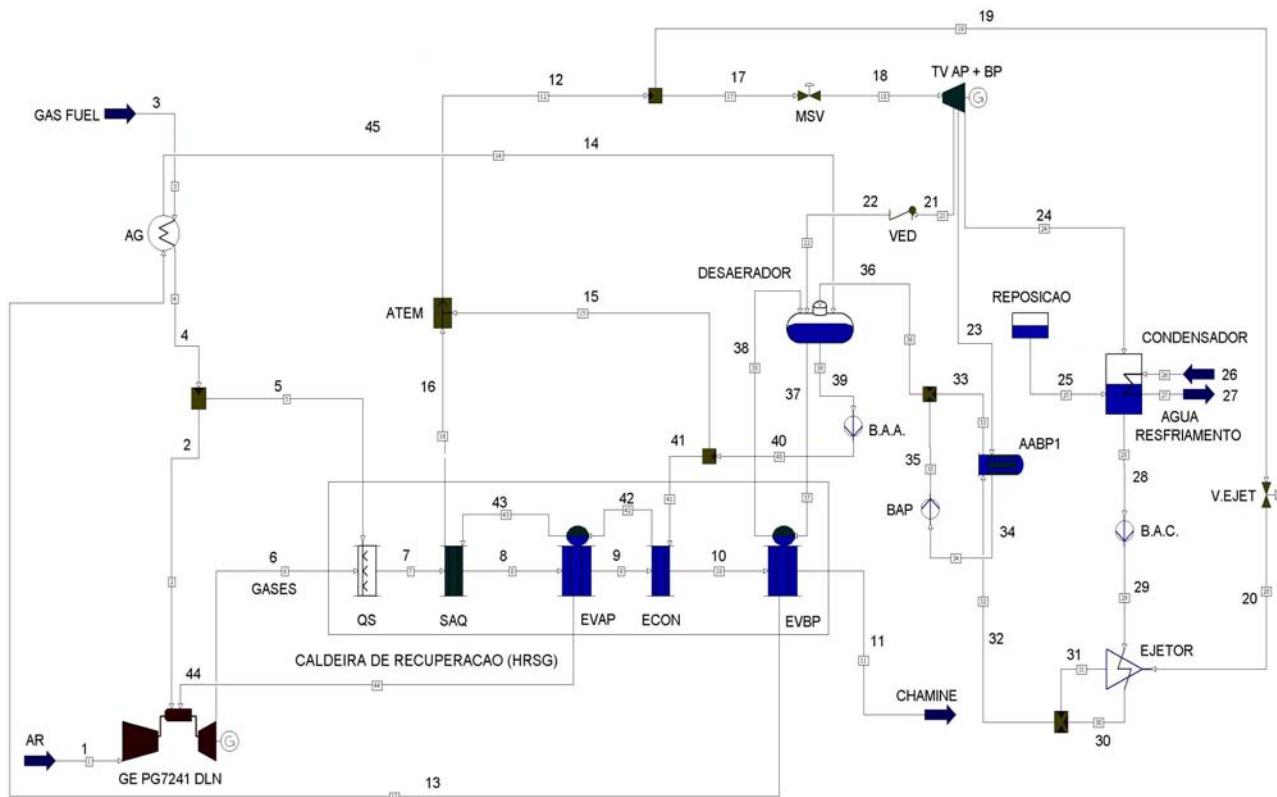


Figura 5.4 – Repotenciação da U-2 como ciclo combinado completo com injeção de água de alimentação a alta pressão e alta temperatura na turbina a gás.

Tabela 5.9 – Rendimentos da planta U-2 repotenciada (com injeção de água de alimentação a alta pressão e alta temperatura na turbina a gás), a carga parcial.

Sistema	Unidade	Valores	Valores	Valores	Valores
Fator de capacidade	%	69	70	71	72
Potência líquida	MW	186,87	189,42	192,09	196,36
Eficiência	%	46,74	46,25	45,55	45,25
<i>Heat rate</i>	kJ/kWh	7.701,28	7.782,9	7.903	7.955
<u>DADOS DO SISTEMA:</u>					
Temperatura ambiente	°C	24,70	24,70	24,70	24,70
Pressão ambiente	kPa	101,25	101,25	101,25	101,25
Umidade relativa	%	75	75	75	75
<u>GÁS NATURAL:</u>					
Pressão	kPa	2.757,9	2.757,9	2.757,9	2.757,9
Temperatura	°C	120,32	119,82	119,09	118,10
Fluxo mássico	kg/s	8,20	8,40	8,65	8,90
<u>CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO:</u>					
Eficiência	%	77,24	77,57	77,84	78,07
Temperatura dos gases na entrada	°C	616,56	616,56	616,55	616,56
Temperatura dos gases após q.s.	°C	616,63	616,64	616,63	616,63
Temperatura dos gases na saída	°C	154,01	151,85	150,15	148,74
Fluxo mássico dos gases	kg/s	432,6	437,11	441,70	444,32
ΔT_{pp}^{EVBP}	°C	33	30,83	29,13	27,73
ΔT_{pp}^{EVAP}	°C	10	9,9	10,15	10,35
ΔT_{app}^{ECON}	°C	14	16,3	18,91	21,28
ΔT_{app}^{SAQ}	°C	98,64	96,71	95,98	95,12
<u>TG (GE PG7241 DLN):</u>					
Potência líquida	MW	118,09	121,15	123,94	128,48
Eficiência	%	29,54	29,59	29,39	29,61
Fluxo mássico do combustível	kg/s	8,20	8,40	8,65	8,90
Fluxo mássico da água	kg/s	0,0	4,31	8,65	12,60
Relação água/combustível	Ad.	0,0	0,5	1,0	1,50
Temperatura dos gases de exaustão	°C	616,56	616,56	616,55	616,56
<u>TURBINA A VAPOR:</u>					
Potência líquida	MW	68,77	68,26	68,15	67,87
Fluxo mássico do vapor	kg/s	70,41	70,23	70,65	70,75
Pressão de vácuo	kPa	8,02	7,99	7,97	7,95
<u>CONDENSADOR:</u>					
Fluxo mássico da a.r.	kg/s	2.705,8	2.655,4	2.632,4	2.600,2

5.3.4 Ciclo combinado com injeção de vapor na turbina a gás

O novo desenho térmico da usina repotenciada está constituído por um ciclo combinado completo, a gás natural. A caldeira convencional existente é trocada por uma nova caldeira de recuperação térmica e uma turbina a gás com injeção de vapor superaquecido na câmara de combustão. A nova configuração termodinâmica está representada na Figura 5.5 e, na Tabela 5.10 são indicados os rendimentos que definem o ciclo operativo a carga parcial (223, 224, 225 e 226 MW), em função da relação vapor/combustível (0; 0,5; 1,0 e 1,5).

As propriedades termodinâmicas dos pontos notáveis que constituem os fluxos energéticos da planta de potência estão baseadas nos resultados obtidos da simulação numérica com o *software Gatecycle*, apresentadas no Apêndice G. Os equipamentos deste novo arranjo térmico são similares à repotenciação do item 5.3.3, com o uso de uma derivação de vapor superaquecido saindo no superaquecedor de alta pressão até a câmara de combustão da turbina a gás (169.900 kW).

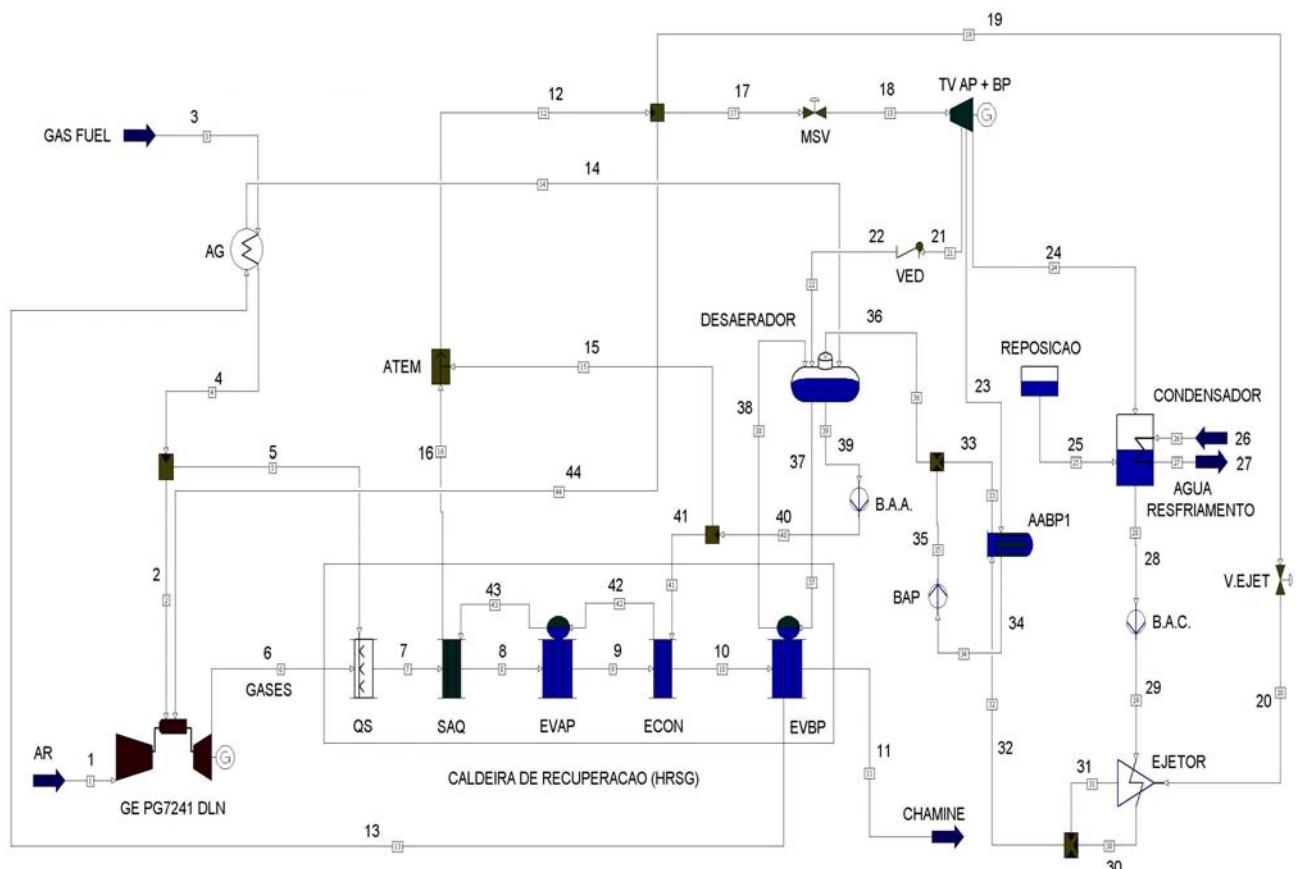


Figura 5.5 – Repotenciação da U-2 como ciclo combinado completo com injeção de vapor superaquecido a alta pressão na turbina a gás.

Tabela 5.10 – Rendimentos da planta U-2 repotenciada (com injeção de vapor superaquecido a alta pressão na turbina a gás), a carga parcial.

Sistema	Unidade	Valores	Valores	Valores	Valores
Fator de capacidade	%	82,3	82,5	82,6	83,1
Potência líquida	MW	223,98	224,73	224,85	226,14
Eficiência	%	49,94	50,27	49,70	50,42
<i>Heat rate</i>	kJ/kWh	7.208,70	7.161,3	7.243	7.140
<u>DADOS DO SISTEMA:</u>					
Temperatura ambiente	°C	24,70	24,70	24,70	24,70
Pressão ambiente	kPa	101,25	101,25	101,25	101,25
Umidade relativa	%	75	75	75	75
<u>GÁS NATURAL:</u>					
Pressão	kPa	2.757,9	2.757,9	2.757,9	2.757,9
Temperatura	°C	119,63	119,57	119,62	119,54
Fluxo mássico	kg/s	9,20	9,17	9,28	9,20
<u>CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO:</u>					
Eficiência	%	77,21	77,23	77,2	77,23
Temperatura dos gases na entrada	°C	616,60	616,56	616,56	616,56
Temperatura dos gases após q.s.	°C	616,68	616,64	616,65	616,64
Temperatura dos gases na saída	°C	154,13	154,01	154,32	154,02
Fluxo mássico dos gases	kg/s	442,80	438,17	445,64	438,20
ΔT_{pp}^{EVBP}	°C	33,11	33	33,31	33
ΔT_{pp}^{EVAP}	°C	10,12	10	10,34	10
ΔT_{app}^{ECON}	°C	14,09	14	14,27	14
ΔT_{app}^{SAQ}	°C	99,15	98,63	100,06	98,64
<u>TG (GE PG7241 DLN):</u>					
Potência líquida	MW	168,15	166,09	169,08	167,5
Eficiência	%	37,49	37,15	37,82	37,35
Fluxo mássico do combustível	kg/s	9,20	9,17	9,28	9,20
Fluxo mássico do vapor	kg/s	9,20	0,0	11,96	4,60
Relação vapor/combustível	Ad.	1,0	0,0	1,3	0,5
Temperatura dos gases de exaustão	°C	616,60	616,56	616,56	616,56
<u>TURBINA A VAPOR:</u>					
Potência líquida	MW	55,83	58,64	53,76	58,65
Fluxo mássico do vapor	kg/s	62,74	66,49	60,80	66,50
Pressão de vácuo	kPa	7,85	7,96	7,79	7,96
<u>CONDENSADOR:</u>					
Fluxo mássico da a.r.	kg/s	2.476,3	2.656,9	2.392,8	2.656,9

5.3.5 Ciclo combinado em paralelo, queimando gás natural

O novo desenho térmico da usina repotenciada está constituído por um ciclo combinado híbrido ou em paralelo, a gás natural. A caldeira convencional existente permanece como uma segunda fonte de vapor superaquecido, operando em paralelo com uma nova caldeira de recuperação térmica (sem queima suplementar) e uma nova turbina a gás. Essa configuração termodinâmica está representada na Figura 5.6 e, na Tabela 5.11 são indicados os rendimentos que definem o ciclo operativo a carga parcial (235, 176, 118 e 60 MW).

As propriedades termodinâmicas dos pontos notáveis que constituem os fluxos energéticos da planta de potência estão baseadas nos resultados obtidos da simulação numérica com o *software Gatecycle*, apresentadas no Apêndice H. Os equipamentos deste novo arranjo térmico são similares à configuração do item 5.2.3, somadas a caldeira de recuperação e a turbina a gás (163.000 kW).

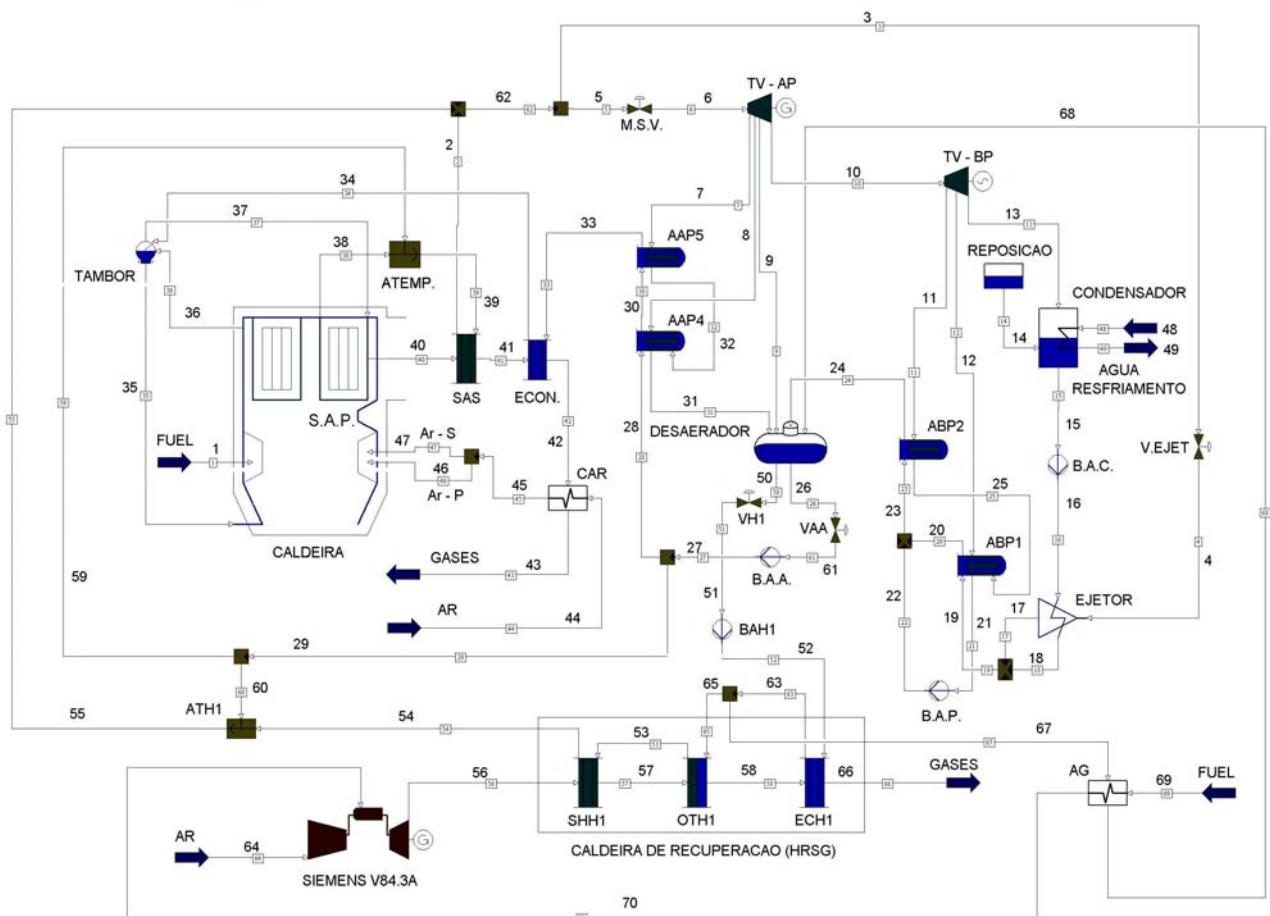


Figura 5.6 – Repotenciação da U-2 como ciclo combinado híbrido (gás natural).

Tabela 5.11 – Rendimentos da planta U-2 repotenciada (ciclo híbrido), a carga parcial.

Sistema	Unidade	Valores	Valores	Valores	Valores
Fator de capacidade	%	100	75	50	25
Potência líquida	MW	234,58	176,01	118	60
Eficiência	%	46,72	43,51	36,70	26,52
<i>Heat rate</i>	kJ/kWh	7.705,04	8.272,8	9.809,4	13.576
<u>DADOS DO SISTEMA:</u>					
Temperatura ambiente	°C	24,70	24,70	24,70	24,70
Pressão ambiente	kPa	101,25	101,25	101,25	101,25
Umidade relativa	%	75	75	75	75
<u>GÁS NATURAL:</u>					
Fluxo mássico	kg/s	10,3	8,3	6,6	4,64
<u>CALDEIRA:</u>					
Eficiência	%	95,79	96,3	96,49	96,77
Fluxo mássico do combustível	kg/s	1,41	1,21	1,18	0,99
Temperatura dos gases na saída	°C	449,58	425,17	409,77	380,50
Fluxo mássico dos gases	kg/s	26,97	23,58	23,5	20,75
Temperatura do ar na entrada	°C	381,69	362,50	348,93	324,95
Fluxo mássico do ar	kg/s	25,57	22,4	22,4	19,76
<u>CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO:</u>					
Eficiência	%	67,66	58,57	42,55	14,32
Temperatura dos gases na entrada	°C	609,62	517,92	429,41	332,09
Temperatura dos gases na saída	°C	212,02	227,13	255,16	287,58
Fluxo mássico dos gases	kg/s	422,76	420,96	419,29	417,52
ΔT_{PP}^{OTH1}	°C	8	11,77	17,42	18
ΔT_{APP}^{ECH1}	°C	14,09	5,1	2,9	0,7
ΔT_{APP}^{SHH1}	°C	84,63	3,7	1,7	0,4
<u>TG (SIEMENS V84.3A):</u>					
Potência líquida	MW	162,99	122,98	85,32	44,58
Eficiência	%	37,59	35,58	32,29	25,05
Fluxo mássico do combustível	kg/s	8,89	7,09	5,42	3,65
Temperatura dos gases de exaustão	°C	609,62	517,92	429,41	332,09
<u>TURBINA A VAPOR:</u>					
Potência líquida	MW	71,6	53,03	32,69	15,42
Fluxo mássico do vapor	kg/s	94,75	69,37	49,34	24,19
Pressão de vácuo	kPa	8,71	7,12	5,68	4,13
<u>DESAERADOR:</u>					
Pressão de operação	kPa	689,23	483,20	316,85	213,95

5.3.6 Ciclo híbrido, queimando óleo combustível e diesel

O novo desenho térmico da usina repotenciada está constituído por um ciclo combinado híbrido ou “em paralelo”, queimando óleo combustível e diesel. A caldeira convencional existente permanece como uma segunda fonte de vapor superaquecido, operando em paralelo com uma nova caldeira de recuperação térmica (sem queima suplementar) e uma nova turbina a gás. A nova configuração termodinâmica está representada na Figura 5.7 e, na Tabela 5.12 são indicados os rendimentos que definem o ciclo operativo a carga parcial (235, 176, 118 e 60 MW).

As propriedades termodinâmicas dos pontos notáveis que constituem os fluxos energéticos da planta de potência estão baseadas nos resultados obtidos da simulação numérica com o *software Gatecycle*, apresentadas no Apêndice I. Os equipamentos deste novo arranjo térmico são similares à configuração do item 5.3.5, utilizando-se como combustível: na turbina a gás, óleo diesel e na caldeira convencional, óleo combustível.

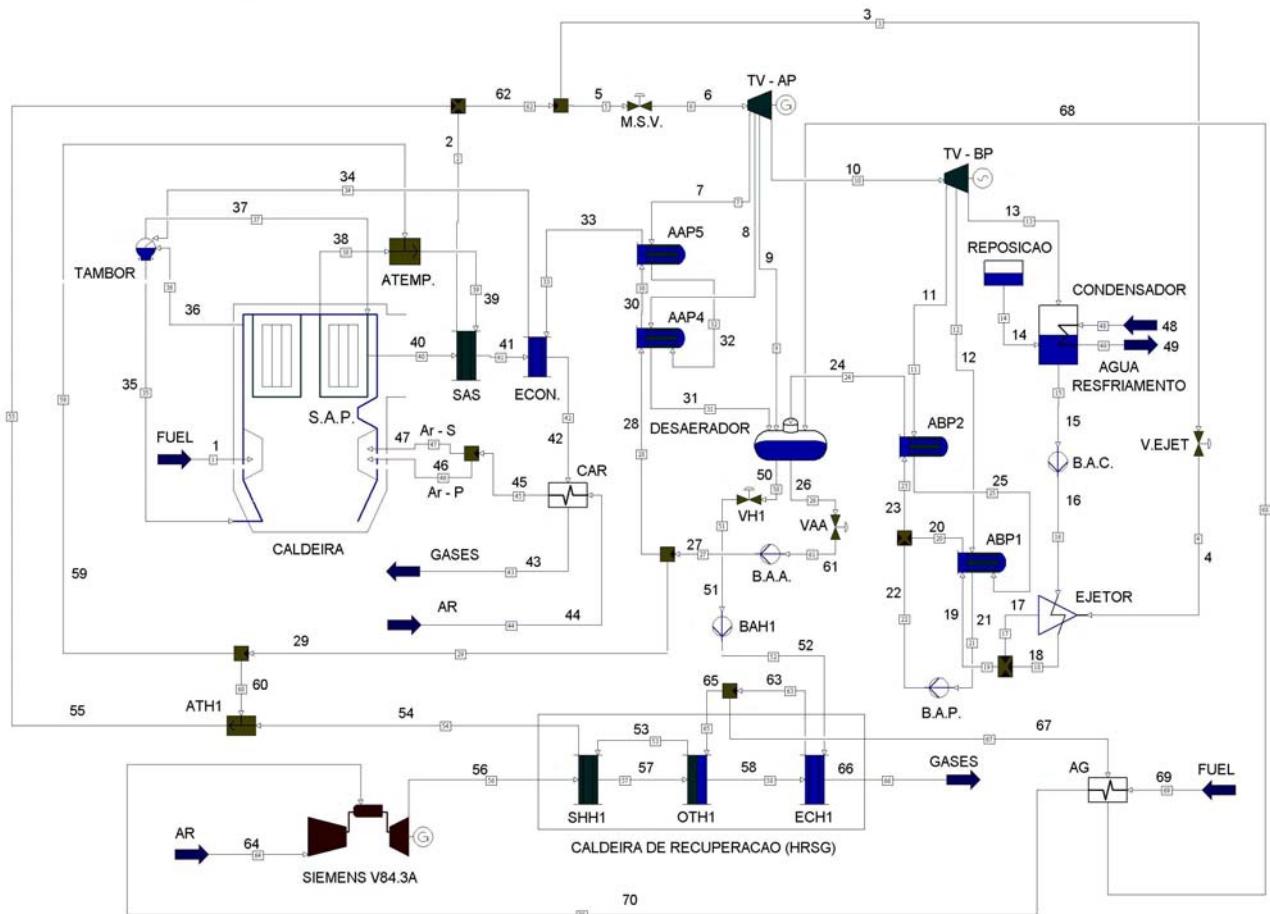


Figura 5.7 – Repotenciação da U-2 como ciclo combinado híbrido (bicombustível).

Tabela 5.12 – Rendimentos da planta U-2 repotenciada (ciclo híbrido, bicombustível: óleo combustível e óleo diesel), a carga parcial.

Sistema	Unidade	Valores	Valores	Valores	Valores
Fator de capacidade	%	100	75	50	25
Potência líquida	MW	234,6	176	118	60
Eficiência	%	46,24	42,83	36,14	26,35
<i>Heat rate</i>	kJ/kWh	7.785,1	8.404,7	9.960	13.661
<u>DADOS DO SISTEMA:</u>					
Temperatura ambiente	°C	24,70	24,70	24,70	24,70
Pressão ambiente	kPa	101,25	101,25	101,25	101,25
Umidade relativa	%	75	75	75	75
<u>CALDEIRA:</u>					
Eficiência	%	94,83	95,13	95,24	95,72
Fluxo mássico do combustível	kg/s	1,57	1,4	1,36	1,08
Temperatura dos gases na saída	°C	495,77	472,64	456,38	417,58
Fluxo mássico dos gases	kg/s	25,18	22,86	22,79	18,85
Temperatura do ar na entrada	°C	400,71	383,3	369,69	340,41
Fluxo mássico do ar	kg/s	23,61	21,46	21,43	17,77
<u>CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO:</u>					
Eficiência	%	66,49	56,34	40,5	13,12
Temperatura dos gases na entrada	°C	609,18	515,05	427,16	331,88
Temperatura dos gases na saída	°C	218,14	237,38	262,41	291,14
Fluxo mássico dos gases	kg/s	424,48	422,33	420,33	418,24
ΔT_{PP}^{OTH1}	°C	8	17,63	17,80	25
ΔT_{APP}^{ECH1}	°C	14,09	4,9	2,8	0,72
ΔT_{APP}^{SHH1}	°C	81,17	3,5	1,7	0,4
<u>TG (SIEMENS V84.3A):</u>					
Potência líquida	MW	162,99	122,99	85,28	45,05
Eficiência	%	37,11	35,12	31,88	24,90
Fluxo mássico do combustível	kg/s	10,61	8,46	6,46	4,37
Temperatura dos gases de exaustão	°C	609,18	515,05	427,16	331,88
<u>TURBINA A VAPOR:</u>					
Potência líquida	MW	71,6	53,01	32,72	14,95
Fluxo mássico do vapor	kg/s	94,37	69,12	49,36	23,53
Pressão de vácuo	kPa	8,74	7,12	5,68	4,09
<u>DESAERADOR:</u>					
Pressão de operação	kPa	689,27	483,20	316,85	213,95
Temperatura d'água de alimentação	°C	164,33	150,56	135,41	122,38

5.4 AVALIAÇÃO ECONÔMICA DA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

Conceber e desenhar uma readequação de uma planta de potência, é o primeiro passo na tarefa da implementação do novo sistema. Além da parte puramente técnica, o sistema deverá ser econômico e ter um adequado retorno do investimento, porque, na maioria das vezes, a decisão básica é econômica. O objetivo é a busca do mínimo custo de investimento que será capaz de produzir o mais baixo custo na geração de eletricidade.

O fator custo é de enorme importância para os investidores que aceitam os riscos totais do mercado de produção de energia elétrica. Esperando obter um bom retorno do seu investimento durante a vida útil da planta e que esta seja competitiva frente à concorrência. De acordo com esse ponto de vista, nesta seção são apresentados os fundamentos da avaliação econômica dos diferentes modelos de plantas de potência estudadas nos itens 5.2 e 5.3 (usina U-2 nas condições atuais e as configurações térmicas de repotenciação aplicadas).

Na análise econômica de cada sistema térmico de potência, foram coletadas informações de cada usina em estudo, detalhando os equipamentos e suas capacidades principais, estimando-se os respectivos custos individuais de cada uma delas para a aplicação das estimativas do custo da eletricidade gerada e a avaliação econômica comparativa das configurações térmicas desenhadas.

5.4.1 Custo da eletricidade gerada

O custo da eletricidade é um termo específico relacionado ao kWh de eletricidade produzido, envolvendo principalmente os custos de capital, custos de combustível e os custos de operação e manutenção. Na tendência atual da indústria elétrica, os custos da eletricidade produzida representam um elemento chave e cada planta de potência é desenhada para manter os custos de produção os mais baixos possíveis.

Os custos de investimento por unidade de eletricidade de uma determinada planta de potência dependem do preço e da taxa de amortização dessa planta, além da taxa de juros e do fator de capacidade da planta.

Os custos de combustível por unidade de eletricidade são proporcionais ao preço específico do combustível e inversamente proporcionais à eficiência elétrica média da instalação.

Os custos de operação e manutenção consistem da soma dos custos fixos de operação, manutenção e administração (pessoal, seguros e outros) e, os custos variáveis de operação e manutenção (peças de reserva, consumíveis e outros).

A soma dos custos de investimento, custos de combustível e custos de operação e manutenção constituem os custos da eletricidade gerada. A formulação básica de cada um dos componentes da avaliação deste parâmetro econômico estão apresentados no Apêndice J.

O custo da eletricidade gerada (US\$/MWh) é calculado pela expressão a seguir (Kehlhofer *et alli.*, 1999):

$$C_{EG} = \frac{\psi \cdot C_0}{P \cdot H_{OP}} + \frac{\xi}{\eta_0} + \frac{U_{fix}}{P \cdot H_{OP}} + \mu_{var} \quad (5.1)$$

Onde:

C_0 - Investimento total requerido para todas as despesas durante o planejamento, desenho, implantação e *comissioning* da planta, [US\$];

ψ - Fator de anuidade: $\psi = \frac{q-1}{1-q^{-n}}$, n : período de amortização em anos;

P - Potência de saída, [MW];

H_{OP} - Tempo equivalente de utilização, [h/a];

ξ - Preço do combustível, [US\$/MWh térmico = $3,412 \cdot \text{US\$/MBTU}$];

η_0 - Eficiência média da planta;

U_{fix} - Custos fixos de operação, manutenção e administração, [US\$/a];

μ_{var} - Custos variáveis de operação e manutenção, [US\$/MWh];

z - Taxa de desconto, [%/a] e, $q = 1 + z$;

As estimativas dos custos aplicados neste trabalho correspondem às diversas configurações termodinâmicas estudadas e as diferentes condições operativas simuladas (carga parcial) de cada uma das plantas de potência avaliadas. Na avaliação da planta U-2 nas condições atuais, estiveram disponíveis informações procedentes da empresa Electroguyas, relacionadas com as despesas dos insumos, lubrificantes, combustível, peças de manutenção, gastos administrativos e outros referentes ao processo operativo da planta durante um ano de produção de energia elétrica. Isso contribuiu para obter o custo real atual da eletricidade gerada dessa planta de potência.

A estimativa dos custos da eletricidade gerada nos modelos de repotenciação aplicados, cabe dizer que são modelos propostos que ainda não foram implantados, e por isso não existem dados reais das despesas envolvidas com o funcionamento do ciclo operativo. Foram realizados estimativos de preços relacionados com o custo inicial da implementação de cada um dos modelos estudados, considerando o tipo de combustível utilizado, as despesas dos insumos consumidos e os gastos de operação e manutenção.

Para a estimativa de custo dos equipamentos de cada uma das configurações térmicas das plantas de potência avaliadas, se utilizou um método baseado no custo e capacidade de referência, respectivamente CO_R e CA_R (Bohem *apud* Borelli, 2005). Nesta estimativa, o custo de um equipamento CO_{EQ} com características construtivas similares à referência, mas com uma capacidade diferente CA_{EQ} , pode ser determinada utilizando a equação a seguir:

$$CO_{EQ} = \left[CO_R \cdot \left(\frac{CA_{EQ}}{CA_R} \right)^m \right] \quad (5.2)$$

O coeficiente m varia entre 0,5 e 1,0 dependendo do tipo de equipamento, as correlações são válidas para faixas de capacidade, encontradas juntamente com os valores de referência e com o expoente m . Os equipamentos das usinas termoelétricas que serviram como referências estão descritos no apêndice J, onde também se apresentam os resultados da soma total do investimento inicial de cada readequação aplicada (repotenciação) à planta de potência U-2.

Nas Tabelas 5.13, 5.14, 5.15, 5.16, 5.17, 5.18 e 5.19 são mostrados os resultados obtidos dos custos da eletricidade gerada pela planta de potência U-2, nas condições atuais e nas novas condições operativas depois da conversão a ciclo combinado (diferentes modelos aplicados de repotenciação) e, no capítulo 6 será realizada a respectiva análise.

Tabela 5.13 – Custo da eletricidade gerada pela planta U-2 nas condições atuais.

	Valor	Unidade
Condições atuais: 73 MW potência nominal		
INVESTIMENTO:		
Investimento inicial da planta (C_0)	0	US\$
ENERGIA ELÉTRICA PRODUZIDA:		
Total anual da eletricidade gerada (E_p)	414.880.200,00	kWh
CUSTOS DO COMBUSTÍVEL:		
Consumo de combustível	31.191.213,80	gal.
Preço de venda do combustível ao gerador (Y_F)	72,80	cent US\$/gal.
Preço transporte do combustível (Y_T)	4,56	cent US\$/gal.
Preço total do combustível (ξ)	77,36	cent US\$/gal.
Massa específica do óleo combustível (ρ_{FO})	949,00	kg/m ³
Preço total do combustível (ξ)	21,54	cent US\$/kg
Rendimento total da planta (η_0)	3,70	kWh/kg
Custo de combustível por unidade de eletricidade (ξ/η_0)	5,82	cent US\$/kWh
CUSTOS FIXOS (U_{fix}):		
Eletricidade gerada pela U-2	414.880.200,00	kWh
Eletricidade gerada pela U-3	423.645.839,22	kWh
Eletricidade gerada pela TG-4	250.864,02	kWh
Salários UTE Gonzalo Zevallos	121.769.482,00	cent US\$
Custos administrativos U-2 (pessoal e outros) (C_A)	60.230.255,33	cent US\$
Custos manutenção (C_M)	73.486.901,00	cent US\$
Custos fixos por unidade de eletricidade ($U_{fix}/P \cdot H_{OP}$)	0,32	cent US\$/kWh
CUSTOS VARIÁVEIS (U_{var}):		
Custos dos insumos (β)	0,17	cent US\$/kWh
Custo água tratada (δ)	0,04	cent US\$/kWh
Custo consumo de auxiliares (φ)	0,00030	cent US\$/kWh
Custos variáveis por unidade de eletricidade (U_{var})	0,21	cent US\$/kWh
Custo da eletricidade gerada (C_{EG})	6,35	cent US\$/kWh
Fator de capacidade (F.C.)	64,88	Adimensional
Preço de venda da eletricidade à distribuidora (P_{VD})	13,00	cent US\$/kWh
Receita anual (R_A)	27.575.179,10	US\$

Tabela 5.14 – Custo da eletricidade gerada pela planta U-2 como ciclo combinado completo com duas turbinas a gás.

	Valor	Unidade
Repotenciação: 240 MW potência nominal		
INVESTIMENTO:		
Horas de operação ao ano (H_{OP})	7.819,47	horas
Potência utilizada (P)	180,14	MW
Investimento inicial da planta (C_0)	8.917.657.421,21	cent US\$
Fator de anuidade (ψ)	0,16	%
Custo de investimento por unidade de eletricidade	1,02	cent US\$/kWh
ENERGIA ELÉTRICA PRODUZIDA:		
Total anual da eletricidade gerada (E_p)	1.408.608.000,00	kWh
CUSTOS DO COMBUSTÍVEL:		
Preço do combustível na fronteira Peru – Equador	2,50	US\$/MBTU
Preço de venda do combustível ao gerador (Y_F)	0,85	cent US\$/kWh
Preço transporte do combustível (Y_T)	0,07	cent US\$/kWh
Preço total do combustível (ξ)	0,92	cent US\$/kWh
Rendimento total da planta (η_0)	41,17	%
Custo de combustível por unidade de eletricidade (ξ/η_0)	2,24	cent US\$/kWh
CUSTOS FIXOS (U_{fix}):		
Salários UTE Gonzalo Zevallos	121.769.482,00	cent US\$
Custos administrativos U-2 (pessoal e outros) (C_A)	39.512.603,30	cent US\$
Custos manutenção (C_M)	73.486.901,00	cent US\$
Custos adicionais manutenção (C_{MRE})	167.364.861,32	cent US\$
Custos fixos por unidade de eletricidade ($U_{fix}/P \cdot H_{OP}$)	0,20	cent US\$/kWh
CUSTOS VARIÁVEIS (U_{var}):		
Custos dos insumos (β)	0,05	cent US\$/kWh
Custo água tratada (δ)	0,01	cent US\$/kWh
Custo consumo de auxiliares (φ)	0,000034	cent US\$/kWh
Custos adicionais por repotenciação (Φ)	0,000641	cent US\$/kWh
Custos variáveis por unidade de eletricidade (U_{var})	0,06	cent US\$/kWh
Custo da eletricidade gerada (C_{EG})	3,52	cent US\$/kWh
Fator de capacidade (F.C.)	67,00	Adimensional
Preço de venda da eletricidade à distribuidora (P_{VD})	13,00	cent US\$/kWh
Receita anual (R_A)	133.500.582,70	US\$

Tabela 5.15 – Custo da eletricidade gerada pela planta U-2 como ciclo combinado completo com uma turbina a gás.

	Valor	Unidade
Repotenciação: 235 MW potência nominal		
INVESTIMENTO:		
Horas de operação ao ano (H_{OP})	7.819,47	horas
Potência utilizada (P)	176,39	MW
Investimento inicial da planta (C_0)	11.804.438.489,82	cent US\$
Fator de anuidade (ψ)	0,16	%
Custo de investimento por unidade de eletricidade	1,38	cent US\$/kWh
ENERGIA ELÉTRICA PRODUZIDA:		
Total anual da eletricidade gerada (E_p)	1.379.262.000,00	kWh
CUSTOS DO COMBUSTÍVEL:		
Preço do combustível na fronteira Peru – Equador	2,50	US\$/MBTU
Preço de venda do combustível ao gerador (Y_F)	0,85	cent US\$/kWh
Preço transporte do combustível (Y_T)	0,07	cent US\$/kWh
Preço total do combustível (ξ)	0,92	cent US\$/kWh
Rendimento total da planta (η_0)	45,31	%
Custo de combustível por unidade de eletricidade (ξ/η_0)	2,03	cent US\$/kWh
CUSTOS FIXOS (U_{fix}):		
Salários UTE Gonzalo Zevallos	121.769.482,00	cent US\$
Custos administrativos U-2 (pessoal e outros) (C_A)	39.512.603,30	cent US\$
Custos manutenção (C_M)	73.486.901,00	cent US\$
Custos adicionais manutenção (C_{MRE})	177.066.577,35	cent US\$
Custos fixos por unidade de eletricidade ($U_{fix}/P \cdot H_{OP}$)	0,21	cent US\$/kWh
CUSTOS VARIÁVEIS (U_{var}):		
Custos dos insumos (β)	0,05	cent US\$/kWh
Custo água tratada (δ)	0,01	cent US\$/kWh
Custo consumo de auxiliares (φ)	0,000031	cent US\$/kWh
Custos adicionais por repotenciação (Φ)	0,000641	cent US\$/kWh
Custos variáveis por unidade de eletricidade (U_{var})	0,07	cent US\$/kWh
Custo da eletricidade gerada (C_{EG})	3,69	cent US\$/kWh
Fator de capacidade (F.C.)	67,00	Adimensional
Preço de venda da eletricidade à distribuidora (P_{VD})	13,00	cent US\$/kWh
Receita anual (R_A)	128.403.708,25	US\$

Tabela 5.16 – Custo da eletricidade gerada pela planta U-2 como ciclo combinado completo com injeção de água de alimentação a alta pressão e alta temperatura na turbina a gás.

Repotenciação: 243 MW potência nominal		
INVESTIMENTO:	Valor	Unidade
Horas de operação ao ano (H_{OP})	7.819,47	horas
Potência utilizada (P)	193,20	MW
Investimento inicial da planta (C_0)	12.114.227.675,08	cent US\$
Fator de anuidade (ψ)	0,16	%
Custo de investimento por unidade de eletricidade	1,29	cent US\$/kWh
ENERGIA ELÉTRICA PRODUZIDA:		
Total anual da eletricidade gerada (E_p)	1.510.740.840,00	kWh
CUSTOS DO COMBUSTÍVEL:		
Preço do combustível na fronteira Peru – Equador	2,50	US\$/MBTU
Preço de venda do combustível ao gerador (Y_F)	0,85	cent US\$/kWh
Preço transporte do combustível (Y_T)	0,07	cent US\$/kWh
Preço total do combustível (ξ)	0,92	cent US\$/kWh
Rendimento total da planta (η_0)	45,55	%
Custo de combustível por unidade de eletricidade (ξ/η_0)	2,02	cent US\$/kWh
CUSTOS FIXOS (U_{fix}):		
Salários UTE Gonzalo Zevallos	121.769.482,00	cent US\$
Custos administrativos U-2 (pessoal e outros) (C_A)	39.512.603,30	cent US\$
Custos manutenção (C_M)	73.486.901,00	cent US\$
Custos adicionais manutenção (C_{MRE})	181.713.415,13	cent US\$
Custos fixos por unidade de eletricidade ($U_{fix}/P \cdot H_{OP}$)	0,20	cent US\$/kWh
CUSTOS VARIÁVEIS (U_{var}):		
Custos dos insumos (β)	0,05	cent US\$/kWh
Custo água tratada (δ)	0,014	cent US\$/kWh
Custo consumo de auxiliares (φ)	0,000028	cent US\$/kWh
Custos adicionais por repotenciação (Φ)	0,000641	cent US\$/kWh
Custos variáveis por unidade de eletricidade (U_{var})	0,06	cent US\$/kWh
Custo da eletricidade gerada (C_{EG})	3,57	cent US\$/kWh
Fator de capacidade (F.C.)	71,00	Adimensional
Preço de venda da eletricidade à distribuidora (P_{VD})	13,00	cent US\$/kWh
Receita anual (R_A)	142.395.790,57	US\$

Tabela 5.17 – Custo da eletricidade gerada pela planta U-2 como ciclo combinado completo com injeção de vapor superaquecido a alta pressão na turbina a gás.

Repotenciação: 243 MW potência nominal		
INVESTIMENTO:	Valor	Unidade
Horas de operação ao ano (H_{OP})	7.819,47	horas
Potência utilizada (P)	226,13	MW
Investimento inicial da planta (C_0)	12.184.265.060,39	cent US\$
Fator de anuidade (ψ)	0,16	%
Custo de investimento por unidade de eletricidade	1,11	cent US\$/kWh
ENERGIA ELÉTRICA PRODUZIDA:		
Total anual da eletricidade gerada (E_p)	1.768.205.124,00	kWh
CUSTOS DO COMBUSTÍVEL:		
Preço do combustível na fronteira Peru – Equador	2,50	US\$/MBTU
Preço de venda do combustível ao gerador (Y_F)	0,85	cent US\$/kWh
Preço transporte do combustível (Y_T)	0,07	cent US\$/kWh
Preço total do combustível (ξ)	0,92	cent US\$/kWh
Rendimento total da planta (η_0)	50,42	%
Custo de combustível por unidade de eletricidade (ξ/η_0)	1,83	cent US\$/kWh
CUSTOS FIXOS (U_{fix}):		
Salários UTE Gonzalo Zevallos	121.769.482,00	cent US\$
Custos administrativos U-2 (pessoal e outros) (C_A)	39.512.603,30	cent US\$
Custos manutenção (C_M)	73.486.901,00	cent US\$
Custos adicionais manutenção (C_{MRE})	182.763.975,91	cent US\$
Custos fixos por unidade de eletricidade ($U_{fix}/P \cdot H_{OP}$)	0,17	cent US\$/kWh
CUSTOS VARIÁVEIS (U_{var}):		
Custos dos insumos (β)	0,04	cent US\$/kWh
Custo água tratada (δ)	0,011	cent US\$/kWh
Custo consumo de auxiliares (φ)	0,000022	cent US\$/kWh
Custos adicionais por repotenciação (Φ)	0,000641	cent US\$/kWh
Custos variáveis por unidade de eletricidade (U_{var})	0,05	cent US\$/kWh
Custo da eletricidade gerada (C_{EG})	3,16	cent US\$/kWh
Fator de capacidade (F.C.)	83,10	Adimensional
Preço de venda da eletricidade à distribuidora (P_{VD})	13,00	cent US\$/kWh
Receita anual (R_A)	174.010.280,69	US\$

Tabela 5.18 – Custo da eletricidade gerada pela planta U-2 como ciclo combinado híbrido, queimando gás natural.

Repotenciação: 235 MW potência nominal		
INVESTIMENTO:	Valor	Unidade
Horas de operação ao ano (H_{OP})	7.819,47	horas
Potência utilizada (P)	179,02	MW
Investimento inicial da planta (C_0)	11.551.259.705,23	cent US\$
Fator de anuidade (ψ)	0,16	%
Custo de investimento por unidade de eletricidade	1,33	cent US\$/kWh
ENERGIA ELÉTRICA PRODUZIDA:		
Total anual da eletricidade gerada (E_p)	1.399.848.000,00	kWh
CUSTOS DO COMBUSTÍVEL:		
Preço do combustível na fronteira Peru – Equador	2,50	US\$/MBTU
Preço de venda do combustível ao gerador (Y_F)	0,85	cent US\$/kWh
Preço transporte do combustível (Y_T)	0,07	cent US\$/kWh
Preço total do combustível (ξ)	0,92	cent US\$/kWh
Rendimento total da planta (η_0)	45,92	%
Custo de combustível por unidade de eletricidade (ξ/η_0)	2,01	cent US\$/kWh
CUSTOS FIXOS (U_{fix}):		
Salários UTE Gonzalo Zevallos	121.769.482,00	cent US\$
Custos administrativos U-2 (pessoal e outros) (C_A)	39.512.603,30	cent US\$
Custos manutenção (C_M)	73.486.901,00	cent US\$
Custos adicionais manutenção (C_{MRE})	173.268.895,58	cent US\$
Custos fixos por unidade de eletricidade ($U_{fix}/P \cdot H_{OP}$)	0,20	cent US\$/kWh
CUSTOS VARIÁVEIS (U_{var}):		
Custos dos insumos (β)	0,05	cent US\$/kWh
Custo água tratada (δ)	0,01	cent US\$/kWh
Custo consumo de auxiliares (φ)	0,000031	cent US\$/kWh
Custos adicionais por repotenciação (Φ)	0,000641	cent US\$/kWh
Custos variáveis por unidade de eletricidade (U_{var})	0,06	cent US\$/kWh
Custo da eletricidade gerada (C_{EG})	3,61	cent US\$/kWh
Fator de capacidade (F.C.)	68,00	Adimensional
Preço de venda da eletricidade à distribuidora (P_{VD})	13,00	cent US\$/kWh
Receita anual (R_A)	131.488.689,52	US\$

Tabela 5.19 – Custo da eletricidade gerada pela planta U-2 como ciclo combinado híbrido, queimando óleo combustível e óleo diesel.

Repotenciação: 235 MW potência nominal		
INVESTIMENTO:	Valor	Unidade
Horas de operação ao ano (H_{OP})	7.819,47	horas
Potência utilizada (P)	179,02	MW
Investimento inicial da planta (C_0)	11.216.523.495,91	cent US\$
Fator de anuidade (ψ)	0,16	%
Custo de investimento por unidade de eletricidade	1,29	cent US\$/kWh
ENERGIA ELÉTRICA PRODUZIDA:		
Total anual da eletricidade gerada (E_p)	1.399.848.000,00	kWh
CUSTOS DO COMBUSTÍVEL:		
Preço total do óleo combustível (ξ_1)	77,36	cent US\$/gal.
Preço total do óleo combustível ao gerador (ξ_1)	1,69	cent US\$/kWh
Preço total do diesel (ξ_2)	99,22	cent US\$/gal.
Preço total do diesel ao gerador (ξ_2)	2,14	cent US\$/kWh
Rendimento total da planta (η_0)	44,60	%
Custo de combustível por unidade de eletricidade (ξ/η_0)	8,59	cent US\$/kWh
CUSTOS FIXOS (U_{fix}):		
Salários UTE Gonzalo Zevallos	121.769.482,00	cent US\$
Custos administrativos U-2 (pessoal e outros) (C_A)	39.512.603,30	cent US\$
Custos manutenção (C_M)	73.486.901,00	cent US\$
Custos adicionais manutenção (C_{MRE})	168.247.852,44	cent US\$
Custos fixos por unidade de eletricidade ($U_{fix}/P \cdot H_{OP}$)	0,20	cent US\$/kWh
CUSTOS VARIÁVEIS (U_{var}):		
Custos dos insumos (β)	0,05	cent US\$/kWh
Custo água tratada (δ)	0,01	cent US\$/kWh
Custo consumo de auxiliares (φ)	0,000128	cent US\$/kWh
Custos adicionais por repotenciação (Φ)	0,000641	cent US\$/kWh
Custos variáveis por unidade de eletricidade (U_{var})	0,06	cent US\$/kWh
Custo da eletricidade gerada (C_{EG})	10,15	cent US\$/kWh
Fator de capacidade (F.C.)	68,00	Adimensional
Preço de venda da eletricidade à distribuidora (P_{VD})	13,00	cent US\$/kWh
Receita anual (R_A)	39.926.609,65	US\$

5.4.2 Métodos utilizados na avaliação econômica

A tomada de decisões na seleção de uma determinada alternativa de configuração termodinâmica de um sistema térmico de potência tem se constituído de máxima importância na engenharia moderna, especialmente com os atuais sistemas térmicos de geração de eletricidade. Isto é particularmente real para o desenho de plantas de potência, onde os custos dos equipamentos e dos combustíveis têm incrementado rapidamente nos últimos anos. A implementação de uma escolha pobre entre várias alternativas pode resultar em sérias consequências financeiras, afetando a operação global de uma empresa na indústria elétrica.

Visando oferecer a melhor alternativa técnica – econômica dos diferentes modelos de repotenciação aplicados na conversão a ciclo combinado da planta de potência U-2, nesta seção são apresentados os métodos que foram utilizados na avaliação econômica desses diferentes modelos de configuração térmica. Embora diversos métodos para a avaliação econômica de alternativas de desenho tenham sido desenvolvidos, os seguintes métodos foram utilizados nessa avaliação econômica:

1. Método do valor presente;
2. Método do custo capitalizado;
3. Método do tempo de retorno de capital

5.4.2.1 Método do valor presente

O método do valor presente é bastante interessante quando se comparam alternativas mutuamente excludentes. Neste método todos os custos anuais (tais como, capital de investimento, combustível, operação e manutenção e outros) previstos no tempo de vida do projeto são trazidos para o presente, usando o fator de valor presente (FVP). A equação matemática que expressa esta relação está dada a seguir (Li e Priddy, 1985):

$$VPT = \sum_{i=1}^n [(FVP)_i \cdot I \cdot (AFCR)] + \sum_{i=1}^n [(FVP)_i \cdot A_{f,i}] + \sum_{i=1}^n [(FVP)_i \cdot A_{om,i}] \quad (5.3)$$

Onde:

VPT - Valor presente total das despesas durante o tempo de vida da planta;

$(FVP)_i$ - Fator de valor presente para cada prestação individual do ano i ;

I - Capital de investimento;

$(AFCR)$ - Taxa de custo fixo anual;

$A_{f,i}$ - Custo anual do combustível para cada período do ano i , variação 12% a.a.;

$A_{om,i}$ - Custo anual de operação e manutenção para cada período do ano i ;

n - Tempo de vida da planta, em anos.

A escolha de uma alternativa dos modelos de repotenciação estudados foi feita pela comparação do valor presente total de todas as despesas durante os anos da vida estimada da planta de potência de cada configuração térmica aplicada. O desenho ótimo será aquele que tenha o valor mínimo do valor presente total.

Nas Tabelas 5.20, 5.21, 5.22, 5.23, 5.24 e 5.25 são mostrados os resultados obtidos do valor presente total para cada um dos diferentes modelos aplicados de repotenciação e, no capítulo 6 será realizada a respectiva análise.

Tabela 5.20 – VPT da planta U-2 como ciclo combinado completo com 2 turbinas a gás.

Anos	Juros (i)	FVP	Anuidade (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A)$ (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A_f)$ (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A_{om})$ (US\$)	VPT (US\$)
1	0,12	0,8929	14.396.381,45	12.853.912,01	28.539.995,20	3.269.982,86	44.663.890,07
2	0,12	0,7972	14.396.381,45	11.476.707,15	28.539.995,20	2.919.627,55	42.936.329,91
3	0,12	0,7118	14.396.381,45	10.247.059,96	28.539.995,20	2.606.810,31	41.393.865,47
4	0,12	0,6355	14.396.381,45	9.149.160,68	28.539.995,20	2.327.509,21	40.016.665,09
5	0,12	0,5674	14.396.381,45	8.168.893,46	28.539.995,20	2.078.133,22	38.787.021,89
6	0,12	0,5066	14.396.381,45	7.293.654,88	28.539.995,20	1.855.476,09	37.689.126,17
7	0,12	0,4523	14.396.381,45	6.512.191,85	28.539.995,20	1.656.675,08	36.708.862,14
8	0,12	0,4039	14.396.381,45	5.814.457,01	28.539.995,20	1.479.174,18	35.833.626,39
9	0,12	0,3606	14.396.381,45	5.191.479,48	28.539.995,20	1.320.691,23	35.052.165,91
10	0,12	0,3220	14.396.381,45	4.635.249,53	28.539.995,20	1.179.188,60	34.354.433,33
11	0,12	0,2875	14.396.381,45	4.138.615,65	28.539.995,20	1.052.846,96	33.731.457,82
12	0,12	0,2567	14.396.381,45	3.695.192,55	28.539.995,20	940.041,93	33.175.229,68

Tabela 5.21 – VPT da planta U-2 como ciclo combinado completo com uma turbina a gás.

Anos	Juros (i)	FVP	Anuidade (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A)$ (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A_f)$ (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A_{om})$ (US\$)	VPT (US\$)
1	0,12	0,8929	19.056.708,65	17.014.918,44	24.397.823,18	3.448.155,00	44.860.896,62
2	0,12	0,7972	19.056.708,65	15.191.891,46	24.397.823,18	3.078.709,82	42.668.424,46
3	0,12	0,7118	19.056.708,65	13.564.188,81	24.397.823,18	2.748.848,05	40.710.860,04
4	0,12	0,6355	19.056.708,65	12.110.882,86	24.397.823,18	2.454.328,62	38.963.034,66
5	0,12	0,5674	19.056.708,65	10.813.288,27	24.397.823,18	2.191.364,84	37.402.476,29
6	0,12	0,5066	19.056.708,65	9.654.721,67	24.397.823,18	1.956.575,75	36.009.120,60
7	0,12	0,4523	19.056.708,65	8.620.287,21	24.397.823,18	1.746.942,63	34.765.053,02
8	0,12	0,4039	19.056.708,65	7.696.685,01	24.397.823,18	1.559.770,21	33.654.278,39
9	0,12	0,3606	19.056.708,65	6.872.040,18	24.397.823,18	1.392.651,97	32.662.515,33
10	0,12	0,3220	19.056.708,65	6.135.750,16	24.397.823,18	1.243.439,26	31.777.012,60
11	0,12	0,2875	19.056.708,65	5.478.348,36	24.397.823,18	1.110.213,63	30.986.385,16
12	0,12	0,2567	19.056.708,65	4.891.382,46	24.397.823,18	991.262,17	30.280.467,81

Tabela 5.22 – VPT da planta U-2 como ciclo combinado completo com injeção de água de alimentação a alta pressão e alta temperatura na turbina a gás.

Anos	Juros (i)	FVP	Anuidade (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A)$ (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A_f)$ (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A_{om})$ (US\$)	VPT (US\$)
1	0,12	0,8929	19.556.822,42	17.461.448,59	27.225.480,19	3.507.076,95	48.194.005,73
2	0,12	0,7972	19.556.822,42	15.590.579,10	27.225.480,19	3.131.318,71	45.947.378,00
3	0,12	0,7118	19.556.822,42	13.920.159,91	27.225.480,19	2.795.820,27	43.941.460,38
4	0,12	0,6355	19.556.822,42	12.428.714,21	27.225.480,19	2.496.268,10	42.150.462,50
5	0,12	0,5674	19.556.822,42	11.097.066,26	27.225.480,19	2.228.810,80	40.551.357,25
6	0,12	0,5066	19.556.822,42	9.908.094,87	27.225.480,19	1.990.009,65	39.123.584,71
7	0,12	0,4523	19.556.822,42	8.846.513,28	27.225.480,19	1.776.794,33	37.848.787,80
8	0,12	0,4039	19.556.822,42	7.898.672,57	27.225.480,19	1.586.423,51	36.710.576,27
9	0,12	0,3606	19.556.822,42	7.052.386,22	27.225.480,19	1.416.449,56	35.694.315,97
10	0,12	0,3220	19.556.822,42	6.296.773,41	27.225.480,19	1.264.687,11	34.786.940,71
11	0,12	0,2875	19.556.822,42	5.622.119,12	27.225.480,19	1.129.184,92	33.976.784,23
12	0,12	0,2567	19.556.822,42	5.019.749,21	27.225.480,19	1.008.200,82	33.253.430,22

Tabela 5.23 – VPT da planta U-2 como ciclo combinado completo com injeção de vapor superaquecido a alta pressão na turbina a gás.

Anos	Juros (i)	FVP	Anuidade (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A)$ (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A_f)$ (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A_{om})$ (US\$)	VPT (US\$)
1	0,12	0,8929	19.669.888,54	17.562.400,48	28.844.663,71	3.473.260,07	49.880.324,26
2	0,12	0,7972	19.669.888,54	15.680.714,72	28.844.663,71	3.101.125,06	47.626.503,48
3	0,12	0,7118	19.669.888,54	14.000.638,14	28.844.663,71	2.768.861,66	45.614.163,51
4	0,12	0,6355	19.669.888,54	12.500.569,77	28.844.663,71	2.472.197,91	43.817.431,39
5	0,12	0,5674	19.669.888,54	11.161.223,01	28.844.663,71	2.207.319,56	42.213.206,28
6	0,12	0,5066	19.669.888,54	9.965.377,69	28.844.663,71	1.970.821,04	40.780.862,43
7	0,12	0,4523	19.669.888,54	8.897.658,65	28.844.663,71	1.759.661,64	39.501.984,00
8	0,12	0,4039	19.669.888,54	7.944.338,08	28.844.663,71	1.571.126,47	38.360.128,25
9	0,12	0,3606	19.669.888,54	7.093.159,00	28.844.663,71	1.402.791,49	37.340.614,19
10	0,12	0,3220	19.669.888,54	6.333.177,68	28.844.663,71	1.252.492,40	36.430.333,78
11	0,12	0,2875	19.669.888,54	5.654.622,93	28.844.663,71	1.118.296,78	35.617.583,42
12	0,12	0,2567	19.669.888,54	5.048.770,47	28.844.663,71	998.479,27	34.891.913,45

Tabela 5.24 – VPT da planta U-2 como ciclo combinado híbrido, queimando gás natural.

Anos	Juros (i)	FVP	Anuidade (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A)$ (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A_f)$ (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A_{om})$ (US\$)	VPT (US\$)
1	0,12	0,8929	18.647.984,91	16.649.986,52	25.877.444,72	3.249.647,14	45.777.078,38
2	0,12	0,7972	18.647.984,91	14.866.059,39	25.877.444,72	2.901.470,66	43.644.974,78
3	0,12	0,7118	18.647.984,91	13.273.267,32	25.877.444,72	2.590.598,81	41.741.310,84
4	0,12	0,6355	18.647.984,91	11.851.131,53	25.877.444,72	2.313.034,65	40.041.610,90
5	0,12	0,5674	18.647.984,91	10.581.367,44	25.877.444,72	2.065.209,51	38.524.021,67
6	0,12	0,5066	18.647.984,91	9.447.649,50	25.877.444,72	1.843.937,06	37.169.031,28
7	0,12	0,4523	18.647.984,91	8.435.401,34	25.877.444,72	1.646.372,38	35.959.218,43
8	0,12	0,4039	18.647.984,91	7.531.608,34	25.877.444,72	1.469.975,34	34.879.028,39
9	0,12	0,3606	18.647.984,91	6.724.650,30	25.877.444,72	1.312.477,98	33.914.573,00
10	0,12	0,3220	18.647.984,91	6.004.152,06	25.877.444,72	1.171.855,34	33.053.452,11
11	0,12	0,2875	18.647.984,91	5.360.850,05	25.877.444,72	1.046.299,41	32.284.594,18
12	0,12	0,2567	18.647.984,91	4.786.473,26	25.877.444,72	934.195,90	31.598.113,88

Tabela 5.25 – VPT da planta U-2 como ciclo combinado híbrido, queimando óleo combustível e óleo diesel.

Anos	Juros (i)	FVP	Anuidade (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A)$ (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A_f)$ (US\$)	$\Sigma(FVP \cdot A_{om})$ (US\$)	VPT (US\$)
1	0,12	0,8929	18.107.597,45	16.167.497,73	109.245.537,07	3.249.647,14	128.662.681,94
2	0,12	0,7972	18.107.597,45	14.435.265,83	99.626.194,52	2.901.470,66	116.962.931,01
3	0,12	0,7118	18.107.597,45	12.888.630,20	90.858.690,30	2.590.598,81	106.337.919,31
4	0,12	0,6355	18.107.597,45	11.507.705,54	82.867.159,52	2.313.034,65	96.687.899,71
5	0,12	0,5674	18.107.597,45	10.274.737,09	75.582.531,98	2.065.209,51	87.922.478,58
6	0,12	0,5066	18.107.597,45	9.173.872,40	68.941.920,29	1.843.937,06	79.959.729,75
7	0,12	0,4523	18.107.597,45	8.190.957,50	62.888.063,28	1.646.372,38	72.725.393,16
8	0,12	0,4039	18.107.597,45	7.313.354,91	57.368.819,95	1.469.975,34	66.152.150,20
9	0,12	0,3606	18.107.597,45	6.529.781,17	52.336.709,00	1.312.477,98	60.178.968,15
10	0,12	0,3220	18.107.597,45	5.830.161,76	47.748.490,13	1.171.855,34	54.750.507,22
11	0,12	0,2875	18.107.597,45	5.205.501,57	43.564.783,10	1.046.299,41	49.816.584,08
12	0,12	0,2567	18.107.597,45	4.647.769,26	39.749.721,23	934.195,90	45.331.686,39

5.4.2.2 Método do custo capitalizado

No método do custo capitalizado, um valor hipotético de capital poderia ser acrescentado diretamente ao investimento inicial, de forma que os custos do combustível e de operação e manutenção durante toda a vida útil da planta seriam eliminados (Li e Priddy, 1985). Matematicamente, isto é representado por:

$$CTE = I + \frac{C_f}{AFCR} + \frac{C_{om}}{AFCR} \quad (5.4)$$

Onde:

CTE - Custo total avaliado;

C_f - Custo anual igualado, do combustível;

C_{om} - Custo anual igualado, de operação e manutenção;

I - Investimento inicial;

(AFCR) - Taxa de custo fixo anual.

Na prática, muitos fatores técnicos e econômicos mudam de ano em ano, por exemplo, o preço do combustível e o fator de capacidade da planta. Na escolha da melhor opção entre uma série de alternativas, freqüentemente é desejável ter um valor constante e equivalente que represente cada um desses fatores que mudam durante a vida útil do sistema térmico de potência. Esse termo constante é freqüentemente denominado de valor nivelado (igualado) de cada fator variável.

Para escrever uma equação geral que expresse esse fator que muda de ano em ano, em um fator uniforme equivalente, pode-se especificar que esse fator (f_i) no ano i , é multiplicado pelo fator de valor presente da despesa individual (FVP_i) e somado ao resto dos outros valores do tempo de vida útil da planta para trazer o valor presente vitalício desse fator (f). Então, o valor presente vitalício do fator (f) é dividido pela soma dos fatores de valor presente para cada ano $i=1, 2, 3, \dots, n$ para fornecer o valor igualado do fator (f). Matematicamente pode-se expressar pela equação a seguir:

$$f_{\text{niv}} = \frac{\sum_{i=1}^n [(f_i) \cdot (FVP)_i]}{\sum_{i=1}^n (FVP)_i} \quad (5.5)$$

Para escolher a melhor alternativa das repotenciações aplicadas na planta de potência U-2 se procura a configuração térmica que tenha o mínimo valor do custo total avaliado. Na Tabela 5.26 são mostrados os resultados obtidos do custo total avaliado para cada um dos diferentes modelos aplicados de repotenciação e, no capítulo 6 será realizada a respectiva análise.

Tabela 5.26 – CTE da planta U-2 para todos os modelos aplicados de repotenciação.

Modelo	Investimento (US\$)	Igualado anualmente C_f (US\$)	Igualado anualmente C_{om} (US\$)	Custo Total Avaliado CTE (US\$)
RE1_240MW	89.176.574,21	345.555.428,57	22.889.880,00	457.621.882,78
RE3_235MW	118.044.384,90	295.403.001,43	24.137.085,00	437.584.471,33
INJA_242MW	121.142.276,75	328.418.205,53	24.549.538,65	474.110.020,93
INJV_242MW	121.842.650,60	348.006.615,72	24.312.820,46	494.162.086,78
RE5_235MW	115.512.597,05	308.710.288,56	22.747.530,00	446.970.415,61
RE6_235MW	112.165.234,96	838.239.051,81	22.747.530,00	973.151.816,77

5.4.2.3 Método do tempo de retorno de capital

O critério do tempo de retorno de capital, ou *payback*, é o mais difundido no meio técnico para análises de viabilidade econômica, devido à sua facilidade de aplicação. Neste trabalho de dissertação se utilizou o método de tempo de retorno descontado, calculando o número de períodos em anos necessários para zerar o valor presente do investimento de cada um dos modelos de repotenciação aplicados à planta de potência U-2 (Marques *et alli.*, 2001).

O tempo de retorno de capital pode ser calculado algebraicamente a partir da expressão a seguir:

$$n = -\frac{\ln\left(1 - \frac{I}{A} \cdot i\right)}{\ln(1+i)} \quad (5.6)$$

Na Tabela 5.27 são mostrados os resultados obtidos do tempo de retorno de capital (avaliação preliminar, sem considerar os impostos da lei tributária para as empresas de geração elétrica, no Equador) para cada um dos diferentes modelos aplicados de repotenciação e, no capítulo 6 será realizada a respectiva análise.

Tabela 5.27 – TRC da planta U-2 para todos os modelos aplicados de repotenciação.

Modelo	Taxa de Desconto (%)	Investimento (I) (US\$)	Anuidade (A) (US\$)	Ganho Líquido (US\$)	TRC (anos)
RE1_240MW	0,12	89.176.574,21	14.396.381,45	177.126.509,93	0,55
RE3_235MW	0,12	118.044.384,90	19.056.708,65	171.661.444,55	0,76
INJA_242MW	0,12	121.142.276,75	19.556.822,42	142.395.790,57	0,95
INJV_242MW	0,12	121.842.650,60	19.669.888,54	174.010.280,69	0,77
RE5_235MW	0,12	115.512.597,05	18.647.984,91	171.007.151,91	0,75
RE6_235MW	0,12	112.165.234,96	18.107.597,45	58.763.726,24	2,30

5.5 AVALIAÇÃO DA EMISSÃO ESPECÍFICA DE CO₂

A emissão de CO₂ nas plantas de potência que utilizam combustíveis fósseis constitui uma significativa fonte de poluição atmosférica. As tecnologias convencionais para a geração de eletricidade, normalmente de baixo rendimento, produzem uma emissão específica alta de CO₂ por kWh gerado. A implementação de avançados sistemas térmicos na geração de

energía elétrica, além de melhorar a eficiência de uma planta de potência, permitem reduzir essa emissão específica de CO₂ mediante a utilização de combustíveis menos poluentes ou o tratamento desses combustíveis para produzir menores impactos ambientais.

Neste trabalho de dissertação, além de modificar a configuração termodinâmica original da planta de potência U-2, para melhorar seu rendimento global na produção de energia elétrica, mediante a aplicação de modelos de ciclo combinado completo e ciclo combinado híbrido, foram introduzidas mudanças no tipo de combustível utilizado. O óleo combustível (descrito no capítulo 2) é queimado na caldeira convencional atualmente e, nas simulações numéricas nos modelos de repotenciação, foi trocado pelo gás natural das jazidas de Camisea no Peru (descrito no capítulo 2) e no modelo de repotenciação híbrida bicombustível se manteve a utilização do óleo combustível, somada à queima do óleo diesel (também descrito no capítulo 2).

Para calcular a emissão específica de CO₂ (g CO₂ equiv./kWh gerado) da planta de potência U-2, nas condições atuais e nos modelos de repotenciação, foi utilizada a equação matemática modificada, a seguir (Australian Greenhouse Office, 2001):

$$DE_{CO_2} = \frac{1.000 \cdot HR}{\overline{PC}} \cdot \sum_j \chi_j (F_j^{CO_2}) \quad (5.7)$$

Onde:

DE_{CO₂} - Emissão específica de CO₂, [g CO₂ equiv./kWh gerado];

HR - Consumo específico de combustível ou *heat rate*, [kJ/kWh];

\overline{PC} - Média ponderada do poder calorífico por massa dos combustíveis usados, [kJ/kg];

$F_j^{CO_2}$ - Fator de emissão de CO₂ da queima do combustível (j), [kg/kg combustível];

χ_j - Fração mássica de cada tipo de combustível (j) queimado.

O fator de emissão de CO₂ (kg/kg de combustível) da combustão de um combustível em uma caldeira ou uma turbina a gás, depende da combustão completa do combustível utilizado e, para o presente trabalho de dissertação, são apresentados nas Tabelas 5.28, 5.29 e 5.30 esses fatores de emissão para o óleo combustível, óleo diesel e gás natural.

Tabela 5.28 – Fator de emissão de CO₂ para o óleo combustível.

Elementos	Peso do combustível (kg)	Peso molecular	Reação química	Produtos da combustão (elementos)	Produtos da combustão (kg)	F _{óleo comb} ^{CO₂}
Carbono (C)	0,87696	12,00	C+O ₂ →CO ₂	CO ₂	3,2155	3,2155
Hidrogênio (H ₂)	0,11716	2,00	H ₂ +½O ₂ →H ₂ O	H ₂ O	1,0555	-
Oxigênio (O ₂)	0,00	32,00	-	O ₂	3,2774	-
Nitrogênio (N ₂)	0,0030351	28,02	inerte	N ₂	10,8523	-
Enxofre (S)	0,0015378	32,00	S+O ₂ →SO ₂	SO ₂	0,0031	-
Cinzas	0,00030351	-	inerte	-	2,30	-
Água (H ₂ O)	0,0010117	18,02	-	-	-	-

Tabela 5.29 – Fator de emissão de CO₂ para o óleo diesel.

Elementos	Peso do combustível (kg)	Peso molecular	Reação química	Produtos da combustão (elementos)	Produtos da combustão (kg)	F _{diesel} ^{CO₂}
C ₁₂ H ₂₆	0,9854	170,00	C ₁₂ H ₂₆ +18,5O ₂ →12CO ₂ +13H ₂ O	CO ₂	3,0605	3,061
Enxofre (S)	0,0142	32,00	S+O ₂ →SO ₂	H ₂ O	1,3564	-
Oxigênio (O ₂)	-	32,00	-	O ₂	-	-
Nitrogênio (N ₂)	-	28,02	-	N ₂	11,4065	-
Cinzas	0,0004	-	-	SO ₂	0,0284	-

Tabela 5.30 – Fator de emissão de CO₂ para o gás natural.

Elementos	Peso do combustível (kg)	Peso molecular	Reação química	Produtos da combustão (elementos)	Produtos da combustão (kg)	F _{g.n} ^{CO₂}
Metano (CH ₄)	0,60333	16,00	CH ₄ +2O ₂ →CO ₂ +2H ₂ O	CO ₂	2,0075	2,7802
Etano (C ₂ H ₆)	0,11875	30,00	2C ₂ H ₆ +7O ₂ →4CO ₂ +6H ₂ O	H ₂ O	1,5713	-
Oxigênio (O ₂)	-	32,00	-	O ₂	-	-
Nitrogênio (N ₂)	-	28,02	-	N ₂	9,4566	-
Água (H ₂ O)	-	18,02	-	-	-	-

No capítulo 6, a seguir, serão discutidos os resultados obtidos da emissão específica de CO₂ para todos os modelos térmicos estudados.

Capítulo 6

ANÁLISE DE RESULTADOS

Da simulação numérica das plantas de potência descritas no capítulo 5 obtiveram-se os respectivos resultados que são analisados neste capítulo, a seqüência da análise é apresentada sob três tópicos: resultados termoenergéticos, econômicos e emissão específica de CO₂. Na análise dos resultados termoenergéticos são considerados a temperatura do vapor de alta pressão na saída do evaporador, a eficiência do gerador de vapor (caldeira convencional ou caldeira de recuperação térmica), a potência líquida da(s) turbina(s) a gás, a potência líquida da turbina a vapor, a temperatura d'água de alimentação na saída do economizador, a temperatura dos gases de exaustão na entrada da HRSG e na saída da chaminé, o consumo específico de combustível, o fluxo mássico do vapor na saída do evaporador de alta pressão e o rendimento global.

Os fluxos de energia do ciclo operativo de cada uma das plantas simuladas operando a carga parcial foram quantificados, assim como os índices de desempenho dos equipamentos, o método utilizado para representar estes fluxos de energia foi o método gráfico denominado diagrama de Sankey, o mesmo que foi caracterizado para 100% da potência nominal de cada uma das usinas e para a carga parcial, para as quais foram realizadas as respectivas tabelas.

Na análise dos resultados econômicos são comentados os custos de investimento, os custos de produção da eletricidade gerada, o tempo de retorno do investimento de capital, o valor presente total acumulado durante a vida útil das plantas, o custo total avaliado para o período da vida útil das plantas e a incidência do consumo específico de combustível na economia no uso de combustível e nas despesas anuais.

Na análise dos resultados da emissão específica de CO₂ por kWh gerados, são comparados estes valores entre cada uma das plantas simuladas operando a carga parcial.

6.1 ANÁLISE DOS RESULTADOS TERMOENERGÉTICOS

6.1.1 Desempenhos e parâmetros operacionais

O conceito básico da conversão de uma planta de potência existente a vapor para ciclo combinado é baseado na substituição do gerador de vapor convencional por uma nova caldeira de recuperação térmica que aproveita a energia térmica dos gases de exaustão de uma turbina a gás. Nesta dissertação em particular se aplicou este conceito (ciclo combinado completo), mas também se utilizou a metodologia de repotenciação para ciclo combinado híbrido, obtendo-se resultados muito próximos aos valores dos parâmetros característicos dos sistemas térmicos modelados como ciclo combinado completo e ciclo híbrido.

Os resultados obtidos nas simulações das usinas termelétricas operando a carga parcial permitiram verificar os desempenhos, e particularmente, as eficiências de cada um dos elementos constitutivos dessas plantas de potência, em conformidade com as restrições técnicas impostas. A simulação das condições de carga parcial na planta U-2 nas condições atuais foi realizada variando principalmente os parâmetros dos estados termodinâmicos da turbina a vapor, da caldeira, do condensador, dentre outros equipamentos. Nos modelos de ciclo combinado (completo e híbrido) a carga parcial foi obtida principalmente reduzindo a carga da turbina a gás, procurando-se manter a temperatura dos gases de exaustão constante na faixa de 70 a 100% da potência nominal para minimizar os impactos na produção da qualidade do vapor fornecido à turbina.

Nas Figuras 6.1 a 6.10 podem-se observar as tendências dos desempenhos e parâmetros operacionais considerados de algumas das variáveis constitutivas dos ciclos de potência analisados (ciclo Rankine modificado com regeneração e superaquecimento para a planta de potência U-2 nas condições atuais; e ciclo combinado completo e híbrido para os modelos de repotenciação).

Na Figura 6.1 se apresenta a potência líquida da turbina a gás em função do fator de capacidade do ciclo combinado, observando-se uma tendência linear ao incremento de carga. As maiores potências líquidas são desenvolvidas pela repotenciação de ciclo combinado completo com injeção de vapor na câmara de combustão, devido à soma da massa de vapor superaquecido que adiciona energia térmica no processo de combustão produzindo um incremento na temperatura e no fluxo mássico dos gases de exaustão, resultando em uma

maior potência produzida. Nos modelos de repotenciação híbrida a carga parcial da turbina a gás apresenta limitações que impõem restrições aos parâmetros termodinâmicos do vapor superaquecido. Quando a carga parcial da turbina a gás é reduzida para menos que 50% da potência nominal, ocorre uma redução importante na temperatura do vapor superaquecido gerado pela caldeira de recuperação e, para compensar esta queda na qualidade deste vapor, é necessário incrementar a produção do vapor superaquecido produzido pela caldeira convencional, trazendo como resultado uma diminuição na eficiência do ciclo combinado.

Nos modelos de ciclo combinado completo, a carga parcial da turbina a gás pode ser reduzida até valores mínimos sem produzir mudanças importantes na qualidade do vapor superaquecido na caldeira de recuperação, devido principalmente à queima suplementar, que produz uma boa redução na eficiência do ciclo, onde sua utilização permite atingir os parâmetros termodinâmicos do vapor superaquecido que é fornecido à turbina a vapor.

Na Figura 6.2 se apresenta a potência líquida da turbina a vapor em função do fator de capacidade do ciclo combinado e a diferença do que acontece com a turbina a gás, a tendência da potência produzida pela turbina a vapor não segue uma variação linear em todos os modelos de repotenciação. Nos modelos de ciclo híbrido a tendência da potência produzida pela turbina a vapor é quase similar à potência produzida pela turbina a vapor nas condições atuais, devido ao fato da permanência da configuração térmica original. A potência produzida pela turbina a vapor nas configurações como ciclo combinado híbrido é menor que a potência da turbina a vapor nas condições atuais, para um fator de capacidade similar. Devido às propriedades termodinâmicas do vapor fornecido à turbina, o vapor fornecido nas condições repotenciadas tem uma temperatura menor que nas condições originais ($T_v \leq 513^\circ\text{C}$).

A tendência da potência produzida pela turbina a vapor nos modelos de ciclo combinado completo é diferente da tendência nos ciclos híbridos, já que quando se reduz a geração da potência do ciclo combinado com um valor inferior a 25%, se verificam dois tipos de curvas, dependendo do número de turbinas a gás. Com uma turbina a gás, a relação de potências ($\dot{W}_{TV}/\dot{W}_{TG}$) se inverte e, portanto, a potência da turbina a vapor corresponde a $2/3$ da potência do ciclo combinado em lugar de um $1/3$, como ocorre quando a potência total do ciclo combinado é maior que 25% da potência nominal. Com mais de uma turbina a gás a relação de potências ($\dot{W}_{TV}/\dot{W}_{TG}$) se mantém na relação $1/3$ quando a potência do ciclo combinado se reduz para valores menores que 25% da potência nominal, a tendência na diminuição da potência da turbina a vapor decresce rapidamente.

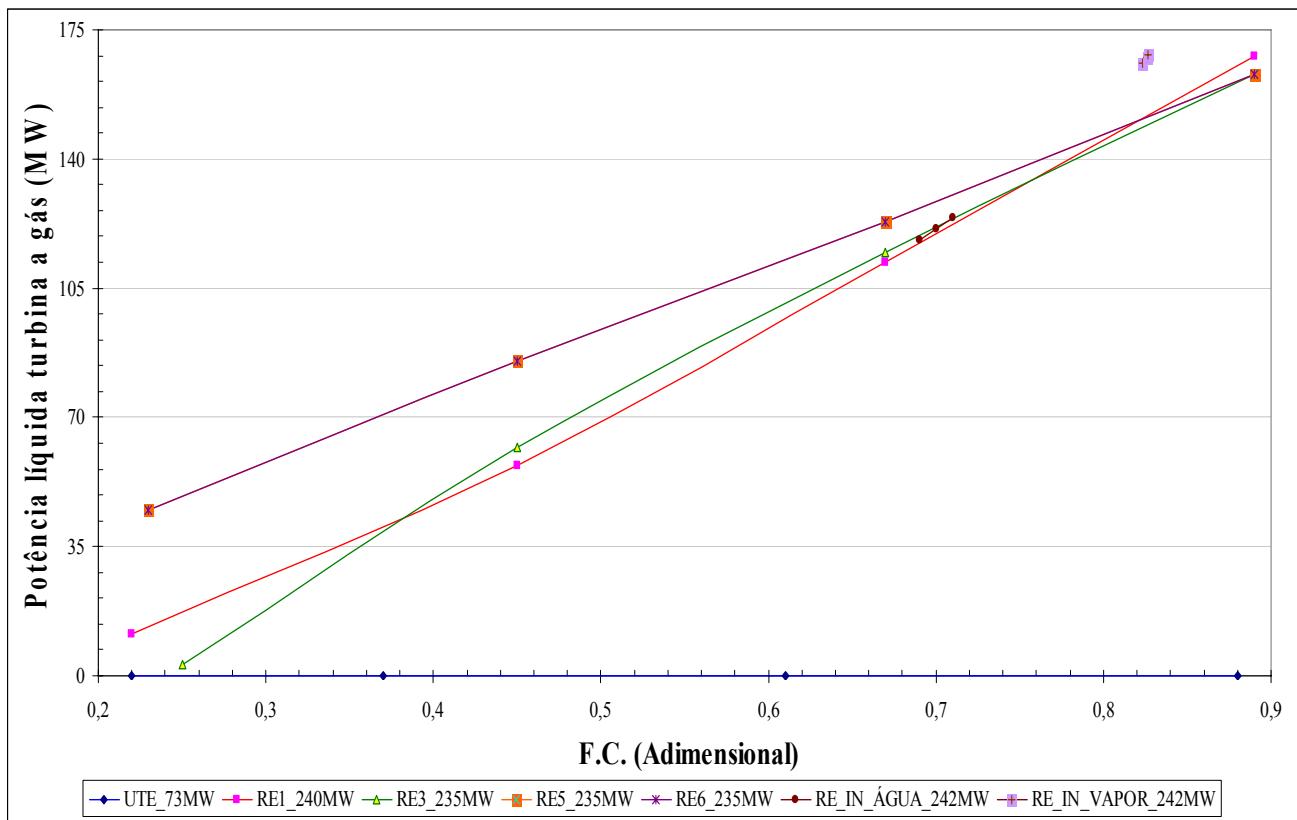


Figura 6.1 – Potência líquida da turbina a gás em função do fator de capacidade.

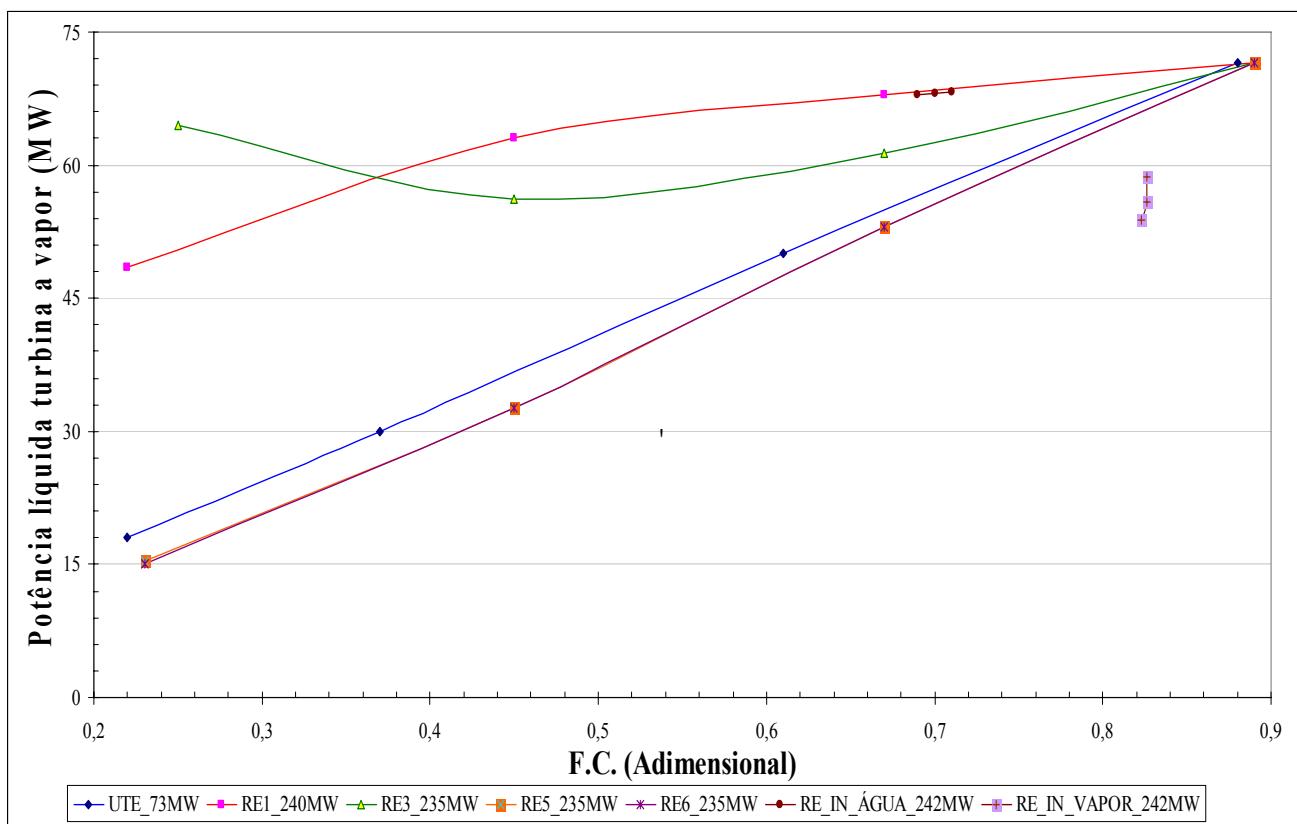


Figura 6.2 – Potência líquida da turbina a vapor em função do fator de capacidade.

Nas Figuras 6.3 e 6.4 se apresentam duas características do vapor superaquecido fornecido à turbina a vapor, sendo estas a variação da temperatura do vapor em função do fator de capacidade e a quantidade do fluxo mássico. Em particular na Figura 6.3, se distinguem duas tendências nos valores da temperatura, no caso em que o ciclo combinado tenha uma potência de saída menor que 65% da potência nominal, a temperatura do vapor experimenta uma variação linear drástica, especialmente nos ciclos combinados híbridos. O motivo é a dependência direta dessa temperatura com relação à energia térmica no fluxo dos gases de exaustão da turbina a gás, onde a menor carga da turbina a gás gera um fluxo de gases com uma temperatura mais baixa, que afeta diretamente o rendimento do superaquecedor, produzindo um vapor superaquecido que variará diretamente com a temperatura dos gases.

Quando a potência de saída do ciclo combinado é maior que 65% da potência nominal, a temperatura do vapor se estabiliza, experimentando valores quase constantes em todos os modelos de ciclo combinado. Esta estabilização é originada pelo fato de que na faixa de 65 a 100% da potência de saída da turbina a gás, os gases de exaustão atingem um valor máximo de temperatura (alto conteúdo de energia térmica) que é transferido à HRSG e, portanto, o vapor produzido terá uma temperatura elevada e constante ($T_v \geq 513^\circ\text{C}$) fornecida à turbina.

Na Figura 6.4 se apresenta a Fluxo mássico de vapor superaquecido, que estará em função do consumo requerido pelo ciclo a vapor. Pode-se observar que assim como nos modelos de ciclo combinado híbrido, o consumo de vapor segue uma tendência linear positiva em função do incremento da carga do ciclo combinado. Nos modelos de ciclo combinado completo o consumo de vapor segue de igual forma uma tendência linear positiva, mas com uma pendente menor.

A diferença no consumo de vapor superaquecido com a variação da carga é devido às condições operativas de cada modelo de planta, por exemplo, nos modelos de ciclo combinado completo tem-se um maior consumo de vapor que nos modelos de ciclo híbrido, para um fator de capacidade menor que 65%, pela necessidade da turbina a vapor de produzir a quantidade de potência elétrica necessária para compensar a redução de carga na turbina a gás. Quando o fator de capacidade do ciclo combinado é maior que 65% o consumo de vapor nos modelos de ciclo híbrido é maior pela necessidade de suprir o vapor necessário para os equipamentos reutilizados da planta original e manter as condições operativas estáveis da unidade.

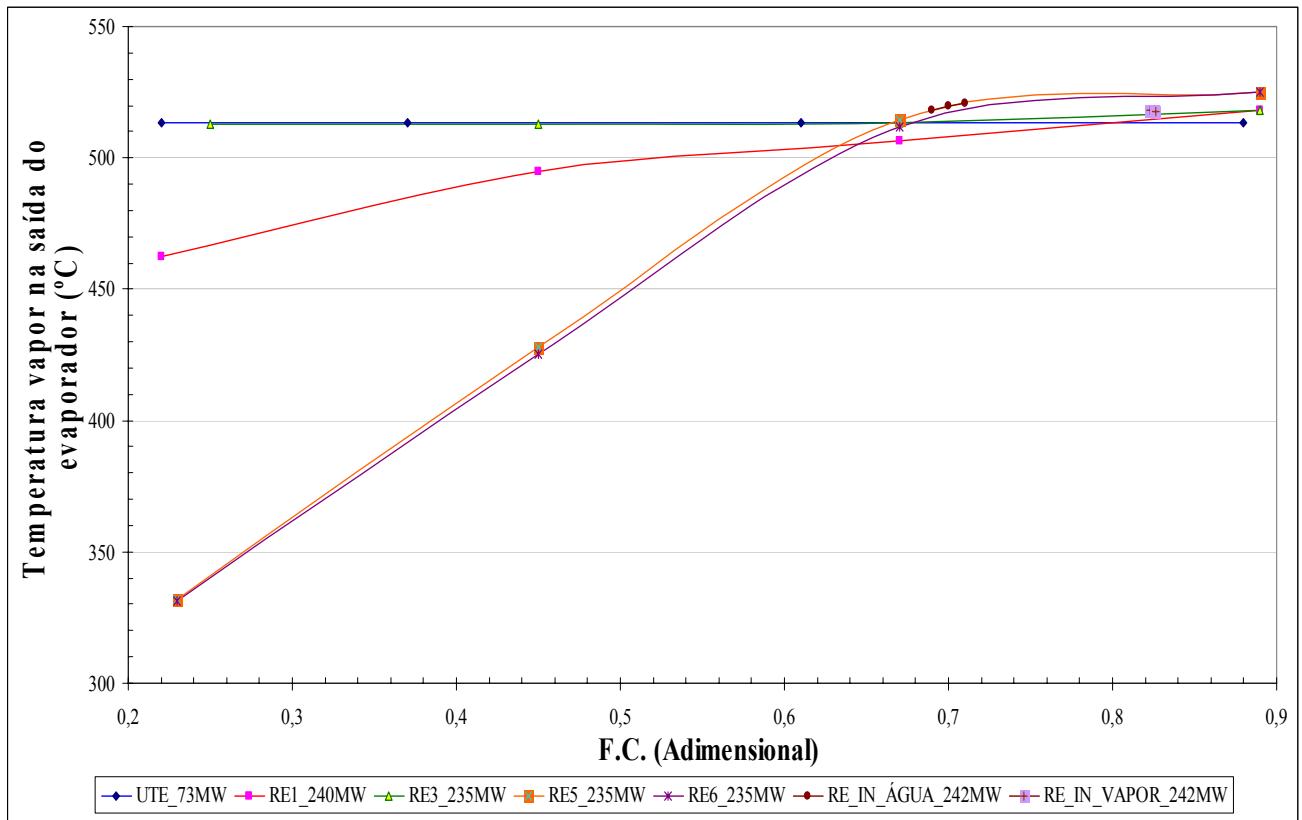


Figura 6.3 – Temperatura do vapor superaquecido em função do fator de capacidade.

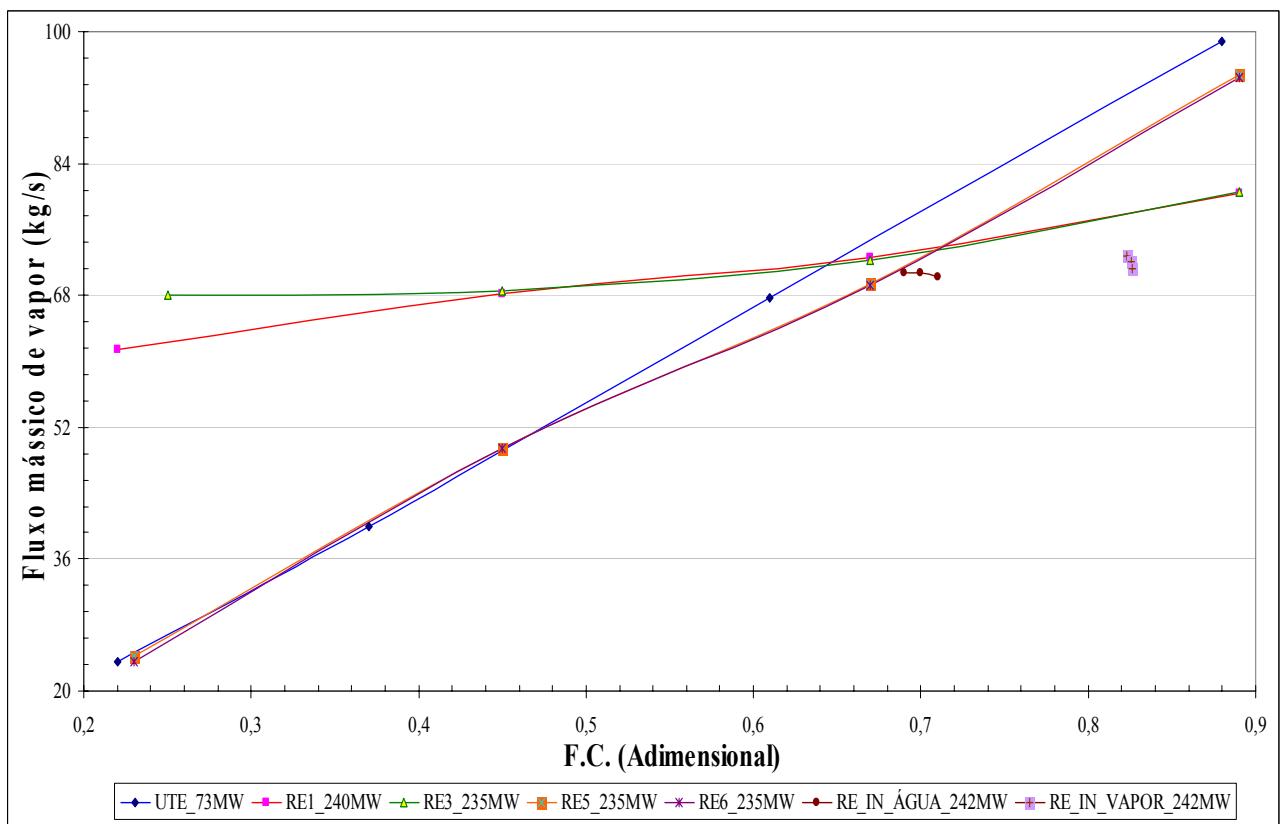


Figura 6.4 – Fluxo mássico do vapor superaquecido em função do fator de capacidade.

Nas Figuras 6.5 e 6.6 são apresentadas a temperatura dos gases de exaustão e o fluxo mássico desses gases em função da variação da carga do ciclo combinado. Em particular na Figura 6.5, se distinguem duas tendências nos valores da temperatura dos gases. Nos modelos como ciclo combinado completo ocorre um incremento na temperatura com o incremento na carga, e nos modelos como ciclo combinado híbrido acontece o contrário, isto é, a temperatura sofre uma redução com o incremento da carga do ciclo combinado.

A diferença na tendência da temperatura dos gases nos dois modelos de ciclo combinado deve-se à utilização da queima suplementar e à eficiência da caldeira de recuperação. Nos ciclos híbridos e nos modelos de ciclo combinado completo com injeção de vapor e água, não se utiliza a queima suplementar e a eficiência da caldeira se incrementa com o aumento da carga da turbina a gás, e a turbina a vapor gera a potência elétrica com a máxima eficiência térmica disponível do ciclo combinado. Nos modelos de ciclo combinado completo se usa a queima suplementar para que o vapor superaquecido alcance os parâmetros termodinâmicos requeridos na entrada da turbina, o que significa um incremento na temperatura dos gases de exaustão para produzir o aumento na potência elétrica da turbina a vapor com a consequente diminuição da eficiência térmica do ciclo combinado.

Na Figura 6.6 se apresenta o fluxo mássico dos gases de exaustão, onde se pode observar um leve incremento na quantidade dos gases a medida que o fator de capacidade do ciclo combinado aumenta, isto é, pelo aumento da potência da turbina a gás e consequentemente o incremento na quantidade do ar de admissão no compressor, o que produz uma maior quantidade do fluxo mássico dos gases de exaustão.

Na Figura 6.7 se apresenta a temperatura d'água de alimentação na saída do economizador e como se pode observar, a tendência das diferentes curvas dos ciclos combinados é diferente da tendência nas condições atuais. Nos ciclos combinados a temperatura da água se incrementa com a diminuição da carga, e isto tem uma considerável importância quando o fator de capacidade é menor que 50% porque pode ocorrer a saturação da água de alimentação antes de entrar no evaporador e, então, elementos de proteção no economizador são requeridos.

Na Figura 6.8 está apresentada a variação da eficiência do gerador de vapor (caldeira e HRSG) para todos os modelos estudados de ciclo combinado. Pode-se observar uma drástica queda na eficiência da caldeira de recuperação dos ciclos híbridos a medida que a carga do ciclo combinado diminui, devido à redução da temperatura dos gases de exaustão.

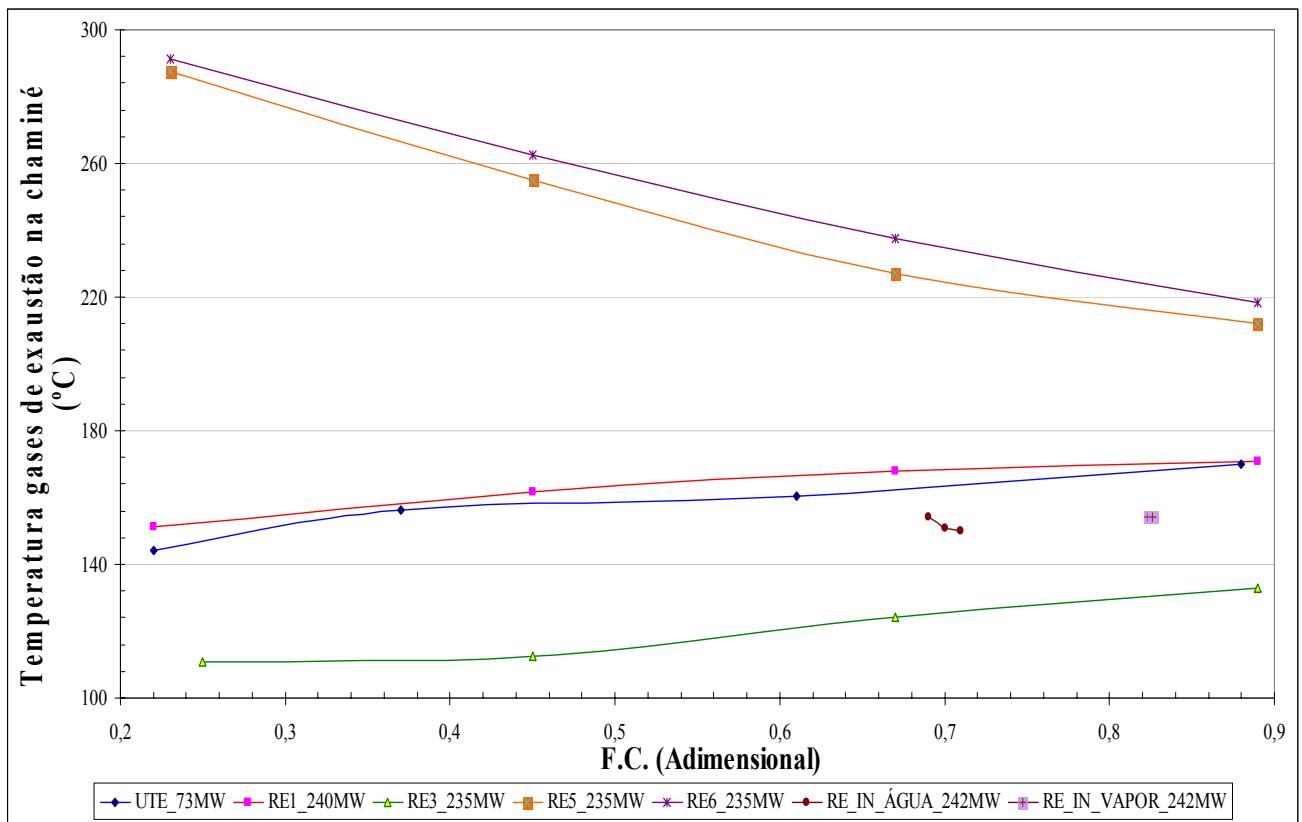


Figura 6.5 – Temperatura dos gases de exaustão em função do fator de capacidade.

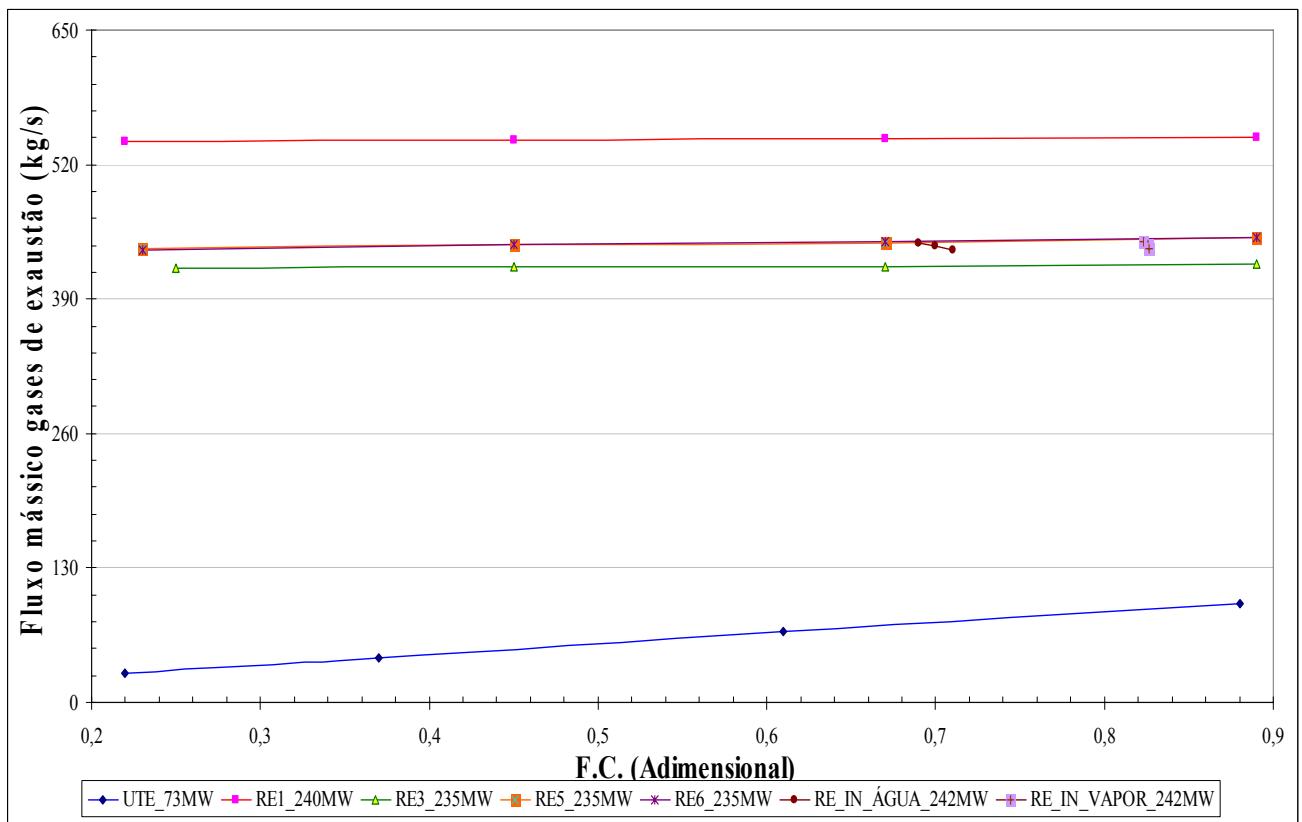
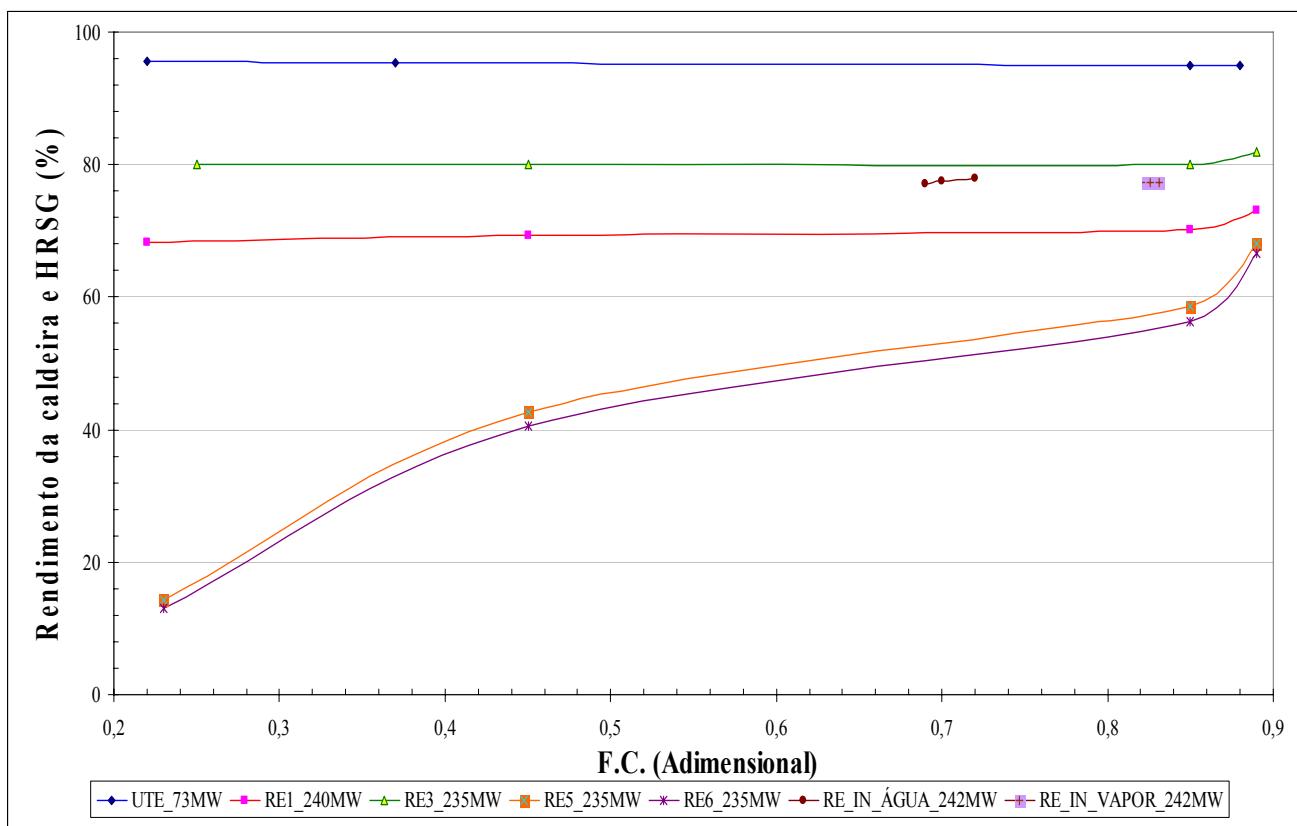
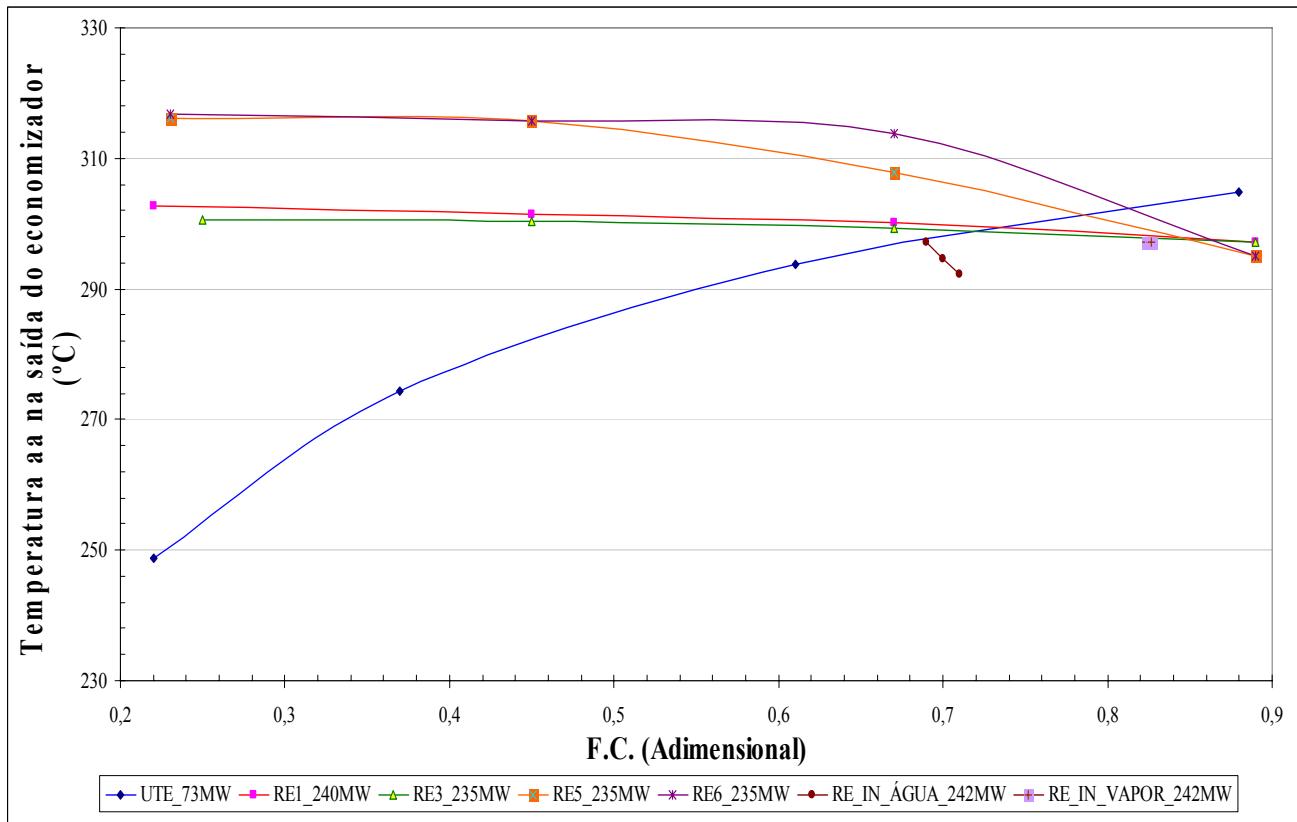


Figura 6.6 – Fluxo mássico dos gases de exaustão em função do fator de capacidade.



Nas Figuras 6.9 e 6.10 são apresentados dois parâmetros que em essência representam a mesma coisa, o *heat rate* e a eficiência de cada um dos sistemas térmicos de potência simulados. Na Figura 6.9 pode-se observar como a redução do *heat rate* chega alcançar uma porcentagem de quase 100% em todos os ciclos combinados (completo e híbrido), passando de 13.500 kJ/kWh (na planta original, a 25% da potência nominal) a 7.200 kJ/kWh (100% da potência nominal), destacando-se o ciclo combinado completo com uma turbina a gás como aquele que maior redução teve no consumo específico de combustível, especialmente quando o fator de capacidade é maior que 65%. No gráfico é possível observar que a melhor condição operativa dos ciclos combinados para a redução do *heat rate* ocorre quando a potência do ciclo combinado ultrapassa o 40% da potência nominal.

Um aspecto muito interessante nesta análise de resultados está relacionado com a Figura 6.10, onde se compara a eficiência da planta de potência U-2 nas condições atuais e as plantas de potência após a conversão como ciclo combinado (completo e híbrido). A eficiência do ciclo térmico original é melhorada de 28% a quase 50% (no caso do ciclo combinado completo com uma turbina a gás). Como se analisará mais adiante, isto é de enorme importância no aspecto econômico e energético.

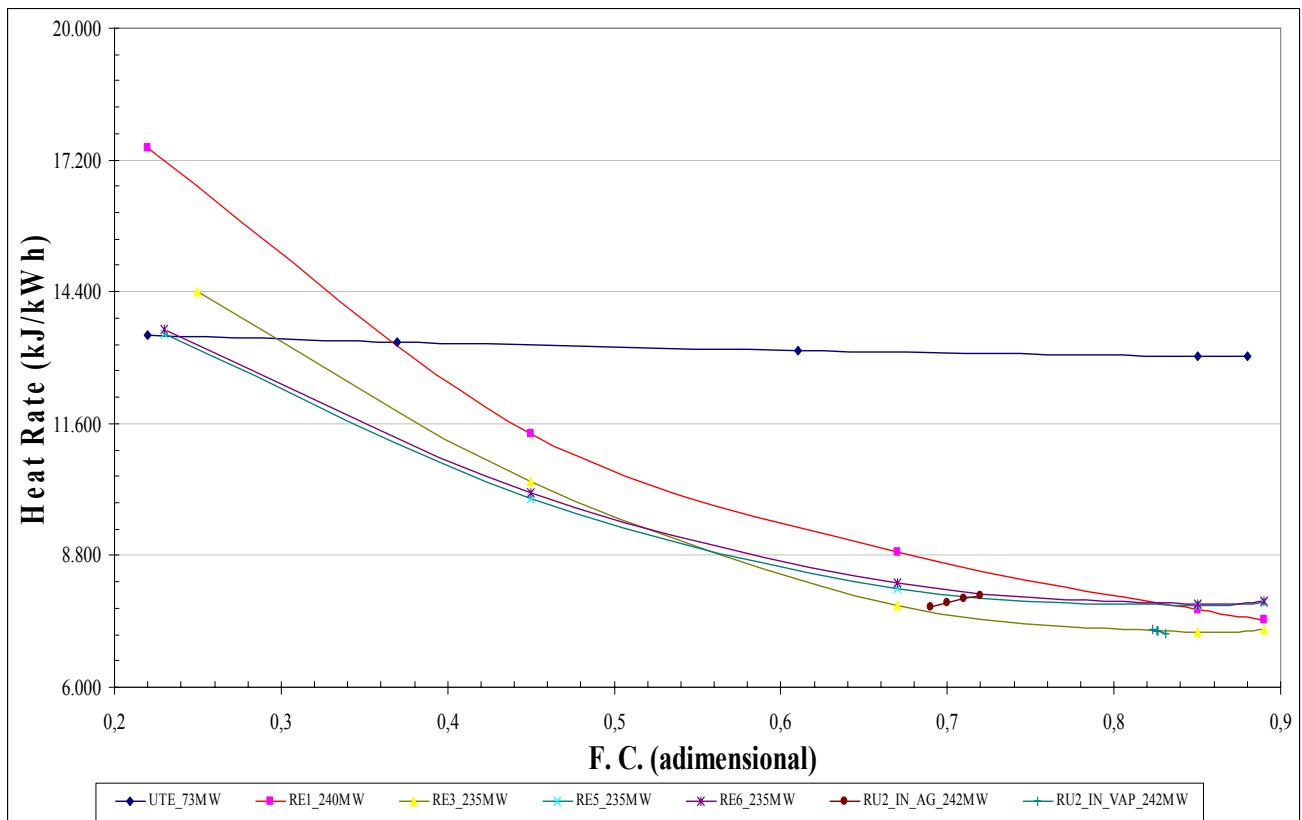


Figura 6.9 – Heat rate em função do fator de capacidade.

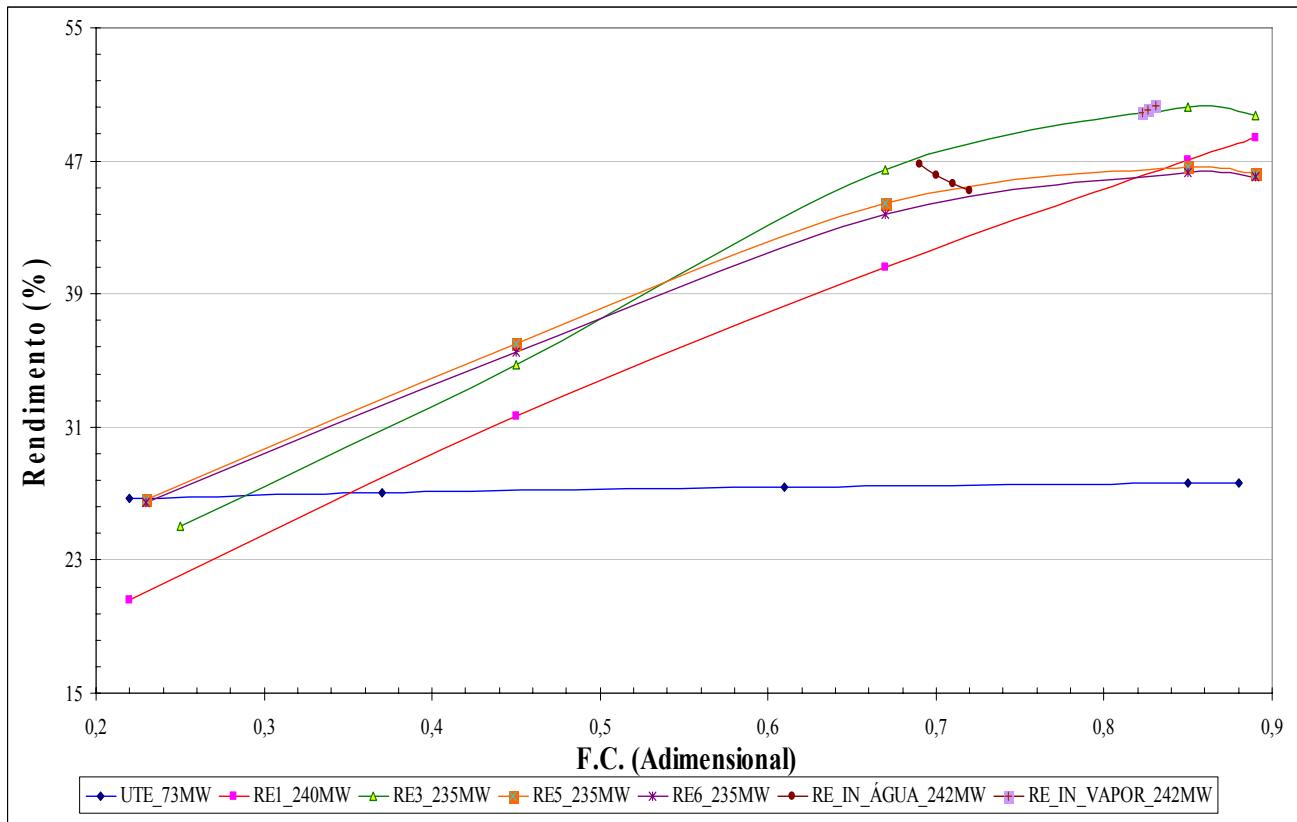


Figura 6.10 – Eficiência térmica global em função do fator de capacidade.

6.1.2 Caracterização dos fluxos de energia nos sistemas térmicos simulados

Apresenta-se nas Figuras 6.11 a 6.17 os resultados da análise da distribuição dos fluxos energéticos constitutivos de cada uma das configurações térmicas das plantas de potência simuladas nesta dissertação (U-2 nas condições atuais e os diversos modelos de repotenciação).

A distribuição dos fluxos energéticos está representada usando o método gráfico do diagrama de Sankey. Cada modelo de planta de potência simulado tem seu diagrama de Sankey caracterizado para o balanço energético a 100% da potência nominal, e para as outras cargas parciais de cada modelo, (isto é 75, 50 e 25%), foram elaboradas as respectivas tabelas, as quais estão apresentadas no Apêndice K.

As configurações térmicas caracterizadas são: ciclo Rankine modificado com regeneração e superaquecimento (1), ciclo combinado completo (4) e ciclo híbrido (1).

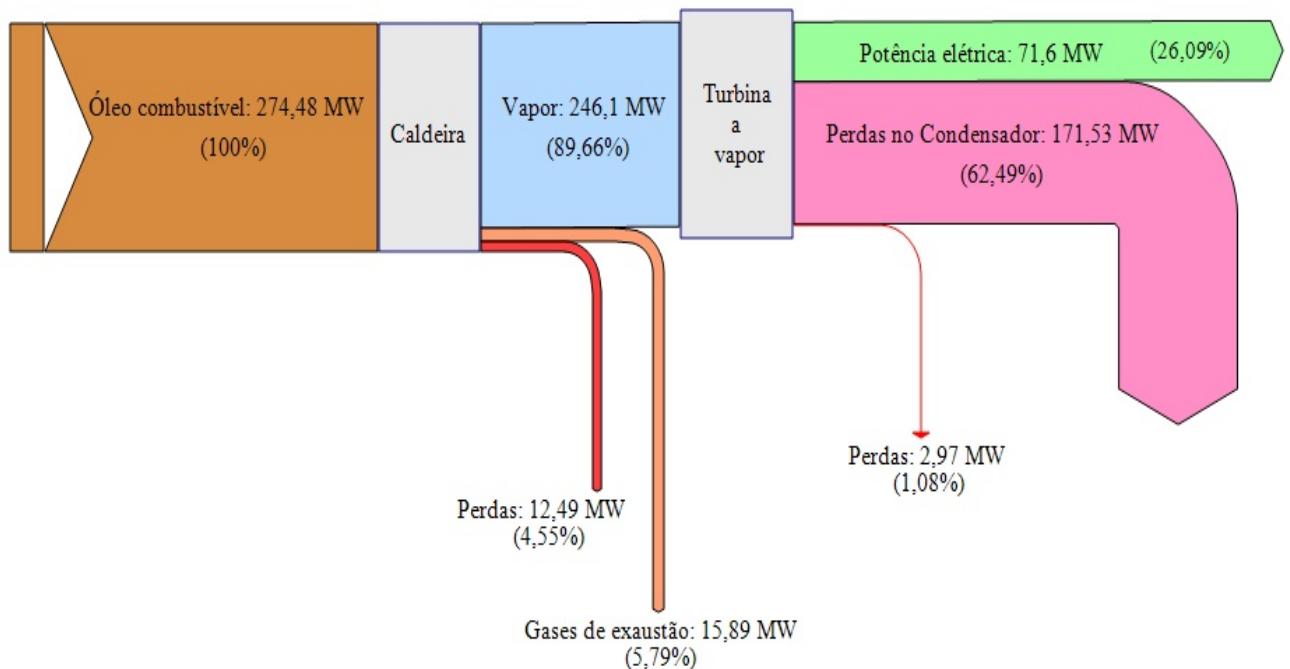


Figura 6.11 – Diagrama de Sankey do ciclo Rankine modificado com regeneração e superaquecimento da planta U-2 nas condições atuais.

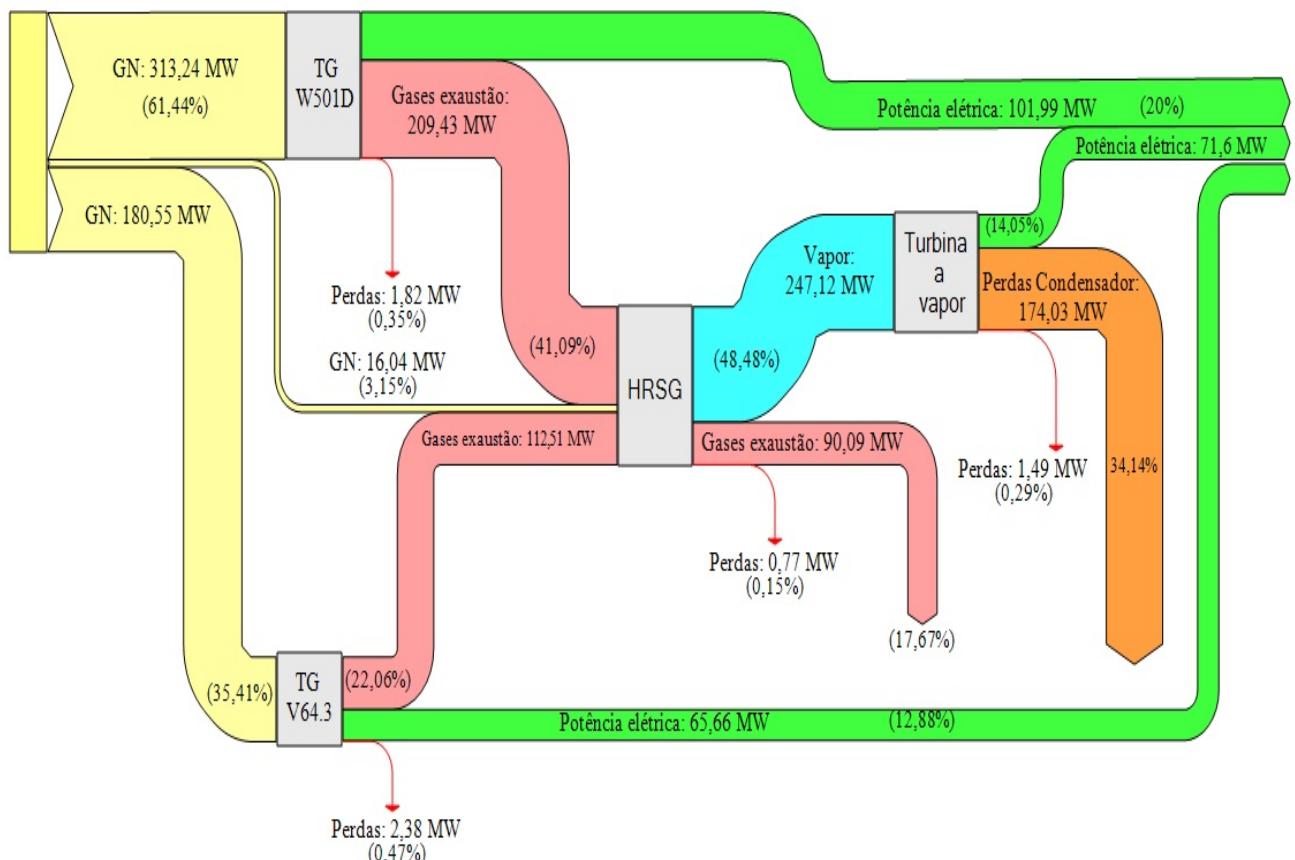


Figura 6.12 – Diagrama de Sankey da repotenciação como ciclo combinado completo com duas turbinas a gás.

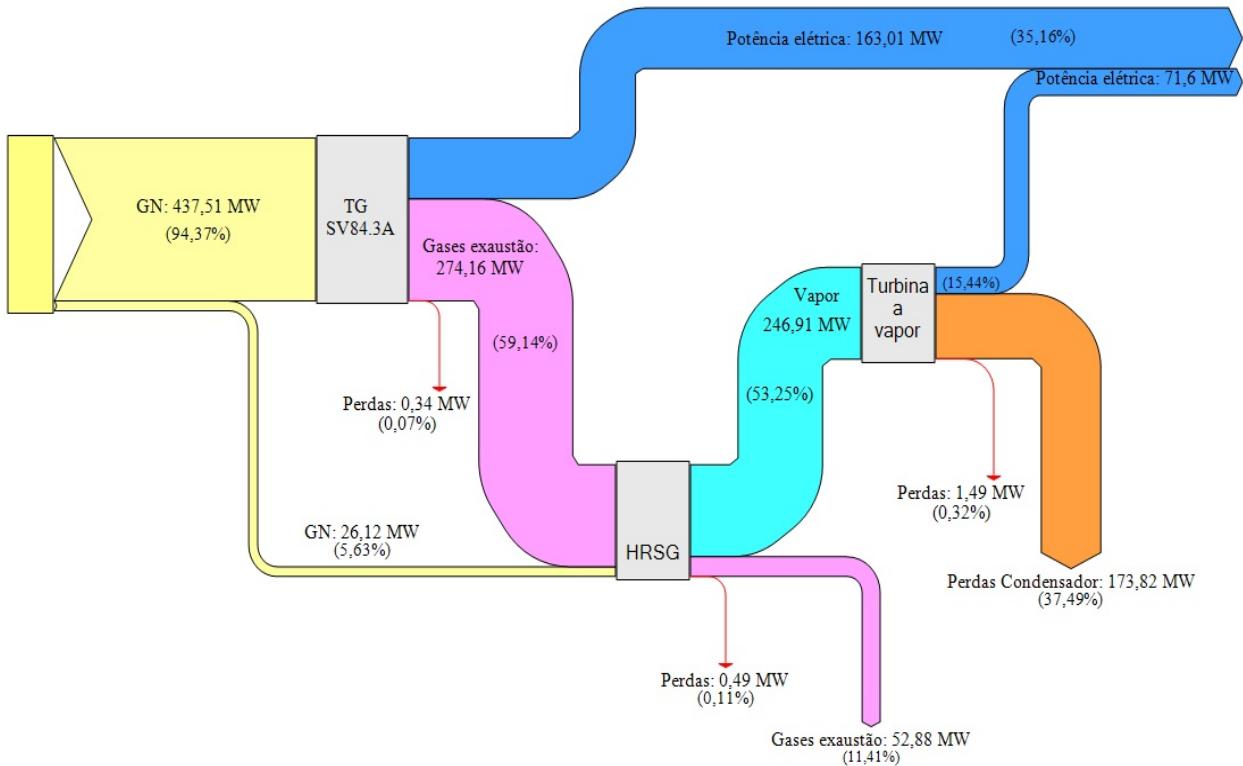


Figura 6.13 – Diagrama de Sankey da repotenciação como ciclo combinado completo com uma turbina a gás.

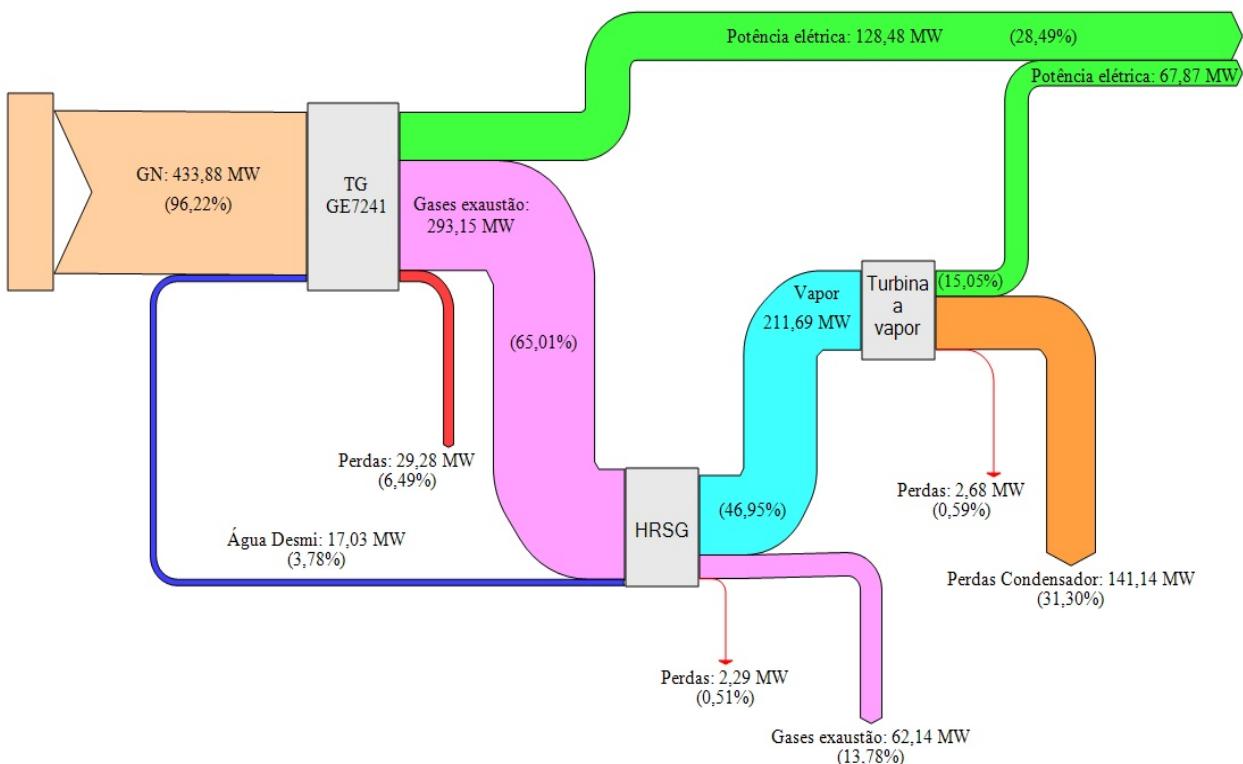


Figura 6.14 – Diagrama de Sankey da repotenciação como ciclo combinado completo com injeção de água de alimentação a alta temperatura e alta pressão na turbina a gás.

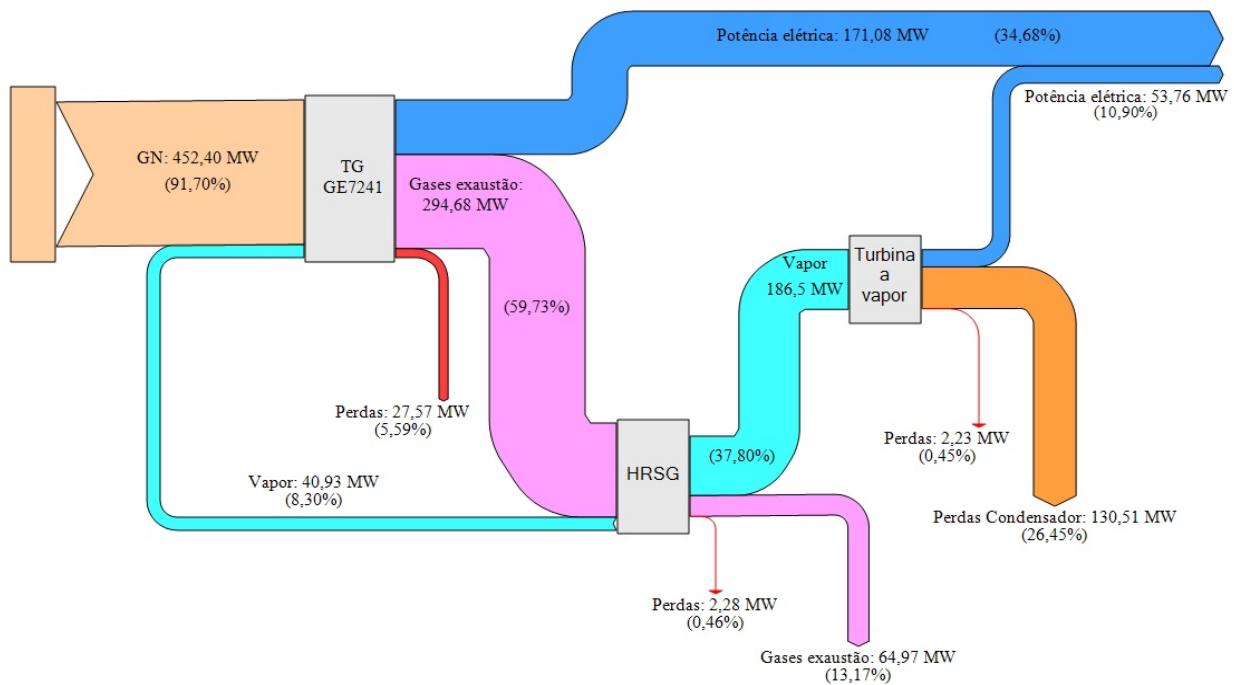


Figura 6.15 – Diagrama de Sankey da repotenciação como ciclo combinado completo com injeção de vapor superaquecido a alta pressão na turbina a gás.

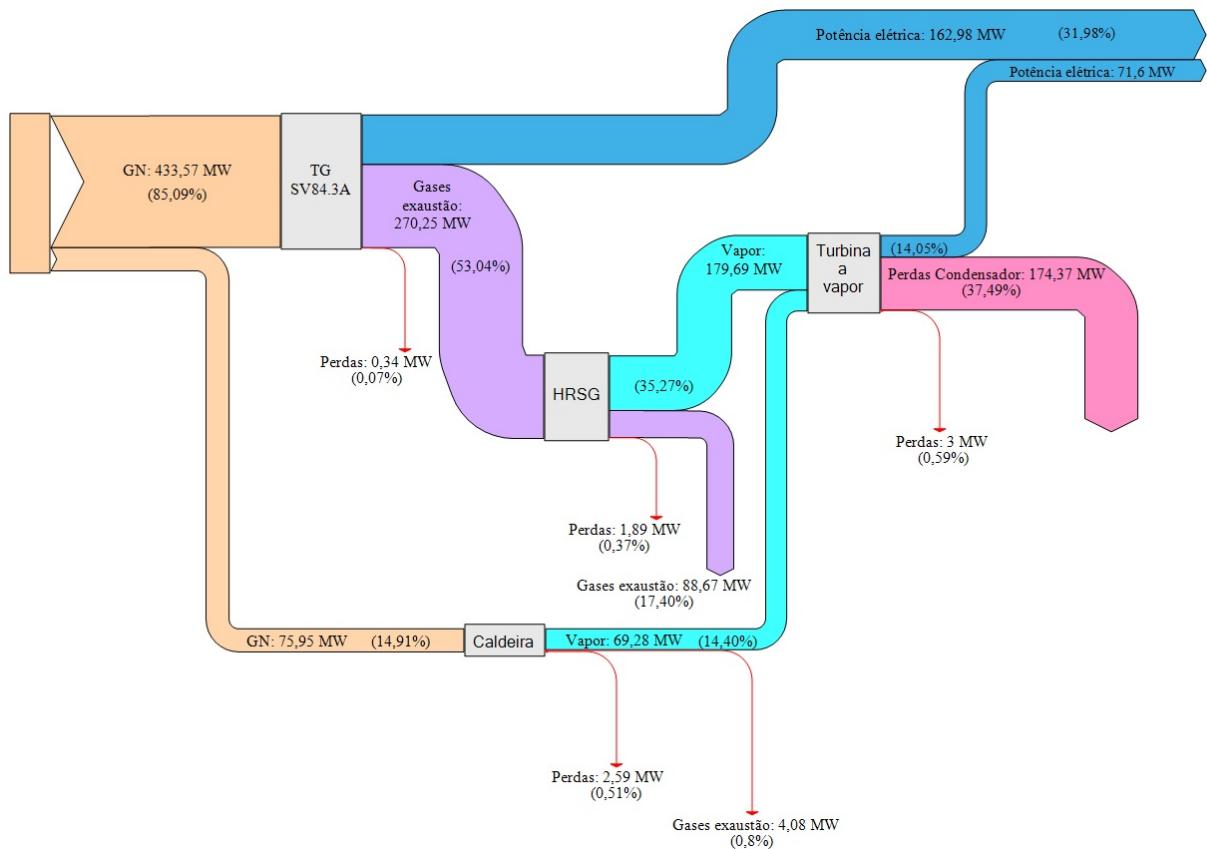


Figura 6.16 – Diagrama de Sankey da repotenciação como ciclo combinado híbrido queimando gás natural.

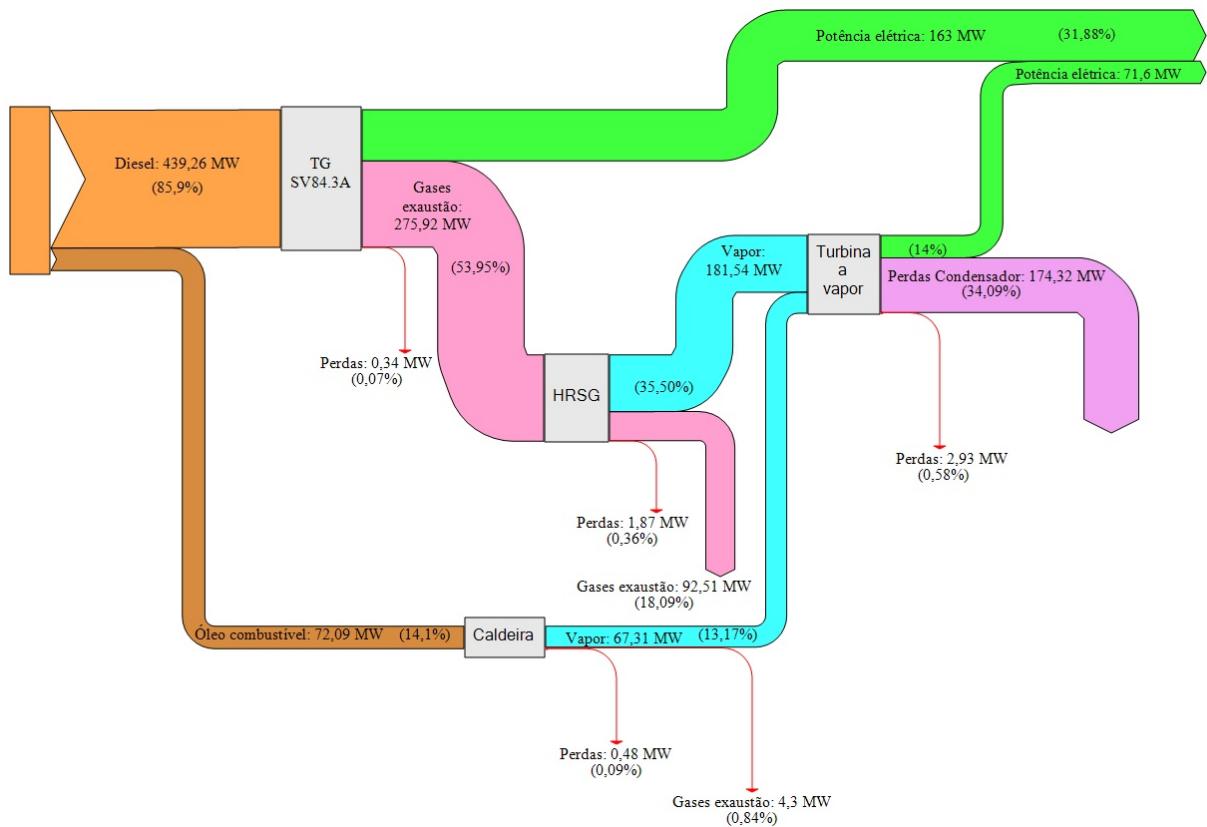


Figura 6.17 – Diagrama de Sankey da repotenciação como ciclo combinado híbrido bicompostível: óleo combustível e óleo diesel.

6.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS ECONÔMICOS

A seguir são apresentados os resultados da análise econômica das diferentes opções de repotenciação estudadas, estes resultados estão relacionados com a incidência do *heat rate* na economia das despesas econômicas e no consumo de combustível, com o tempo de retorno do capital, com o valor presente total, com o custo total avaliado, com a variação do preço da eletricidade gerado em função do fator de capacidade e com o preço da eletricidade gerada assumindo para todos os modelos das plantas de potência analisadas um fator de capacidade similar às condições operativas atuais da unidade U-2.

Nas Figuras 6.18 e 6.19 estão apresentados os detalhes do capital de investimento requerido para cada uma das readequações necessárias nos diversos modelos de repotenciação, assim como o ganho obtido anualmente e o tempo de retorno em meses do investimento inicial de cada configuração térmica. Pode-se observar que os maiores investimentos ocorrem com os ciclos combinados utilizando injeção de água ou de vapor na turbina a gás e os maiores ganhos com os modelos de ciclo combinado completo usando, em

um caso, duas turbinas a gás e, no outro caso, a injeção de vapor superaquecido na câmara de combustão da turbina a gás.

Na Figura 6.19 se observa que o tempo de retorno do capital investido em cada modelo de repotenciação não supera a faixa dos 28 meses, acontecendo no caso da repotenciação híbrida queimando gás natural, um tempo de retorno do capital em apenas 9 meses e no caso da repotenciação como ciclo combinado completo usando duas turbinas a gás em apenas 7 meses (reutilização de uma das turbinas a gás, operando na atualidade como um ciclo Brayton simples).

Uma das principais áreas de melhoramento a alcançar num estudo de repotenciação está relacionada com a redução da taxa do *heat rate* um fator fortemente determinante na economia do combustível consumido e das despesas no funcionamento do ciclo operativo. Isto está claramente demonstrado nas Figuras 6.20 a 6.22 onde se pode determinar que a economia no consumo do energético primário está na faixa de 5.067,68 a 5.876,31 kJ/kWh (39 a 46%), dependendo do modelo de repotenciação.

A economia nas despesas pelo consumo do combustível cai de um gasto anual de 33 milhões de dólares para uma faixa de 9 a 11 milhões de dólares, com a exceção do modelo de ciclo combinado híbrido bicombustível, onde se incrementam as despesas na ordem dos 45 milhões de dólares (incremento de 35%), devido à utilização do óleo diesel (com um preço ainda maior que o óleo combustível).

Nas Figuras 6.23 e 6.24 são apresentados os custos da eletricidade gerada em função da variação do fator de capacidade do ciclo combinado. Destacam-se claramente como os custos de produção se reduzem em 100% (7,45 a 3,03 cent US\$/kWh gerado) quando a planta de potência; operando como um ciclo Rankine modificado com regeneração e superaquecimento, é convertida para um ciclo combinado (completo ou híbrido), sempre e quando o fator de capacidade for superior a 30%, exceto na repotenciação como ciclo combinado híbrido bicombustível.

Na análise dos resultados obtidos para o valor presente total e o custo total avaliado, apresentados na Figura 6.25, pode-se determinar que durante o ciclo de vida útil de cada uma das plantas de potência analisadas, aquela que apresenta o melhor desempenho econômico é o modelo de ciclo combinado completo usando uma turbina a gás, além de ser essa planta a que menor *heat rate* tem quando o fator de capacidade é maior que 50%.

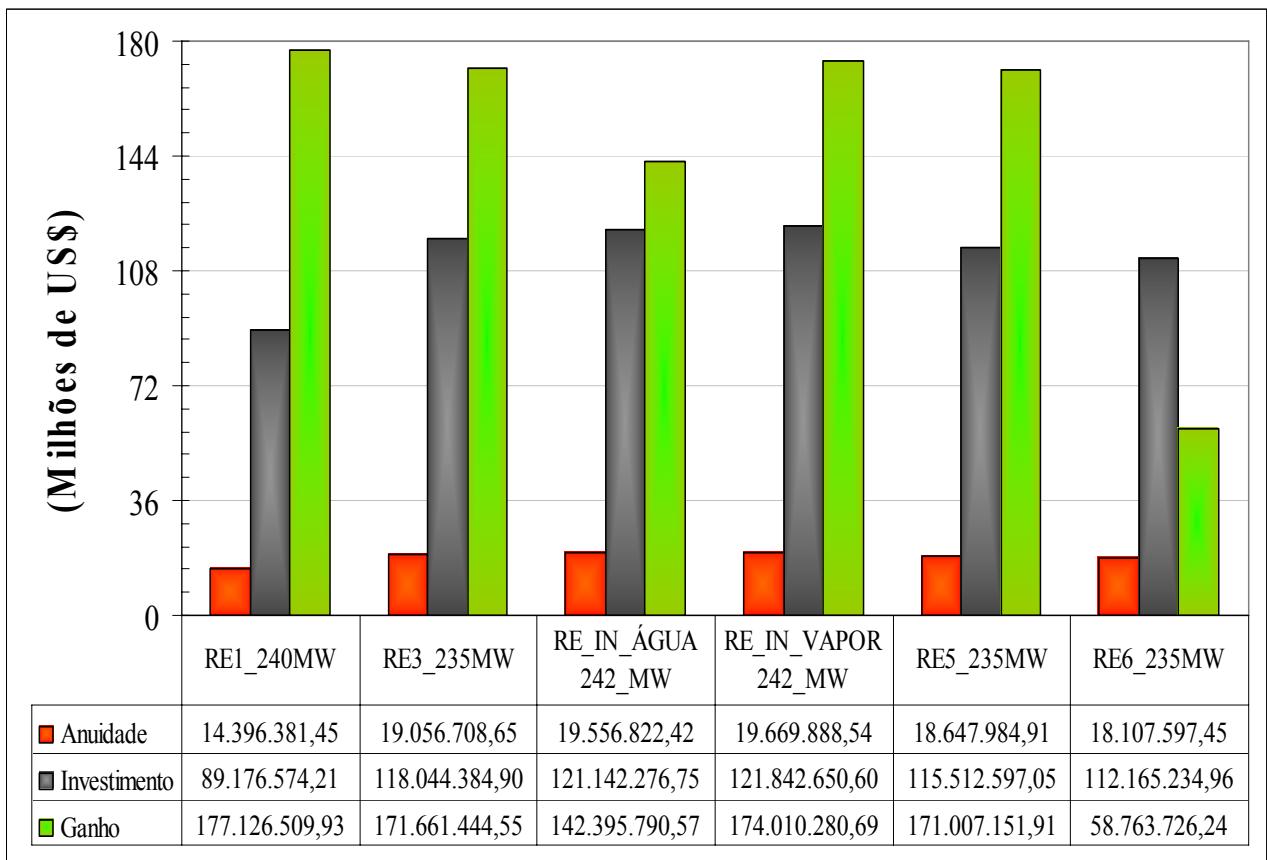


Figura 6.18 – Capital de investimento e ganho obtido nos modelos de repotenciação.

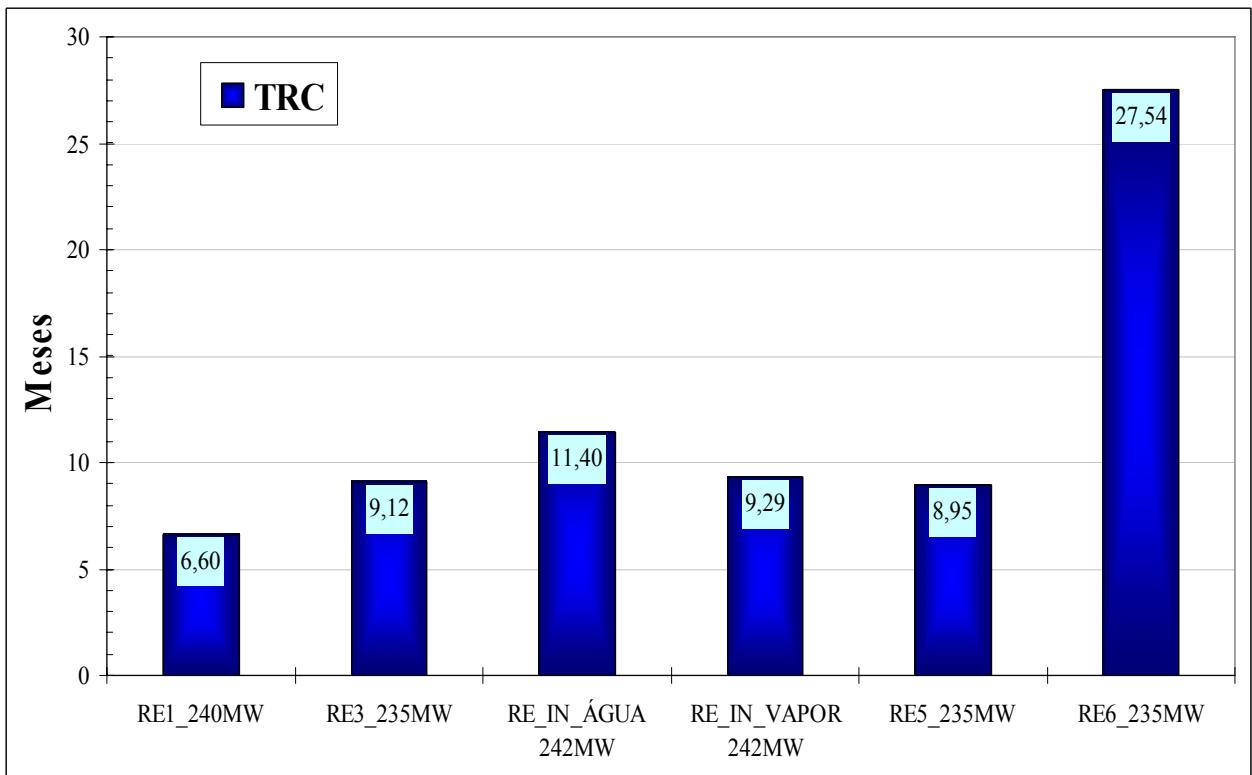


Figura 6.19 – Tempo de retorno do capital de investimento nos modelos de repotenciação.

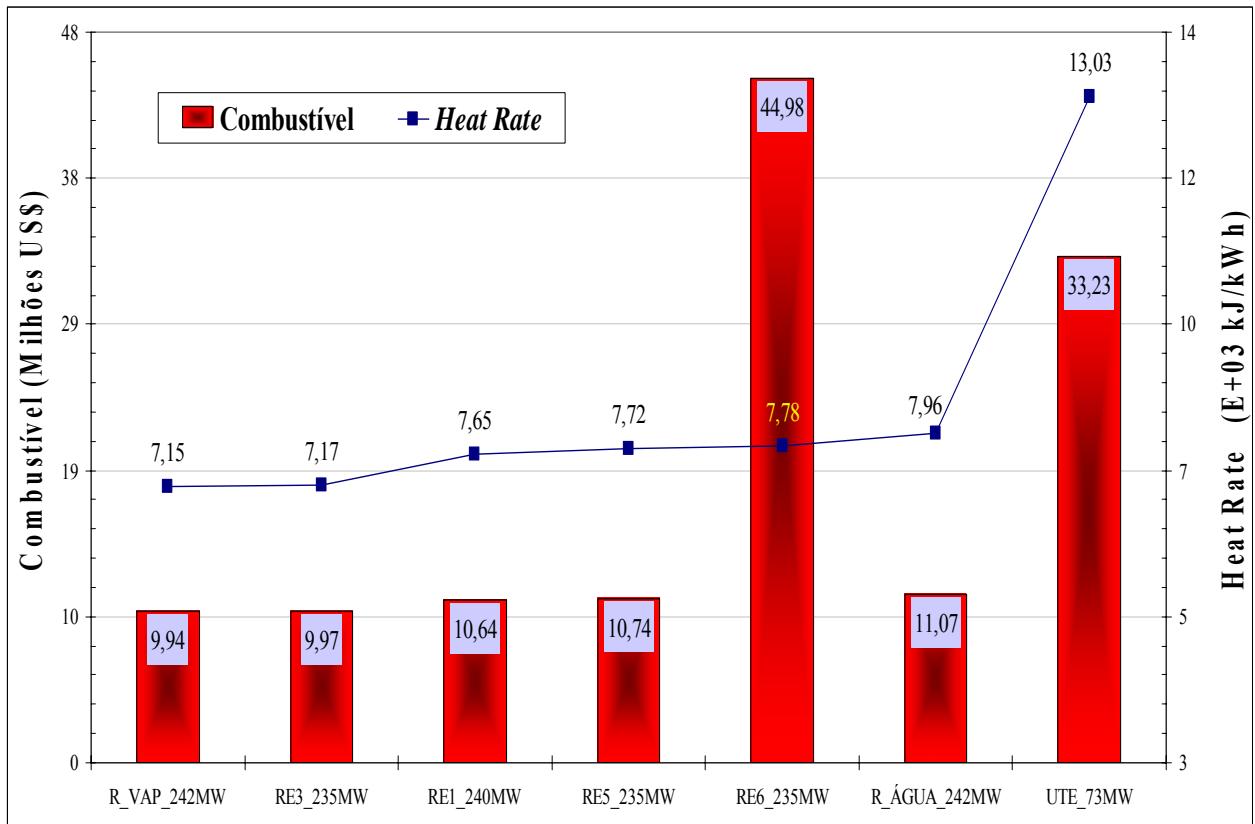


Figura 6.20 – Despesas no consumo de combustível em função do *heat rate*.

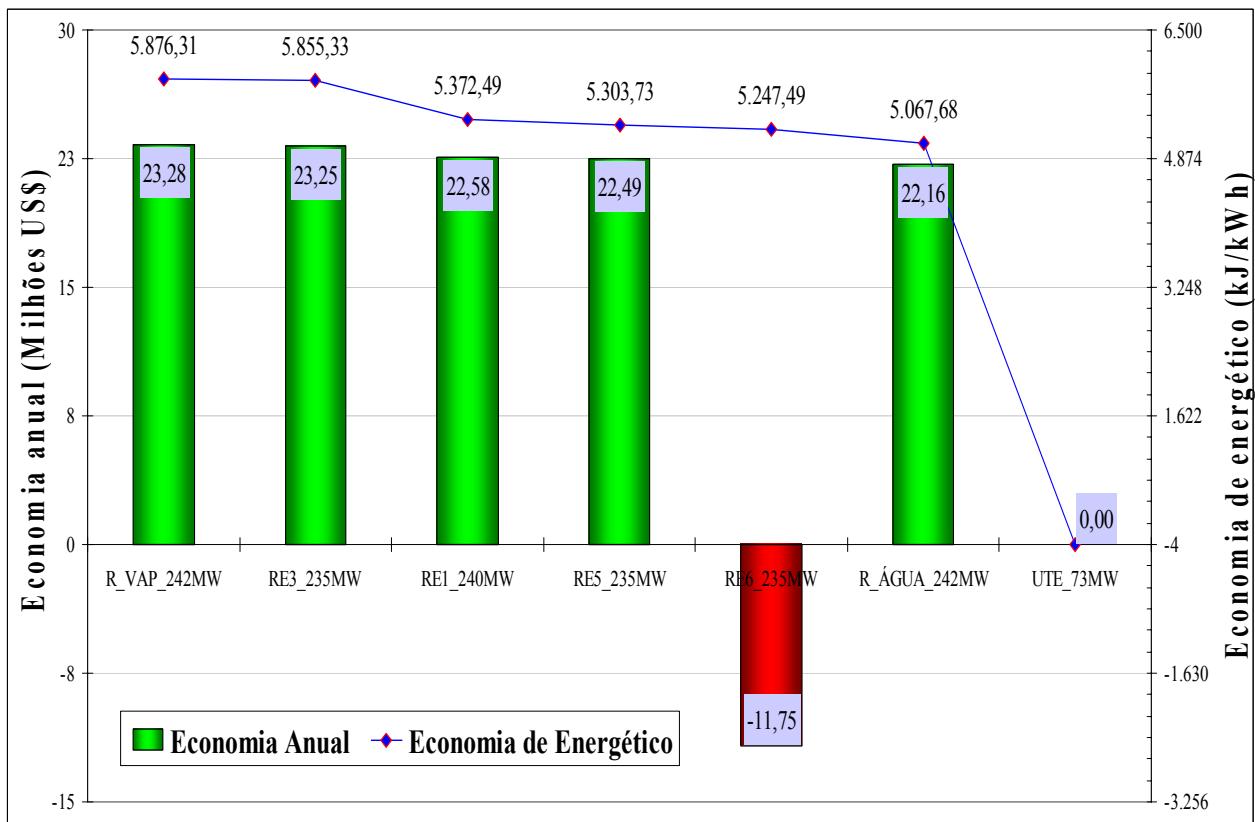


Figura 6.21 – Economia de energético e nas despesas em função do *heat rate*.

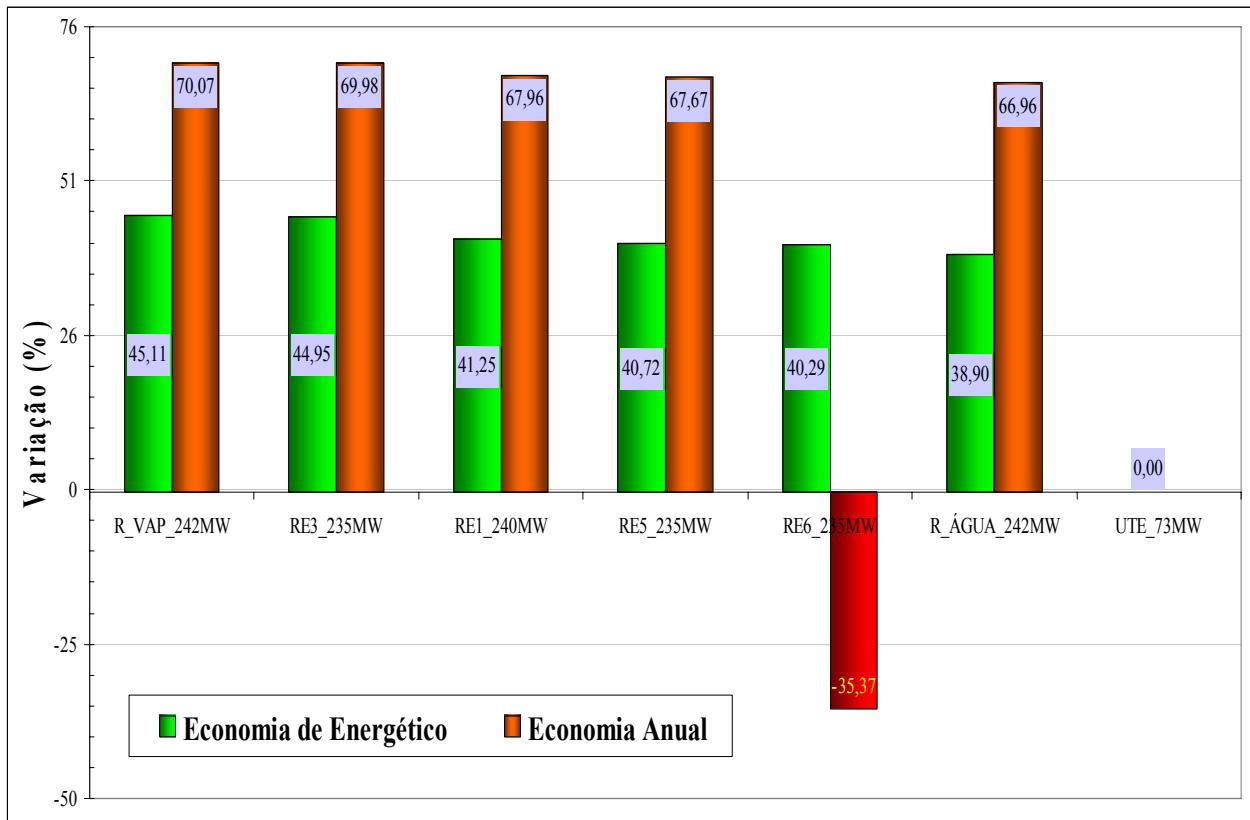


Figura 6.22 – Variação na economia de energético e nas despesas em função do *heat rate*.

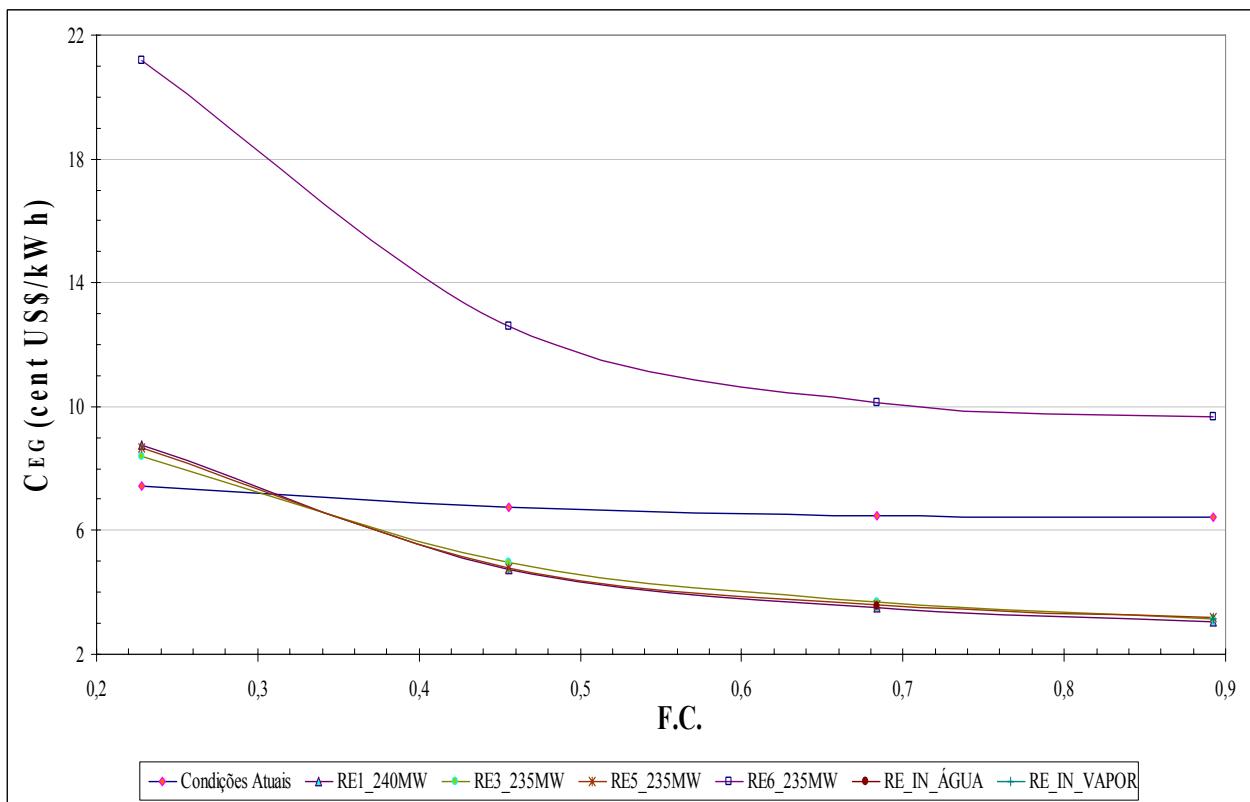


Figura 6.23 – Custo da eletricidade gerada em função do fator de capacidade.

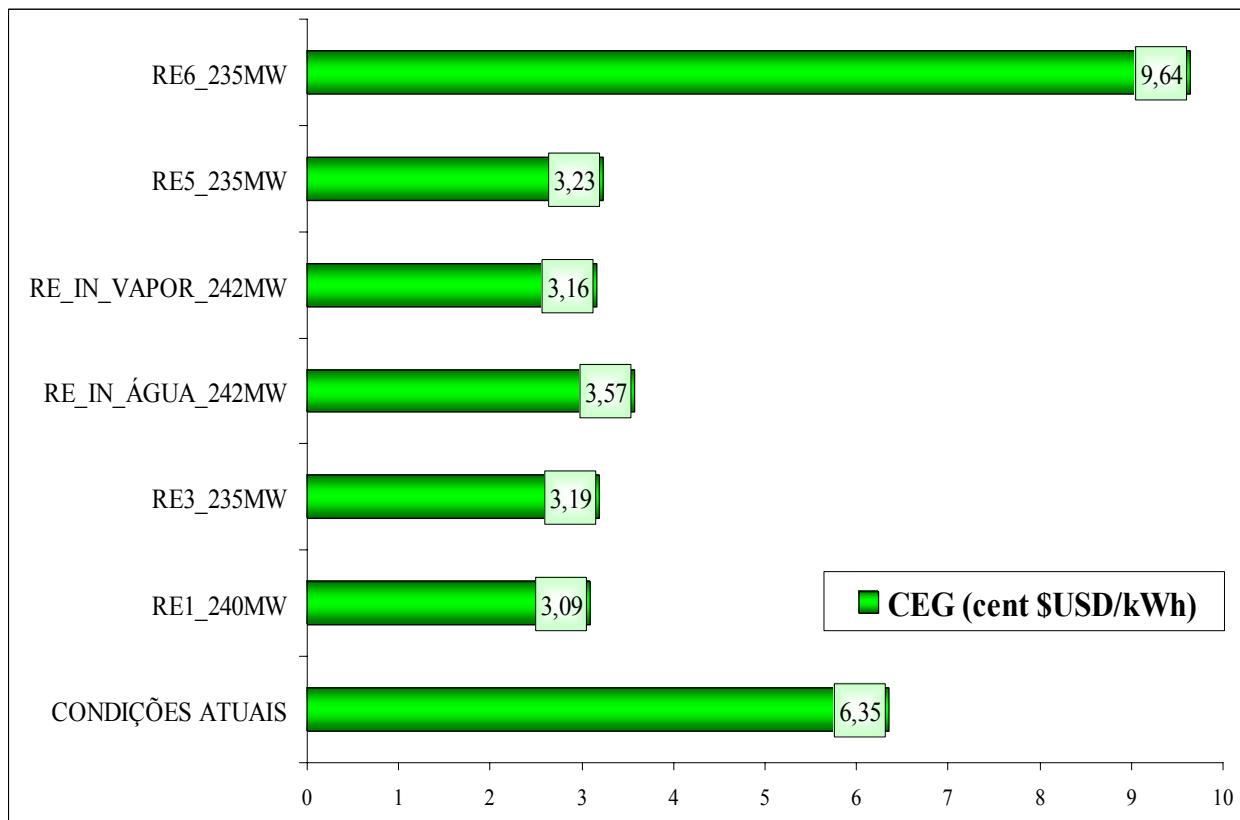


Figura 6.24 – Custo da eletricidade gerada para plantas com similar fator de capacidade.

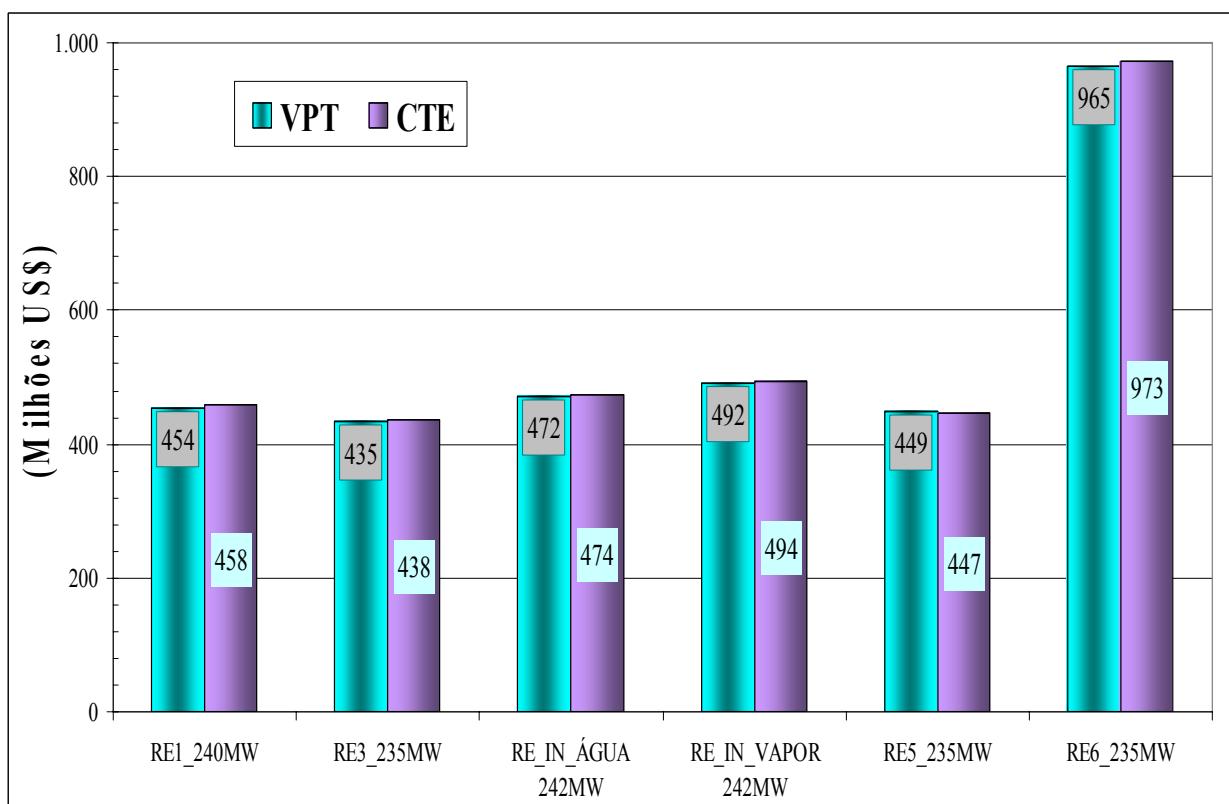


Figura 6.25 – Valor presente total – custo total avaliado dos modelos de repotenciação.

6.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS DA EMISSÃO DE CO₂

Tipicamente, o óleo combustível tem um teor de 85% de carbono por peso. Cada quilograma de óleo combustível produz 3,22 kg de CO₂ e cada quilograma de gás natural produz 2,78 kg de CO₂. Segundo as Figuras 6.26 e 6.27, nas condições operativas atuais da planta de potência U-2, a emissão específica de CO₂ corresponde a um valor entre 800 a 900 g CO₂/kWh. Quando se converte uma planta de potência com ciclo Rankine queimando óleo combustível para ciclo combinado queimando gás natural, a emissão específica de CO₂ por kWh gerado será reduzida a valores na faixa de 400 a 500 g CO₂/kWh.

Na Figura 6.26 é possível observar como a emissão específica de CO₂ de uma planta de potência diminui com o incremento da eficiência, reduzindo-se a valores de 400 g CO₂ com uma eficiência máxima de quase 50%. Quando se injeta vapor na câmara de combustão de uma turbina a gás, isto permite diminuir ainda mais a emissão específica de CO₂, determinando-se, por exemplo, que os menores valores da emissão específica de CO₂ correspondem à repotenciação como ciclo combinado com a injeção de vapor superaquecido a alta pressão na turbina a gás.

A planta de potência U-2 nas condições atuais tem uma emissão específica de 919,12 g CO₂/kWh para um fator de capacidade de 65% com uma potência média de 53,16 MW e um *heat rate* de 13.037 kJ/kWh (Figura 6.28). Quando se realiza a conversão dessa planta para ciclo combinado, os melhores resultados na redução da emissão específica de CO₂ são conseguidos com a configuração de ciclo combinado completo com injeção de vapor superaquecido a alta pressão na câmara de combustão da turbina a gás, correspondendo uma emissão específica de 407,73 g CO₂/kWh para um fator de capacidade de 83% com uma potência média de 224,85 MW e um *heat rate* de 7.243,39 kJ/kWh.

Quando se utiliza o modelo de ciclo combinado híbrido bicombustível, queimando óleo combustível e diesel, a emissão específica de CO₂ ao invés de se reduzir, se incrementa. A emissão específica alcançada com este modelo de repotenciação é de 1.197,85 g CO₂/kWh com um fator de capacidade de 65%, com uma potência média de 171,12 MW e um *heat rate* de 7.810 kJ/kWh.

Na análise dos dados das Figuras 6.29 e 6.30 é importante reconhecer que a emissão de toneladas equivalentes de CO₂/ano se incrementa, mas a emissão específica de CO₂/kWh se reduz com a conversão para as novas configurações térmicas de ciclo combinado.

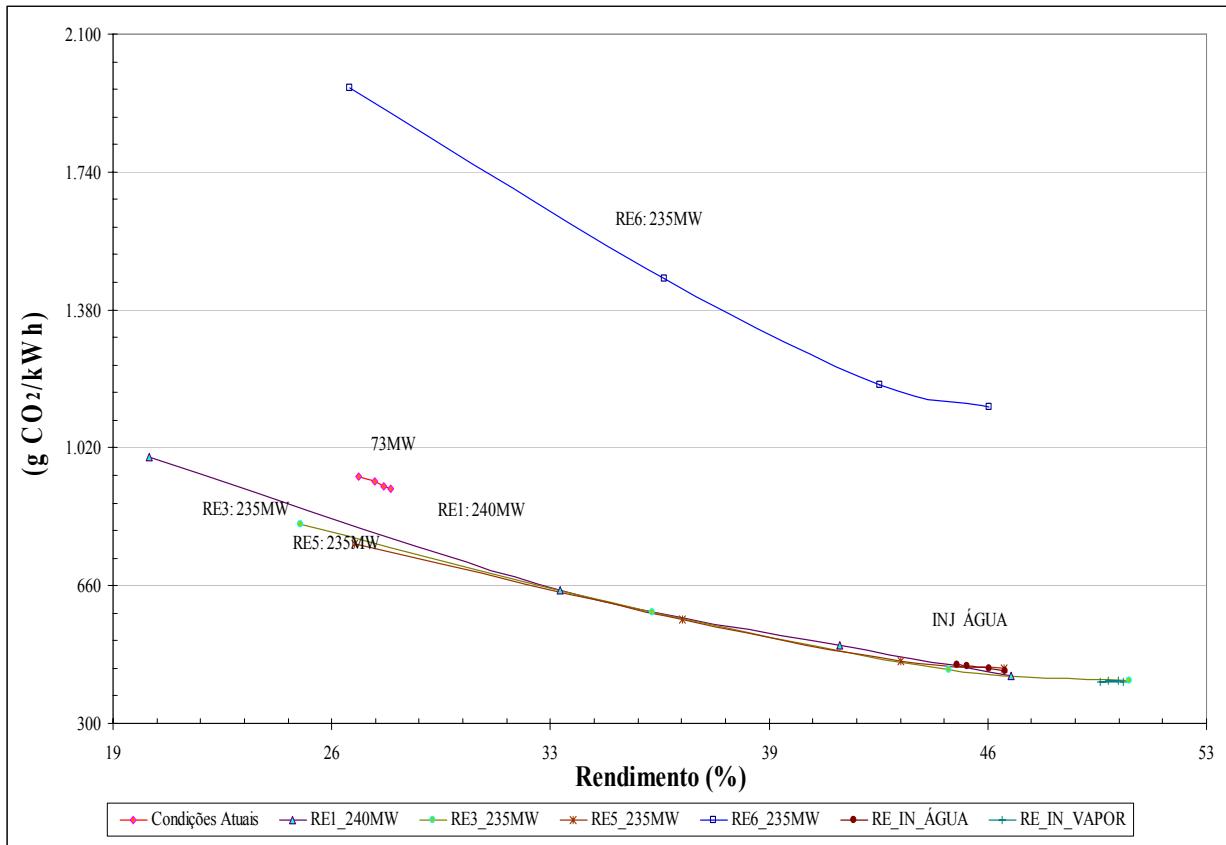


Figura 6.26 – Emissão específica de CO₂ em função da eficiência global.

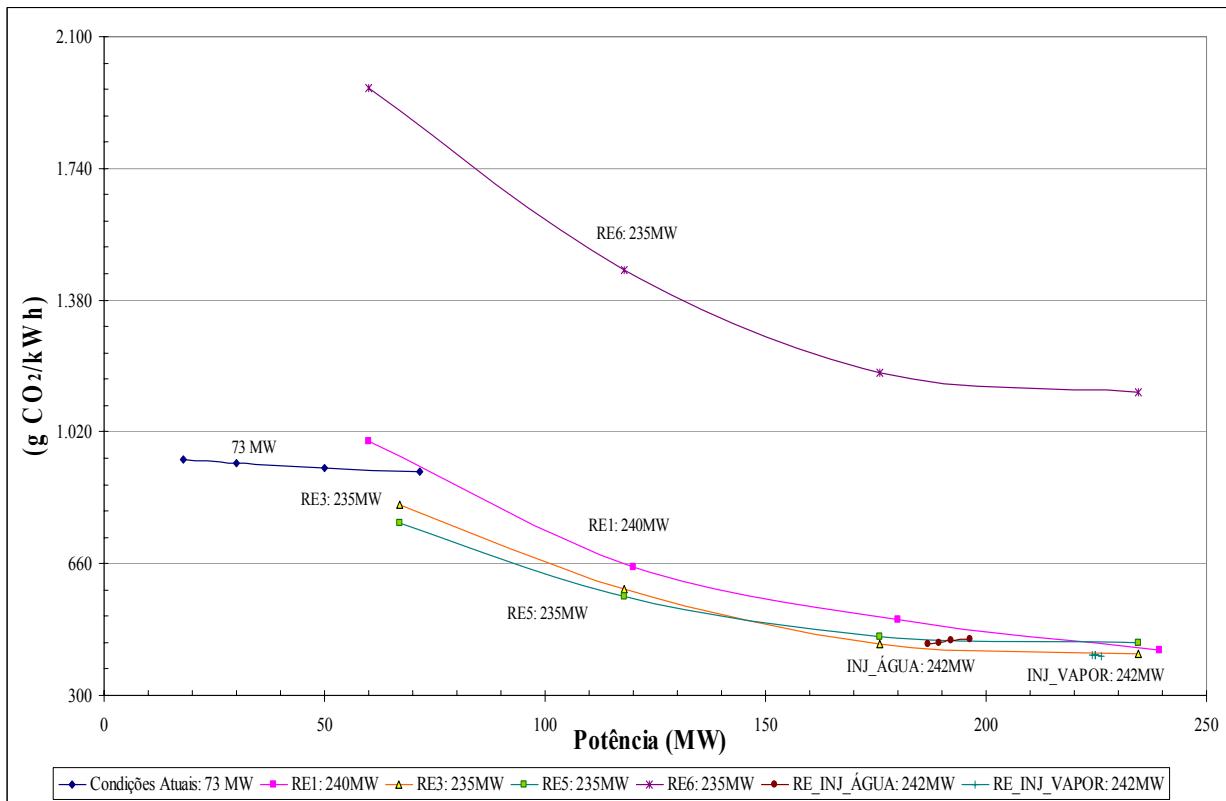


Figura 6.27 – Emissão específica de CO₂ em função da potência elétrica.

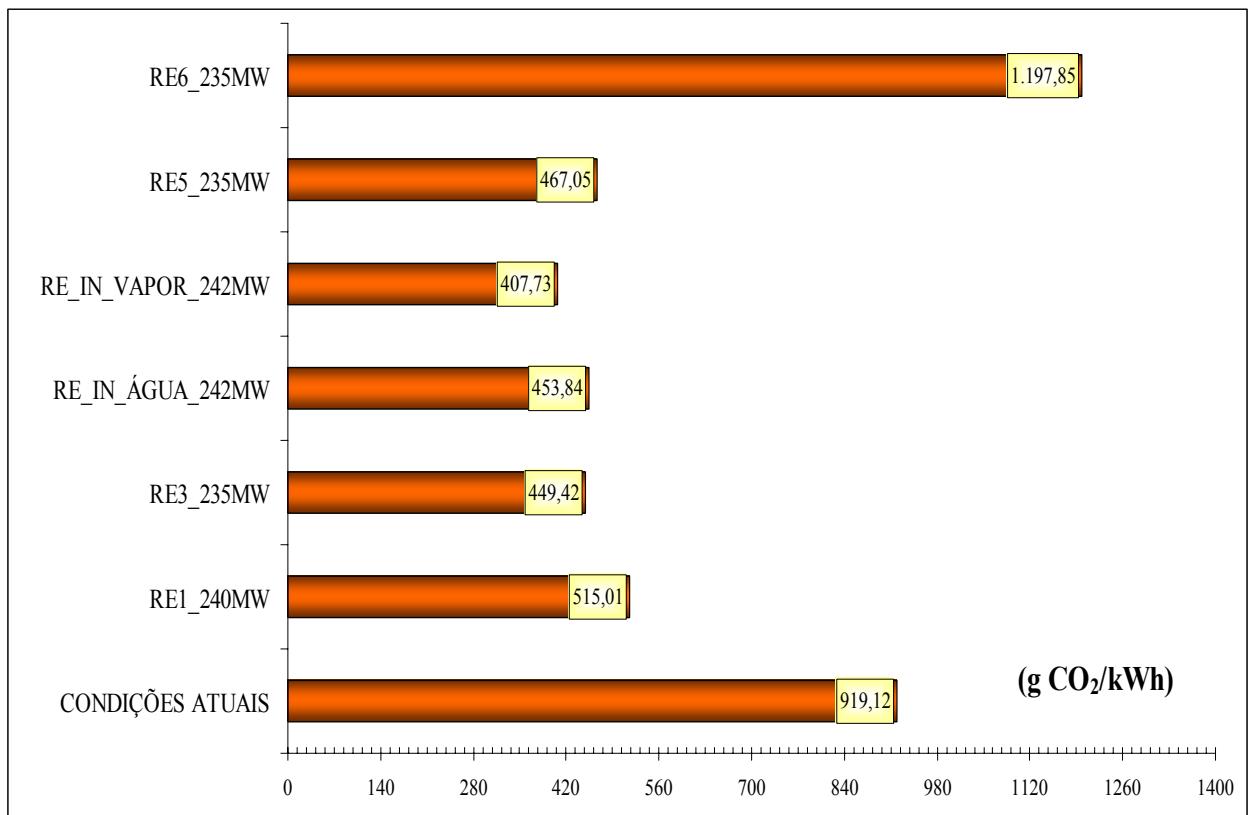


Figura 6.28 – Emissão específica de CO₂ para um fator de capacidade de 65%.

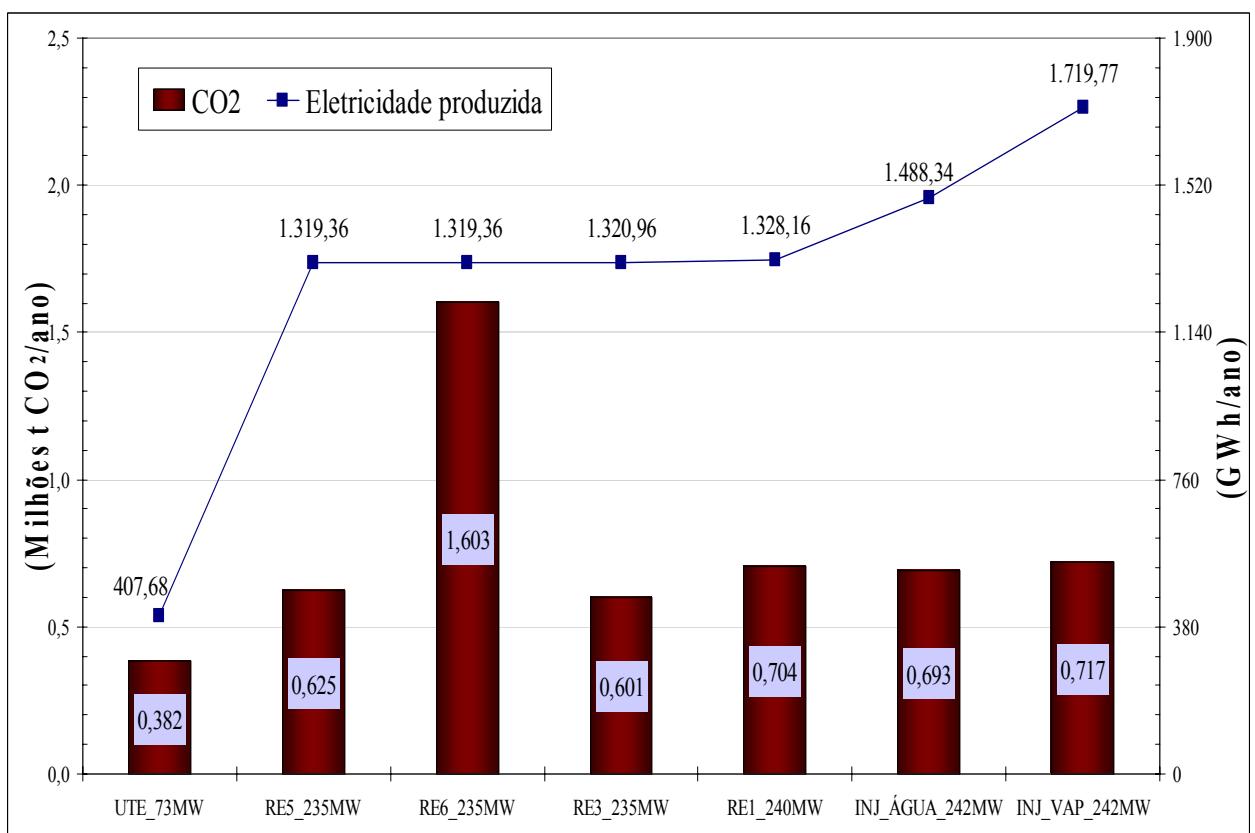


Figura 6.29 – Toneladas equivalentes de CO₂ e a eletricidade produzida.

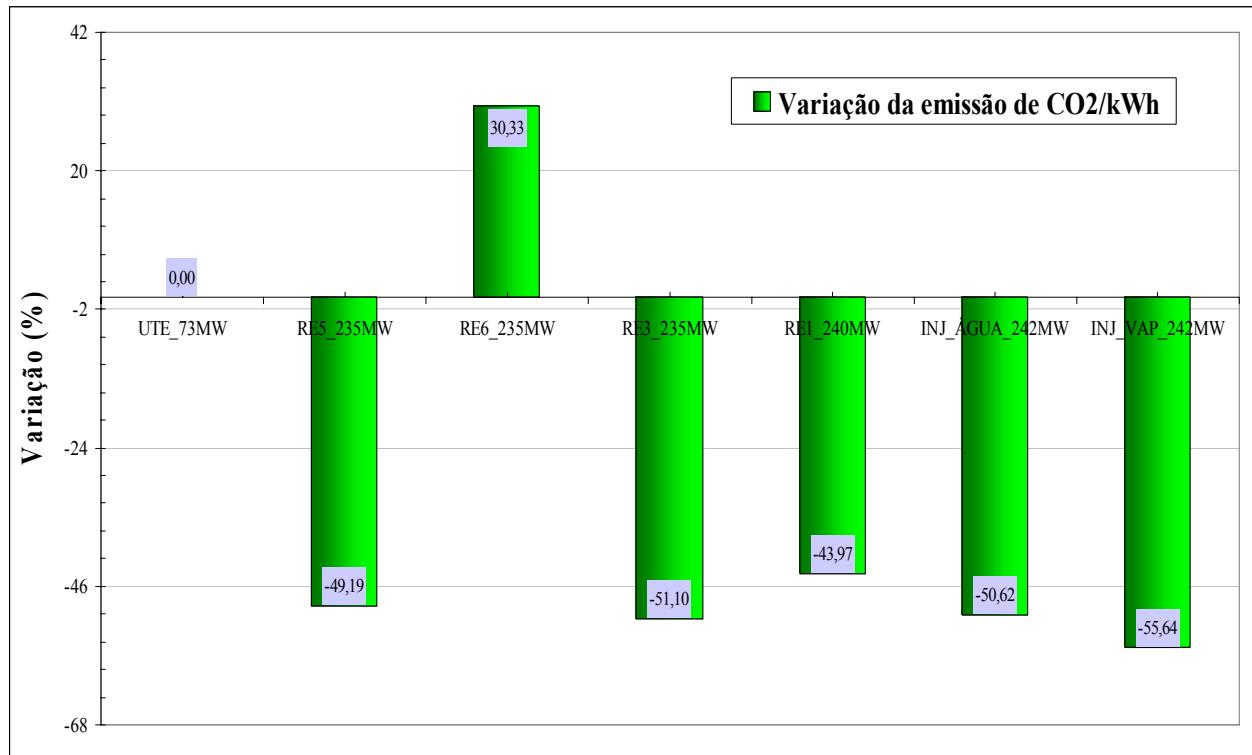


Figura 6.30 – Variação da emissão de CO₂/kWh nos modelos de ciclo combinado.

6.4 RESUMO DA ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS

A seguir, na Tabela 6.1, se apresenta um resumo da análise dos resultados obtidos:

Tabela 6.1 – Resultados obtidos da repotenciação da planta U-2.

Configuração térmica	Potência (MW)	Eficiência (%)	C _{EG} (cent US\$/kWh)	Emissão (g CO ₂ /kWh)	Economia (US\$)	Energético (kJ/kWh)
Atual	73	27,63	6,35	919	0	0
CC ¹ (2 TG)	240	46,93	3,09	515	22.580.000	5.372,49
CC (1 TG)	235	50,60	3,19	449	23.250.000	5.855,33
Injeção água	242	45,25	3,57	454	22.160.000	5.067,68
Injeção vapor	242	49,70	3,16	408	23.280.000	5.876,31
CH ² (GN)	235	46,72	3,23	467	22.490.000	5.303,73
CH (BICOM ³)	235	46,24	9,64	1.198	-11.750.000	5.247,49

¹ Ciclo combinado completo

² Ciclo híbrido

³ Bicompostível

Capítulo 7

COMENTÁRIOS E RECOMENDAÇÕES

Neste último capítulo são apresentados os comentários relacionados com o presente estudo de repotenciação de usinas termoelétricas, as limitações encontradas ao considerar um assunto tão abrangente, assim como algumas sugestões para próximos trabalhos que possam ser realizados, relacionados a este tema de dissertação.

7.1 COMENTÁRIOS

Há uma grande relação entre o desenvolvimento dos países e a demanda crescente de energia, com o desafio do fornecimento de energia elétrica e a melhoria da qualidade de vida dos cidadãos. Esta disputa constante entre economia e meio ambiente segue sendo tratada como dois mundos afastados, quando na realidade estão intimamente relacionados, e as atividades de uma parte ou de outra trazem consequências para cada uma delas.

O sistema mundial e regional dominante dos mercados elétricos tem uma forte presença da geração termoelétrica baseada em fontes de combustíveis fósseis, devido a uma tecnologia mais desenvolvida, acessível, com tempos relativamente curtos de montagem e utilização dos equipamentos. Espera-se que outras fontes de eletricidade, especialmente as renováveis, possam reduzir seus custos de investimento, melhorar seu pouco desenvolvimento comercial e se adaptar as diversas condições geográficas para uma rápida utilização.

Sabe-se que o fornecimento de energia elétrica mediante os combustíveis fósseis é criticado por suas consequências ecológicas, embora se estime que o potencial de fontes renováveis não consiga cobrir a atual demanda. O uso da eletricidade, parte dos benefícios que ela traz, está unido a numerosos problemas ambientais e sociais, tais como efeitos da

poluição do ar em saúde, edifícios, cultivos, bosques e efeito estufa, doença profissional, acidentes e emissões de ruído.

Existe a necessidade de investimentos, bem como a seleção adequada de tecnologia e o uso apropriado dos combustíveis fósseis, de tal forma que a energia gerada tenha custos baixos, seja aceita pela comunidade e ocasione os menores impactos ambientais possíveis. Uma dessas tecnologias que pode prover muitas vantagens, como foi detalhada nesta dissertação, constitui-se da repotenciação de plantas de potência com sistemas a vapor e sua conversão para ciclo combinado.

Como foi demonstrado nos capítulos anteriores, a repotenciação de usinas termoelétricas produz o incremento na geração de potência elétrica, melhora o *heat rate*, reduz as emissões específicas de CO₂ por kWh, melhora a eficiência global da planta e as instalações físicas da unidade geradora, as quais são utilizadas de uma melhor forma. A capacidade na geração de energia é incrementada com custos inferiores à implantação de uma nova planta de potência de ciclo combinado.

Os modelos simulados de repotenciação (ciclo combinado completo e ciclo combinado híbrido) tiveram altos desempenhos e muita versatilidade na configuração termodinâmica, mostrando-se como uma alternativa viável de ser aplicada na geração de energia elétrica. Os recursos técnicos utilizados como a carga parcial, queima suplementar, pré-aquecimento da água de alimentação com evaporadores de baixa pressão, etc., permitiram testar diversos modos de operação.

Frente à possibilidade de contato com o governo do Peru para a compra de gás natural por parte do Equador, este estudo da avaliação inicial da repotenciação de plantas de potência a vapor apresenta uma possibilidade de implementação, visando diminuir os custos da eletricidade gerada, promover a utilização racional dos recursos energéticos primários e consequentemente incidir na competitividade da indústria nacional.

A avaliação dos custos totais de geração para os modelos de repotenciação (ciclo combinado completo e ciclo combinado híbrido) mostra que estes são competitivos (3 a 4 cent US\$/kWh) quando são comparados aos custos de produção de outras unidades térmicas e hidrelétricas do setor elétrico equatoriano (até 13 cent US\$/kWh para turbinas a gás operando como ciclo Brayton simples e 2 cent US\$/kWh para hidroelétricas), determinando-se, dessa forma, a viabilidade de implementação dos modelos analisados.

A repotenciação híbrida mostra uma clara vantagem comparada à repotenciação como ciclo combinado completo quanto à flexibilidade operacional, já que, dependendo do cenário no despacho de carga, a planta pode ser utilizada como um sistema convencional a vapor, como um ciclo combinado ou como um ciclo híbrido.

A repotenciação como ciclo combinado completo mostra uma clara vantagem comparada à repotenciação como ciclo híbrido quanto à eficiência global, já que permite uma melhor utilização dos recursos energéticos primários e menores despesas no consumo de combustível sendo, neste caso, o gás natural.

Um estudo de repotenciação precisa de uma simulação detalhada de todos os elementos constitutivos da planta de potência. O uso do *software Gatecycle* tem provado ser uma ferramenta muito útil e eficiente na simulação numérica dos cálculos básicos deste estudo. Cabe dizer que é necessário o conhecimento básico da engenharia térmica na determinação dos dados básicos de entrada, necessários na execução inicial dos cálculos, além do reconhecimento das limitações do *software* ao simular condições operativas restritivas, especialmente a carga parcial.

7.2 LIMITAÇÕES DO TRABALHO

Um trabalho tão abrangente como o presente estudo apresenta limitações naturais, tais como uma maior disponibilidade de tempo para conseguir a otimização dos resultados obtidos, a utilização de desenhos próprios quanto às turbinas a gás e a parametrização desses resultados. Embora o dito anteriormente, considero o presente trabalho satisfatório, pelos resultados obtidos, que de uma forma simples me permitiram caracterizar os principais fluxos energéticos, determinar a eficiência global e desempenho da planta de potência U-2 nas condições atuais e nos modelos de repotenciação estudados.

7.3 RECOMENDAÇÕES

Como dito nos capítulos precedentes, as possibilidades das configurações térmicas dos modelos utilizados são diversas, existindo como limite unicamente a imaginação e os aspectos físicos da instalação a repotenciar. Contudo, considero importante fazer as seguintes sugestões para uma pesquisa posterior em complementação a este tema:

1. A simulação numérica com caldeiras de recuperação com vários níveis de pressão;
2. O uso de turbinas a vapor com seções de alta, média e baixa pressão;
3. O uso de turbinas a gás desenhadas individualmente para cada aplicação específica, sem considerar os modelos comerciais da biblioteca no *software Gatecycle*;
4. A consideração da exergia como parâmetro das propriedades termodinâmicas nos pontos notáveis das configurações térmicas das plantas de potência simuladas;
5. A caracterização dos fluxos exergéticos dos sistemas térmicos de potência simulados a carga parcial;
6. A consideração da vida residual dos equipamentos na metodologia da repotenciação;
7. A otimização dos parâmetros de desempenho frente aos valores médios dos parâmetros operativos a carga parcial das plantas de potência simuladas;
8. A avaliação ambiental de outras emissões de poluentes, tais como NO_x , SO_2 , etc.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AUSTRALIAN GREENHOUSE OFFICE, (2001)**, “*Technical Guidelines Generator Efficiency Standards*”, Version 1.2, Commonwealth of Australia, 72 p.
- B POWER COMPANY THAILAND, (2003)**, “*Project Design Document for Thermal Power Plant Repowering Project in Thailand*”, World Bank, 20 p.
- BAJANO, H., DAWIDOWSKI, L., REICH, S., (2000)**, “*Generación Termoeléctrica y contaminación atmosférica*”, Comisión Nacional de energía atómica de Argentina, 1 – 14 p.
- CÁRDENAS, D., PERDOMO V., (2002)**, “*Obtención de los costos variables de producción en Centrales Térmicas, con aplicación a la Central Térmica Ing. Gonzalo Zevallos Guzmán*”, Tesis de grado, Facultad de Ingeniería en Electricidad y Computación, escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil – Ecuador, 209 p.
- CARDOSO, M., SARMIENTO, M., (2000)**, “*O efeito estufa e o setor energético brasileiro*”, Ministério do planejamento, orçamento e gestão, 2 – 30 p.
- COLOMBO, R., DE CARLI, M., AQUILANTI, G., (1989)**, “*Evaluation of performances of an oil-fired plant converted to combined cycle plant*”, User's Group Meeting, Park City, Utah, 13 – 29 p.
- COMISIÓN FEDERAL DE ELECTRICIDAD, (2005)**, “*Repotenciación de la unidad 4 de vapor convencional*”, Central Termoeléctrica Valle de México, 1 – 17 p.

DEPOLT, T., GOBRECHT, E., MUSCH, G., (2002), “*Peterhead Power Station – Parallel Repowering Innovative Steam Turbine Enhancement*”, Siemens Power Generation, Proceedings of IJPG2002, 2002 International Joint Power Generation Conference, Phoenix, Arizona, USA, 1 – 8 p.

EHREN, G., SCHENK, H. R., MING, Y., (2002), “*Repowering is bringing existing plants to new life and higher efficiency while combining available assets with high efficiency gas turbines*”, Power Gen Asia, Singapore, 1 – 26 p.

ESPINOZA, L., (2000), “*Camisea: Impacto en el sector energético*”, 103 p.

GAFFERT, G. A., (1999), “*Centrales de vapor: estudio de la construcción, características del funcionamiento e integración de toda la maquinaria pesada y ligera de una central*”, Editorial Reverté, 602 p.

GANAPATHY, V., (1991), “*Waste Heat Boiler Desk book*”, Prentice – Hall Inc., 394 p.

GARCIA, R., (2002), “*Combustíveis e combustão industrial*”, Editora Interciênciac, 195 p.

GATE CYCLE, (2003), “*Gate Cycle for Windows Version 5.51.r*”, the General Electric Company, 1 CD – ROM.

GRISWOLD, J., (1946), “*FUELS, COMBUSTION AND FURNACES*”, Mc Graw – Hill Book Company Inc., University of Texas, 496 p.

HORLOCK, J. H., (1992), “*COMBINED POWER PLANTS including Combined Cycle Gas Turbine (CCGT) Plants*”, Pergamon Press, 288 p.

IANOVICI, I., MANKOVSKI, V., (1996), “*Repowering Study Using PEPSE*”, Israel Electric Corporation, User's Group Meeting Charleston, 1 – 18 p.

KEHLHOFER, R., WARNER, J., NIELSEN, H., BACHMANN, R., (1999), “*Combined – Cycle Gas Steam Turbine Power Plants*”, Penn Well Publishing Company, 2nd Edition, 288 p.

KENNETH, K. K., (1986), “*Principles of combustion*”, John Wiley & Sons, The Pennsylvania State University, 810 p.

KOIKE, T., NOGUCHI, Y., (2004), “*Repowering of Thermal Power Plants as Fully – Fired Combined Cycle Generating Plants*”, International Energy Association, 1 – 20 p.

KOROBITSYN, M. A., (1998), “*New and advanced energy conversion technologies. Analysis of cogeneration combined and integrated cycles*”, Thesis, Laboratory of Thermal Engineering of the University of Twente and at the Netherlands Energy Research Foundation ECN, 155 p.

KOTAS, T., (1985), “*The exergy Method of Thermal Plant Analysis*”, Anchor Brendan Ltd., First Edition, 287 p.

LATIN AMERICAN ENERGY ORGANIZATION, (2005), “*A Review of the Power sector in Latin America and the Caribbean, Evolution in the Market and Investment Opportunities for CFTs*”, Deutsche Montan Technologie GmbH, Version: LAC Study 2005, 231 p.

LI, K., PRIDDY, A., (1985), “*Power Plant System Design*”, John Wiley & Sons, p 200 – 270.

MARQUES, M., HADDAD, J., SILVA, A., (2001), “*Conservação de Energia Eficiência energética de Instalações e Equipamentos*”, ELETROBRÁS/PROCEL Escola Federal de Itajubá, 2^a Edição, 467 p.

MARTINSSON, C., MELIN, P., SIMONSSON, N., WIKLUND, M., (2000), “*Feasibility study in combined cycle technology with natural gas*”, Department of energy Technology, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 35 p.

MAZURENKO, A., SILVA, E., CARRASCO, R., PONCE, F., (2006), “*Gas/Steam combined cycle perspectives when using both natural gas and coal as fuels*”, Federal University of Itajubá, 1 – 13 p.

MEANS, R. S., (2002), “*Mechanical Cost Data – 2002*”, RS Means Company Inc., USA.

MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N., (2006), “*Princípios de Termodinâmica para engenharia*”, LTC Editora, 4^a edição, 681 p.

PFOST, H., RUKES, B., TERMUEHLEN, H., (1997), “*Repowering with Gas Turbines Utilizing their Exhaust Energy for Feedwater Heating and/or Reheat Steam Generation*”, PWR – Vol. 32, 1997 Joint Power Generation Conference, Volume 2, ASME 1997, 35 - 48 p.

SÁNCHEZ, I., (2006), “*Inflación Americana – noviembre 2006*”, Valencia–Venezuela, 12 p.

SARAVANAMUTTOO, H., ROGERS, G., COHEN, H., (2001), “*Gas Turbine Theory*”, Prentice Hall, 5th Edition, 474 p.

SARRAF, S. J., (2005), “*Método para a análise da composição do custo da eletricidade gerada por usinas termelétricas em ciclo combinado a gás natural*”, Dissertação de Mestrado, Instituto de Eletrotécnica e Energia, Universidade de São Paulo, São Paulo, Orientador: Prof. Dr. Silvio de Oliveira Júnior, 103 p.

SAWYER, J. W., (1995), “*Sawyer's gas turbine engineering handbook*”, John W. Sawyer, Third Edition, Volume I: theory & design, 90 – 120 p.

SCHENK, H. R., EHREN, G., (2003), “*Gas turbine based power plants repowering reduces emissions and increase efficiency of existing plants while re-utilizing available assets*”, Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003, Tokyo, 1 – 11 p.

SCHRETTNER, J., WILLIAMS, S., BRANDETT, J., (2003), “*Two financial reasons why repowering is compelling compared to other power supply options*”, Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, Power for Land, Sea and Air, Atlanta, Georgia, USA, 1 – 6 p.

SERRATE, Y. H., (1993), “*Simulação e análise exergética de ciclos combinados com turbinas a gás/turbinas a vapor*”, Dissertação de Mestrado, Orientador: Prof. Dr. Luiz Augusto Horta Nogueira, Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 149 p.

SEVERNS, W. H., DEGLER, H. E., MILES, J. C., (1975), “*La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases*”, Editorial Reverté, 5^a Edición, Barcelona – España, 503 p.

SHAHNAZARI, M. R., ABBASSI, A., (2003), “*Repowering an existing power generating plant*”, Niroo Research Institute – Department of Operation Study – Iran , Proceeding of 2003 International Joint Power Generation Conference (IJPC2003), Atlanta, Georgia, USA, 1 – 4 p.

SILVA, E., NASCIMENTO, M., (2004), “*Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação*”, Editora Interciênciia, Volume I, ISBN: 85-7193-105-4, 1.265 p.

SINGH, A., KOPECKY, D., (2002), “*Repowering considerations for converting existing power plants to combined cycle power plants*”, Parsons Energy & Chemicals Group, Proceeding of IJPG2002 International Joint Power Generation Conference, Phoenix, Arizona, USA, 1 – 7 p.

STENZEL, W., SOPOCY, D., PACE, S., (1997), “*Repowering existing coal fired plants*”, PWR – Vol. 32, 1997 Joint Power Generation Conference, Volume 2, ASME 1997, 595 – 609 p.

TERMUEHLEN, H., (1998), “*Repowering, an Effective Way to reduce CO₂ Discharge*”, PWR – Vol. 33, 1998 International Joint Power Generation Conference, Volume 2, ASME 1998, 11 – 17 p.

WALSH, P., FLETCHER, P. (1998), “*Gas Turbine Performance*”, *Blackwell Science Ltda*, pp 61-443, 587-593.

YADAV, R., SRIVASTAVA, P., SARASWATI, S., (2003), “*Thermo-economic analysis of combined cycles*”, Proceedings of IJPGC 2003, 2003 International Joint Power Conference, IJPGC2003-40119, Atlanta, Georgia, USA, 1 – 6 p.

www.bancomext.com, “*Previsión de la inflación anual, 2006*”.

www.hoy.com.ec, “*Alto voltaje: tensión de US\$ 1.180 millones electrocuta al país*”.

Apêndice A

POTÊNCIA ELÉTRICA INSTALADA NOS PAÍSES LATINO-AMERICANOS

País	Hidroelétrica (MW)	Termoelétrica (MW)	Nuclear (MW)	Outras (MW)	Total (MW)
Argentina	9.782,73	19.772,00	1.018,00	26,33	30.599,06
Barbados	0,00	209,50	0,00	0,00	209,50
Bolívia	479,20	872,86	0,00	1,20	13.53,26
Brasil	67.791,80	16.705,80	2.007,00	0,00	86.504,60
Colômbia	8.893,00	4.690,15	0,00	70,00	13.653,49
Costa Rica	1.295,63	395,57	0,00	247,76	1.938,96
Cuba	57,40	3.901,30	0,00	0,40	3.959,10
Chile	4.279,14	6.456,94	0,00	2,00	10.738,08
Equador	1.733,58	1.410,00	0,00	397,80	3.541,38
El Salvador	442,00	514,60	0,00	262,40	1.219,00
Grenada	0,00	32,00	0,00	0,00	32,00
Guatemala	627,30	1.352,80	0,00	29,00	2.009,10
Guiana	0,50	307,50	0,00	0,00	308,00
Haiti	63,00	181,00	0,00	0,00	244,00
Honduras	465,70	578,30	0,00	0,00	1.044,00
Jamaica	23,60	667,10	0,00	120,00	810,70
México	9.649,94	37.560,74	1.365,00	962,55	49.538,23
Nicarágua	104,40	510,66	0,00	77,50	692,56
Panamá	833,00	491,00	0,00	231,20	1.555,20
Paraguai	7.410,00	6,10	0,00	0,00	7.416,10
Peru	3.032,31	2.937,05	0,00	0,70	5.970,06
República Dominicana	542,10	4.184,20	0,00	804,00	5.530,30
Suriname	189,00	200,00	0,00	0,00	389,00
Trinidad e Tobago	0,00	1.416,00	0,00	0,00	1.416,00
Uruguai	1538,00	633,00	0,00	0,00	2.171,00
Venezuela	12.491,00	8.086,00	0,00	0,00	20.577,00
REGIONAL	131.724,67	114.072,17	4.390,00	3.232,84	253.419,68
OUTRAS:	Geotérmica + Solar + Vento				

Apêndice B

ENERGIA ELÉTRICA GERADA POR TIPO DE FONTE NOS PAÍSES LATINO-AMERICANOS

País	Hidroelétrica (GWh)	Termoelétrica (GWh)	Nuclear (GWh)	Outras (GWh)	Total (GWh)
Argentina	33.777,00	50.635,00	7.566,00	75,00	92.053,00
Barbados	0,00	870,90	0,00	0,00	870,90
Bolívia	2.306,72	1.962,76	0,00	0,00	4.269,48
Brasil	290.006,42	60.758,74	14.080,40	0,00	364.845,56
Colômbia	35.952,42	11.729,84	0,00	0,00	47.682,26
Costa Rica	6.021,86	157,15	0,00	1.385,88	7.564,89
Cuba	79,00	15.831,20	0,00	0,00	15.909,20
Chile	24.176,51	20.878,49	0,00	0,00	45.055,00
Equador	7.152,52	4.378,75	0,00	0,00	11.501,27
El Salvador	1.704,62	1.930,23	0,00	1.128,86	4.763,70
Grenada	0,00	153,60	0,00	0,00	153,60
Guatemala	2.176,59	4.189,49	0,00	195,02	6.561,10
Guiana	0,00	819,74	0,00	0,00	819,74
Haiti	197,00	315,00	0,00	0,00	512,00
Honduras	1.745,00	2.784,91	0,00	0,00	4.529,91
Jamaica	353,49	6.792,52	0,00	0,00	7.146,01
México	19.753,00	167.534,99	10.502,00	5.945,00	203.734,99
Nicarágua	297,39	2.021,91	0,00	270,70	2.590,00
Panamá	2.871,01	2.799,63	0,00	0,00	5.670,64
Paraguai	51.761,11	0,42	0,00	0,00	51.761,53
Peru	18.537,50	4.388,83	0,00	0,00	22.926,33
República Dominicana	1.562,18	11.926,72	0,00	0,00	13.488,90
Suriname	959,71	535,84	0,00	0,00	1.495,55
Trinidad e Tobago	0,00	6.436,60	0,00	0,00	6.436,60
Uruguai	8.529,07	48,84	0,00	0,00	8.577,91
Venezuela	60.177,33	29.639,58	0,00	0,00	89.816,91
REGIONAL	570.096,47	409.491,65	32.148,40	9.000,46	1.020.736

Apêndice C

RESULTADOS GLOBAIS DO DESEMPENHO DA PLANTA DE POTÊNCIA U-2 DA UTE GONZALO ZEVALLOS

(Coletados do reporte da execução do software *gatecycle*)

C.1 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 73 MW

GateCycle Report - Case Report
Model: U2-PP Case: 73MWU2
Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/23/06 16:13
Last Execution Status Converged

Page 1 of 61
07/27/2007 17:25

Overall System Results

Model ID	U2-PP
Case ID	73MWU2
Case Description	FORA PONTO DE PROJETO: 100% Pn
Case Notes:	----- A ANÁLISE FOI REALIZADA CONSIDERANDO-SE PARA FORA DO PONTO DE PROJETO NAS CONDIÇÕES ATUAIS PARA 100% DA POTÊNCIA NOMINAL (73 MW).

Power: -----

Steam Cycle	Shaft Power 74573 kW	Generator Output 73082 kW	Net Power 71607 kW
Gas Turbine	0.0 MW		0.0 MW
Plant Total			71.61 MW

Losses: -----

Steam Cycle	Generator Losses 1491.5 kW	Aux & BOP Losses 1474.8 kW
Gas Turbine	0.0 kW	0.0 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	259177 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	259177 kJ/sec

Efficiency: -----

Gas Turbine	LHV Efficiency 0.0	LHV Heat Rate
Net Cycle	27.63	13030 kJ/kW-hr
Adjusted	27.63	13030 kJ/kW-hr

Credits Applied for Adjusted Eff. & HR: -----

Equivalent Power	Equivalent Fuel
------------------	-----------------

Ambient Conditions: -----

Temperature	Dry Bulb 24.70 C	Wet Bulb 21.40 C	Dew Point 19.97 C
Pressure	Absolute Pressure 101.25 kPa	Equivalent Altitude 6 m	
Humidity	Relative Humidity 0.7500	Water Mole Fraction in Air 0.0230349	

0	Eficiência da Caldeira, (%)	95.01
1	Potencia da UTE a 100% Pn (MW)	71.61

Main Inputs: -----

Boiler Load Method Flag	Total Fuel Flow
Desired Total Fuel Flow	5.981 kg/sec
Total Fuel Flow	5.981 kg/sec

Current Values: -----

LHV Heat Load	259177 kJ/sec		
HHV Heat Load	274481 kJ/sec		
Total Fuel Flow	5.981 kg/sec		
Oil Flow	5.981 kg/sec		
Duty @ Furnace Walls	135487 kJ/sec		
Duty @ Radiant SH	0.0 kJ/sec		
Duty @ Radiant RH	36021 kJ/sec		
Heat-in-BFW-flow Ratio	3032.8	Current	Design
BFW flow	96.76		96.77 kg/sec
Boiler Efficiency	0.5826		0.5825
Reduced Boiler Eff.	0.5186		0.5184
Reduced Firing Density	0.1553		0.1555
Reduced Sink Temp	0.2229		0.2231
Adiabatic Flame T	2354.8		2351.7 C
Calc avg heat release	3123.4		2748.6 kW/m ²
Statistical h-rel rate	244.83		244.00 kW/m ²
Heat exchange	Furnace	Superheater	Reheater
Frac. from Radiation	0.0481502	0.0	0.034193
Frac. From Convection	0.9518	0.0	0.9658
Excess Air Fraction			0.048
O2 Frac. in Dry Exh. Gas			0.0101719
O2 Frac. in Wet Exh. Gas			0.00888933
Desired Exh. Gas Temp.			1081.5 C

Oil Fuel: -----

Oil H.V. Method Flag	Lower Heating Value
Desired Oil LHV	43333 kJ/kg
Oil LHV	43333 kJ/kg
Oil HHV	43333 kJ/kg
Oil Flow	45892 kJ/kg
Oil Temp.	5.981 kg/sec
Oil Enthalpy	49.91 C
	210.50 kJ/kg

Analysis (Weight Fraction):

Oil Carbon by Weight	0.8770
Oil Hydrogen by Weight	0.1172
Oil Oxygen by Weight	0.0
Oil Nitrogen by Weight	0.00303515
Oil Sulfur by Weight	0.00153781
Oil Ash by Weight	0.000303515
Oil Water by Weight	0.00101172
Oil Density (API)	949.00 kg/m ³
Oil Preheater Temp.	120.00 C
Oil Preheater Duty	870.58 kJ/sec

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Extr. 3 Flow	8.38309	8.37571 kg/sec
Exit Flow	81.23	81.20 kg/sec
Inlet Pressure	8725.1	8725.7 kPa
Extr. 1 Press.	2433.4	2433.0 kPa
Extr. 2 Press.	1424.0	1424.0 kPa
Extr. 3 Press.	689.74	689.25 kPa
Exit Pressure	449.34	449.12 kPa
Stage Group 1 eff.	0.5735	0.5736
Stage Group 2 eff.	0.9894	0.9898
Stage Group 3 eff.	0.9979	0.9970
Stage Group 4 eff.	0.6353	0.6360
Stage Group 1 PR	1.737e-039	0.2845
Stage Group 2 PR	0.0	0.5853
Stage Group 3 PR	0.0	0.4840

C.2 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 73 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: U2-PP Case: 73MWU2
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/23/06 16:13
 Last Execution Status Converged

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg

1	-	CALD	0.0	120.00	1473.0	245.11
2	SAP	SP4	98.85	513.15	8736.1	3422.5
3	SP4	VEJEC	0.07	513.15	8736.1	3422.5
4	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
5	SP4	MSV	98.78	513.15	8736.1	3422.5
6	MSV	TVAP	98.78	513.09	8725.1	3422.5
7	TVAP	AAAP5	4.99664	384.02	2433.4	3206.2
8	TVAP	AAAP4	4.17642	308.69	1424.0	3060.2
9	TVAP	DES1	8.38309	219.00	689.74	2887.2
10	TVAP	TVAP1	81.23	187.15	449.35	2830.2
11	TVAP1	AABP2	5.49737	121.03	205.10	2707.2
12	TVAP1	AAAP1	4.24108	98.11	94.68	2645.2
13	TVAP1	COND	71.49	43.04	8.65503	2579.5
14	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
15	COND	BACOND	72.29	42.84	8.65503	179.31
16	BACOND	EJECT	72.29	42.94	1421.0	180.98
17	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
18	EJECT	MIS1	72.29	45.13	1421.0	190.15
19	MIS1	AAAP1	72.36	45.73	1421.0	192.62
20	AAAP1	MIS2	72.36	80.56	1392.5	338.32
21	AAAP1	PURGA1	9.73843	81.06	92.79	339.41
22	PURGA1	MIS2	9.73843	81.19	1421.0	341.02
23	MIS2	AABP2	82.10	80.63	1392.5	338.64
24	AABP2	DES1	82.10	116.08	1308.9	487.88
25	AABP2	AAAP1	5.49737	114.02	201.01	478.39
26	DES1	BAA	98.85	164.36	689.74	694.47
27	BAA	SP3	98.85	166.11	11077	708.01
28	SP3	AAAP4	98.83	166.11	11077	708.01
29	SP3	ATEM	0.0295322	166.11	11077	708.01
30	AAAP4	AAAP5	98.83	190.00	10964	812.13
31	AAAP4	DES1	9.17306	170.08	1395.6	719.81
32	AAAP5	AAAP4	4.99664	197.97	2385.3	843.61
33	AAAP5	ECON	98.83	216.88	9453.9	931.59
34	ECON	TAMBOR	98.83	304.84	9453.9	1372.1
35	TAMBOR	CALD	96.76	304.05	9093.9	1368.0
36	CALD	TAMBOR	96.76	308.28	9093.9	2768.2
37	TAMBOR	CALD	98.83	304.05	9093.9	2743.1
38	CALD	ATEM	98.83	396.07	9093.9	3107.6
39	ATEM	SAP	98.85	395.00	8978.9	3106.9
40	CALD	SAP	95.71	1081.5	106.44	1284.0
41	SAP	ECON	95.71	833.14	106.44	958.00
42	ECON	CAR	95.71	465.86	106.44	503.11
43	CAR	-	95.71	170.08	105.36	166.01
44	-	CAR	89.73	24.70	107.29	9.30246
45	CAR	SF1	89.73	370.36	106.56	368.86
46	SF1	CALD	0.0	370.36	106.56	368.86
47	SF1	CALD	89.73	370.36	106.56	368.86
48	-	COND	3159.9	24.10	132.36	101.13
49	COND	-	3159.9	37.10	91.07	155.41

C.3 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 50 MW

GateCycle Report - Case Report
Model: U2-PP Case: 50MWU2
Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/23/06 16:17
Last Execution Status Converged

Page 1 of 61
07/31/2007 22:57

Overall System Results

Model ID U2-PP
Case ID 50MWU2
Case Description FORA PONTO DE PROJETO: 75% Pn
Case Notes: -----
A ANÁLISE FOI REALIZADA CONSIDERANDO-SE PARA FORA DO PONTO DE PROJETO NAS CONDIÇÕES ATUAIS PARA 75% DA POTÊNCIA NOMINAL (50 MW).

Power: -----
Shaft Power Generator Output Net Power
Steam Cycle 52093 kW 51051 kW 50001 kW
Gas Turbine 0.0 MW 0.0 MW 0.0 MW
Plant Total 50.00 MW

Losses: -----
Generator Losses Aux & BOP Losses
Steam Cycle 1041.9 kW 1049.8 kW
Gas Turbine 0.0 kW 0.0 kW

LHV Energy Input: -----
Total LHV Fuel Cons. 182360 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners 182 360 kJ/sec

Efficiency: -----
LHV Efficiency LHV Heat Rate
Gas Turbine 0.0
Net Cycle 27.42 13130 kJ/kW-hr
Adjusted 27.42 13130 kJ/kW-hr

Credits Applied for Adjusted Eff. & HR: -----
Equivalent Power Equivalent Fuel

Ambient Conditions: -----
Dry Bulb Wet Bulb Dew Point
Temperature 24.70 C 21.40 C 19.97 C
Absolute Pressure Equivalent Altitude
Pressure 101.25 kPa 6 m
Relative Humidity Water Mole Fraction in Air
Humidity 0.7500 0.0230349

User-Defined Variables: -----
Index Description Value
0 Eficiencia da Caldeira, (%) 95.02
1 Potencia da UTE a 75% Pn (MW) 50.00
2 Energia no Combustível (MW) 193.13
3 Perdas no Condensador (MW) 120.68
4 Energia gases da Chaminé (MW) 10.67
5 Eficiência Total (kW-h/kg) 3.36971

Equipment ID: CALD Type: FBOILR Description: Fossil Boiler

Oil Flow 4.2083 kg/sec

Main Inputs: -----
Boiler Load Method Flag Total Fuel Flow

Desired Total Fuel Flow	4.2083 kg/sec
Total Fuel Flow	4.2083 kg/sec

Off Design Run Information: -----

Component Run in Off-Design Mode

Design Information	Model ID	Case ID	Equipment ID
User-Input			
Used by Cycle	U2-PP	U2-PP	CALD

Current Values: -----

LHV Heat Load	182360 kJ/sec		
HHV Heat Load	193128 kJ/sec		
Total Fuel Flow	4.2083 kg/sec		
Oil Flow	4.2083 kg/sec		
Duty @ Furnace Walls	97110 kJ/sec		
Duty @ Radiant SH	0.0 kJ/sec		
Duty @ Radiant RH	25477 kJ/sec		
Heat-in-BFW-flow Ratio	2109.9	Current	Design
BFW flow	96.78		3032.8 kJ/kg
Boiler Efficiency	0.5981		96.77 kg/sec
Reduced Boiler Eff.	0.5308		0.5825
Reduced Firing Density	0.1381		0.5184
Reduced Sink Temp	0.2280		0.1555
Adiabatic Flame T	2292.9		0.2231
Calc avg heat release	2174.5		2351.7 C
Statistical h-rel rate	202.19		2748.6 kW/m ²
Heat exchange	Furnace	Superheater	Reheater
Frac. from Radiation	0.0561759	0.0	0.0400637
Frac. from Convection	0.9438	0.0	0.9599

Equipment ID: TVAP1 Type: ST Description: Steam Turbine

Current Values: -----

Net ST Section Power	12656 kW
Shaft/Gearbox Losses	0.0 kW
Current Gross Section Pwr	12656 kW
Current Overall Efficiency	0.3796
Exergetic Efficiency	0.5356

Main Inputs: -----

O.D. Efficiency Method	Input Exit Enthalpies
User Input Extr. Enth.	2579.0 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	2693.0 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	1149.2 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	2673.0 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	1162.9 kJ/kg
O.D. Press. Method	Sliding Inlet Pressure
Min. Sliding Inlet Pressure	4.1554 kPa
O.D. Extraction Press. Method	Input Bowl and Extraction Pressu
O.D. Exit Press. Method	No Exit Pressure Drop

GateCycle Report - Case Report

Page 56 of 61

Model: U2-PP Case: 50MWU2

07/31/2007 22:57

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/23/06 16:17

Last Execution Status Converged

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

ST inlet: -----

No. of Control Valves	6
Control Valve DP	0.0
No. of Stages in Gov. Row	1
Pitch Dia. of Gov. Stage	350.00 mm
Current Control Valve Set.	1.0
Valve Constant (Kv)	122886
Throttle Flow Ratio	0.6849

C.4 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 50 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: U2-PP Case: 50MWU2
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/23/06 16:17
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 61
 07/31/2007 22:57

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	CALD	0.0	120.00	1473.0	245.11
2	SAP	SP4	67.70	513.37	8725.4	3423.1
3	SP4	VEJEC	0.07	513.37	8725.4	3423.1
4	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
5	SP4	MSV	67.63	513.37	8725.4	3423.1
6	MSV	TVAP	67.63	513.37	8725.3	3423.1
7	TVAP	AAAP5	3.24688	344.54	1688.6	3133.0
8	TVAP	AAAP4	2.79895	273.45	992.80	2995.0
9	TVAP	DES1	5.57206	189.36	483.20	2833.0
10	TVAP	TVAP1	56.01	180.47	444.39	2816.0
11	TVAP1	AABP2	3.10512	110.93	145.10	2693.0
12	TVAP1	AAAP1	2.82926	98.00	93.29	2673.0
13	TVAP1	COND	50.08	42.47	7.54281	2579.0
14	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
15	COND	BACOND	50.88	40.18	7.54281	168.21
16	BACOND	EJECT	50.88	40.28	1421.0	169.88
17	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
18	EJECT	MIS1	50.88	43.40	1421.0	182.90
19	MIS1	AAAP1	50.95	44.25	1421.0	186.43
20	AAAP1	MIS2	50.95	77.61	1405.7	325.98
21	AAAP1	PURGA1	5.93438	72.80	92.38	304.76
22	PURGA1	MIS2	5.93438	72.93	1421.0	306.36
23	MIS2	AABP2	56.88	77.12	1405.7	323.94
24	AABP2	DES1	56.88	106.42	1362.5	447.10
25	AABP2	AAAP1	3.10512	104.17	143.13	436.70
26	DES1	BAA	67.70	150.56	483.20	634.58
27	BAA	SP3	67.70	152.43	10294	648.68
28	SP3	AAAP4	67.60	152.43	10294	648.68
29	SP3	ATEM	0.09666871	152.43	10294	648.68
30	AAAP4	AAAP5	67.60	175.93	10226	750.13
31	AAAP4	DES1	6.04582	154.46	974.46	651.71
32	AAAP5	AAAP4	3.24688	180.39	1659.1	765.17
33	AAAP5	ECON	67.60	201.83	9418.1	863.85
34	ECON	TAMBOR	67.60	293.74	9418.1	1308.8
35	TAMBOR	CALD	96.78	302.97	8958.1	1361.8
36	CALD	TAMBOR	96.78	302.97	8958.1	2365.2
37	TAMBOR	CALD	67.60	302.97	8958.1	2745.3
38	CALD	ATEM	67.60	400.03	8958.1	3122.1
39	ATEM	SAP	67.70	398.00	8843.1	3118.6
40	CALD	SAP	68.74	1018.2	104.69	1198.2
41	SAP	ECON	68.74	781.67	104.69	891.05
42	ECON	CAR	68.74	424.12	104.69	453.43
43	CAR	-	68.74	160.25	104.13	155.16
44	-	CAR	64.54	24.70	105.18	9.30462
45	CAR	SF1	64.54	331.22	104.80	327.03
46	SF1	CALD	0.0	331.22	104.80	327.03
47	SF1	CALD	64.54	331.22	104.80	327.03
48	-	COND	2407.8	24.10	132.36	101.13
49	COND	-	2407.8	36.10	106.85	151.25

C.5 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 30 MW

GateCycle Report - Case Report

Page 1 of 61

Model: U2-PP Case: 30MWU2

08/01/2007 00:24

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/23/06 16:20

Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID

U2-PP

Case ID

30MWU2

Case Description

FORA PONTO DE PROJETO: 50% Pn

Case Notes: -----

A ANÁLISE FOI REALIZADA CONSIDERANDO-SE PARA FORA DO PONTO DE PROJETO NAS CONDIÇÕES ATUAIS PARA 50% DA POTÊNCIA NOMINAL (30 MW).

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	31187 kW	30564 kW	30003 kW
Gas Turbine	0.0 MW		0.0 MW
Plant Total			30.00 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	623.75 kW	560.84 kW
Gas Turbine	0.0 kW	0.0 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	110569 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	110569 kJ/sec

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	0.0	
Net Cycle	27.13	13267 kJ/kW-hr
Adjusted	27.13	13267 kJ/kW-hr

Credits Applied for Adjusted Eff. & HR: -----

Equivalent Power Equivalent Fuel

Ambient Conditions: -----

	Dry Bulb	Wet Bulb	Dew Point
Temperature	24.70 C	21.40 C	19.97 C
	Absolute Pressure	Equivalent Altitude	
Pressure	101.25 kPa	6 m	
	Relative Humidity	Water Mole Fraction in Air	
Humidity	0.7500	0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Eficiencia da Caldeira, (%)	95.34
1	Potencia da UTE a 50% Pn (MW)	30.01
2	Energia no Combustível (MW)	117.10
3	Perdas no Condensador (MW)	73.28
4	Energia gases da Chaminé (MW)	6.43142
5	Eficiencia Total (kW-hr/kg)	3.3273

Equipment ID: CALD Type: FBOILR Description: Fossil Boiler

Oil Flow 2.5516 kg/sec

Main Inputs: -----

Boiler Load Method Flag Total Fuel Flow

Desired Total Fuel Flow	2.5516 kg/sec		
Total Fuel Flow	2.5516 kg/sec		
O.D. BFW Control Method flag	Accept Upstream Flow		
Off Design Run Information: -----			
Component Run in Off-Design Mode			
Design Information	Model ID	Case ID	Equipment ID
User-Input			
Used by Cycle	U2-PP	U2-PP	CALD
Current Values: -----			
LHV Heat Load	110569 kJ/sec		
HHV Heat Load	117099 kJ/sec		
Total Fuel Flow	2.5516 kg/sec		
Oil Flow	2.5516 kg/sec		
Duty @ Furnace Walls	61153 kJ/sec		
Duty @ Radiant SH	0.0 kJ/sec		
Duty @ Radiant RH	15705 kJ/sec		
Heat-in-BFW-flow Ratio	3032.8	Current	Design
BFW flow	96.76	96.77	kg/sec
Boiler Efficiency	0.6208	0.5825	
Reduced Boiler Eff.	0.5494	0.5184	
Reduced Firing Density	0.1152	0.1555	
Reduced Sink Temp	0.2331	0.2231	
Adiabatic Flame T	2237.8	2351.7	C
Calc avg heat release	1313.5	2748.6	kW/m ²
Statistical h-rel rate	163.33	244.00	kW/m ²
Heat exchange	Furnace	Superheater	Reheater
Frac. from Radiation	0.0715309	0.0	0.0513755
Frac. from Convection	0.9285	0.0	0.9486

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Current Values: -----	
Net ST Section Power	21790 kW
Shaft/Gearbox Losses	0.0 kW
Current Gross Section Pwr	21790 kW
Current Overall Efficiency	0.7655
Exergetic Efficiency	0.9116
Main Inputs: -----	
O.D. Efficiency Method	Input Exit Enthalpies
User Input Extr. Enth.	2856.0 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	3156.0 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	3022.0 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	2859.0 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	2863.0 kJ/kg
O.D. Press. Method	Throttled: Pressure Set Upstream
O.D. Extraction Press. Method	Input Bowl and Extraction Pressu
O.D. Exit Press. Method	User Input Fractional Exit Press
Desired Exit Fractional Pressure Drop	-0.4200

Do NOT disable Critical Pressure correction for modified stodola pressure calc

Pressure Settings:	Pressure	Stodola Cq	AEN	K-Factor ²
	kPa		mm ²	kg ² /hr ² -kPa/m ³ /kg
Bowl	0.0	17940	10189	585907
Extraction 1	1061.7	58902	31356	5.6237e+006
Extraction 2	640.25	88130	48017	1.33044e+007
Extraction 3	316.85	160291	82566	3.95461e+007

Configuration Inputs: -----	
Rotational Speed	3600
Default Stage Press. Ratio	0.7700
Shaft/Gearbox Loss Frac.	0.0
Design Blade Flow Angle	15.00

C.6 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 30 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: U2-PP Case: 30MWU2
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/23/06 16:20
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 61
 08/01/2007 00:24

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	CALD	0.0	120.00	1473.0	245.11
2	SAP	SP4	39.90	513.12	8742.3	3422.3
3	SP4	VEJEC	0.07	513.12	8742.3	3422.3
4	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
5	SP4	MSV	39.83	513.12	8742.3	3422.3
6	MSV	TVAP	39.83	513.12	8725.3	3422.5
7	TVAP	AAAP5	1.80309	349.36	1061.7	3156.0
8	TVAP	AAAP4	1.35398	281.21	640.25	3022.0
9	TVAP	DES1	3.34187	197.27	316.85	2859.0
10	TVAP	TVAP1	33.33	198.96	441.73	2856.0
11	TVAP1	AABP2	2.17588	96.83	90.00	2671.1
12	TVAP1	AAAP1	0.7808	71.08	32.65	2617.5
13	TVAP1	COND	30.38	36.67	6.16277	2566.0
14	REPOCI	COND	0.8000	25.00	103.42	104.86
15	COND	BACOND	31.18	36.37	6.16277	152.30
16	BACOND	EJECT	31.18	36.47	1421.0	153.97
17	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
18	EJECT	MIS1	31.18	41.56	1421.0	175.22
19	MIS1	AAAP1	31.25	42.94	1421.0	180.99
20	AAAP1	MIS2	31.25	59.10	1414.5	248.50
21	AAAP1	PURGA1	2.95665	61.05	32.43	255.49
22	PURGA1	MIS2	2.95665	61.17	1421.0	257.15
23	MIS2	AABP2	34.20	59.28	1414.5	249.25
24	AABP2	DES1	34.20	94.09	1397.8	395.16
25	AABP2	AAAP1	2.17588	90.11	88.41	377.44
26	DES1	BAA	39.90	135.41	316.85	569.44
27	BAA	SP3	39.90	136.82	10294	582.07
28	SP3	AAAP4	39.69	136.82	10294	582.07
29	SP3	ATEM	0.2082	136.82	10294	582.07
30	AAAP4	AAAP5	39.69	157.07	10271	668.59
31	AAAP4	DES1	3.15707	138.02	632.67	580.79
32	AAAP5	AAAP4	1.80309	159.04	1045.6	671.55
33	AAAP5	ECON	39.69	183.13	9967.5	781.45
34	ECON	TAMBOR	39.69	274.27	9967.5	1205.5
35	TAMBOR	CALD	96.76	302.57	8907.5	1359.5
36	CALD	TAMBOR	96.76	302.57	8907.5	1991.5
37	TAMBOR	CALD	39.69	302.57	8907.5	2746.1
38	CALD	ATEM	39.69	406.45	8907.5	3141.7
39	ATEM	SAP	39.90	401.00	8792.5	3128.4
40	CALD	SAP	42.75	943.51	103.36	1098.2
41	SAP	ECON	42.75	729.56	103.36	823.87
42	ECON	CAR	42.75	404.65	103.36	430.14
43	CAR	-	42.75	156.07	103.13	150.44
44	-	CAR	40.20	24.70	103.61	9.30629
45	CAR	SF1	40.20	312.11	103.46	306.75
46	SF1	CALD	0.0	312.11	103.46	306.75
47	SF1	CALD	40.20	312.11	103.46	306.75
48	-	COND	1772.1	24.10	132.36	101.13
49	COND	-	1772.1	34.00	117.41	142.48

C.7 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 18 MW

GateCycle Report - Case Report

Page 1 of 61

Model: U2-PP Case: 18MWU2

08/01/2007 00:44

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/23/06 16:23

Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID	U2-PP
Case ID	18MWU2
Case Description	FORA PONTO DE PROJETO: 25% Pn
Case Notes: -----	

A ANÁLISE FOI REALIZADA CONSIDERANDO-SE PARA FORA DO PONTO DE PROJETO NAS CONDIÇÕES ATUAIS PARA 25% DA POTÊNCIA NOMINAL (18 MW).

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	18706 kW	18332 kW	18002 kW
Gas Turbine	0.0 MW		0.0 MW
Plant Total			18.00 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	374.13 kW	330.47 kW
Gas Turbine	0.0 kW	0.0 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	67617 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	67617 kJ/sec

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	0.0	
Net Cycle	26.62	13522 kJ/kW-hr
Adjusted	26.62	13522 kJ/kW-hr

Credits Applied for Adjusted Eff. & HR: -----

Equivalent Power Equivalent Fuel

Ambient Conditions: -----

	Dry Bulb	Wet Bulb	Dew Point
Temperature	24.70 C	21.40 C	19.97 C
	Absolute Pressure	Equivalent Altitude	
Pressure	101.25 kPa	6 m	
	Relative Humidity	Water Mole Fraction in Air	
Humidity	0.7500	0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Eficiencia da Caldeira, (%)	95.57
1	Potencia da UTE a 25% Pn (MW)	18.00
2	Energia no Combustível (MW)	71.61
3	Perdas no Condensador (MW)	44.77
4	Energia gases da chaminé (MW)	3.79697
5	Eficiencia Total (kW-hr/kg)	3.26346

Equipment ID: CALD Type: FBOILR Description: Fossil Boiler

Oil Flow 1.5604 kg/sec

Main Inputs: -----

Boiler Load Method Flag	Total Fuel Flow
Desired Total Fuel Flow	1.5604 kg/sec

Total Fuel Flow 1.5604 kg/sec

O.D. BFW Control Method flag Accept Upstream Flow

Off Design Run Information: -----

Component Run in Off-Design Mode	Design Information	Model ID	Case ID	Equipment ID
User-Input	Used by Cycle	U2-PP	U2-PP	CALD

Current Values: -----

LHV Heat Load	67617 kJ/sec		
HHV Heat Load	71610 kJ/sec		
Total Fuel Flow	1.5604 kg/sec		
Oil Flow	1.5604 kg/sec		
Duty @ Furnace Walls	38706 kJ/sec		
Duty @ Radiant SH	0.0 kJ/sec		
Duty @ Radiant RH	9696.8 kJ/sec		
Heat-in-BFW-flow Ratio	3032.8 kJ/kg		
BFW flow	96.76 kg/sec		
Boiler Efficiency	0.6385		
Reduced Boiler Eff.	0.5620		
Reduced Firing Density	0.1004		
Reduced Sink Temp	0.2438		
Adiabatic Flame T	2135.2		
Calc avg heat release	804.25		
Statistical h-rel rate	130.59		
Heat exchange	Furnace	Superheater	Reheater
Frac. from Radiation	0.0863754	0.0	0.0624829
Frac. from Convection	0.9136	0.0	0.9375

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Current Values: -----

Net ST Section Power	13146 kW
Shaft/Gearbox Losses	0.0 kW
Current Gross Section Pwr	13146 kW
Current Overall Efficiency	0.7749
Exergetic Efficiency	0.9091

Main Inputs: -----

O.D. Efficiency Method	Input Exit Enthalpies
User Input Extr. Enth.	2849.0 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	3123.0 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	2991.0 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	2852.0 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	2863.0 kJ/kg
O.D. Press. Method	Throttled: Pressure Set Upstream
O.D. Extraction Press. Method	Input Bowl and Extraction Pressu
O.D. Exit Press. Method	User Input Fractional Exit Press
Desired Exit Fractional Pressure Drop	-1.09

Do NOT disable Critical Pressure correction for modified stodola pressure calc

Pressure Settings:	Pressure kPa	Stodola Cq	AEN mm2	K-Factor^2 kg2/hr2-kPa/m3/kg
Bowl	0.0	17940	10189	585907
Extraction 1	659.85	58902	31356	5.6237e+006
Extraction 2	395.25	88130	48017	1.33044e+007
Extraction 3	213.95	160291	82566	3.95461e+007

Configuration Inputs: -----

Rotational Speed	3600
Default Stage Press. Ratio	0.7700
Shaft/Gearbox Loss Frac.	0.0
Design Blade Flow Angle	15.00
Design Reaction	0.0

C.8 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 18 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: U2-PP Case: 18MWU2
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/23/06 16:23
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 61
 08/01/2007 00:44

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	CALD	0.0	120.00	1473.0	245.11
2	SAP	SP4	23.49	513.29	8751.1	3422.6
3	SP4	VEJEC	0.07	513.29	8751.1	3422.6
4	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
5	SP4	MSV	23.42	513.29	8751.1	3422.6
6	MSV	TVAP	23.42	513.29	8725.3	3422.9
7	TVAP	AAAP5	0.7291	329.81	659.85	3123.0
8	TVAP	AAAP4	0.6144	262.79	395.25	2991.0
9	TVAP	DES1	2.31438	191.22	213.95	2852.0
10	TVAP	TVAP1	19.76	195.66	440.69	2849.0
11	TVAP1	AABP2	1.20302	84.93	57.00	2652.0
12	TVAP1	AAAP1	0.065062	55.56	16.00	2602.0
13	TVAP1	COND	18.49	33.63	5.20842	2562.0
14	REPOCI	COND	0.8000	25.00	103.42	104.86
15	COND	BACOND	19.29	33.27	5.20842	139.33
16	BACOND	EJECT	19.29	33.37	1421.0	141.00
17	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
18	EJECT	MIS1	19.29	41.59	1421.0	175.34
19	MIS1	AAAP1	19.36	43.82	1421.0	184.65
20	AAAP1	MIS2	19.36	47.10	1418.2	198.34
21	AAAP1	PURGA1	1.26808	54.13	16.00	226.52
22	PURGA1	MIS2	1.26808	54.24	1421.0	228.19
23	MIS2	AABP2	20.63	47.54	1418.2	200.18
24	AABP2	DES1	20.63	80.06	1411.5	336.27
25	AABP2	AAAP1	1.20302	76.05	56.18	318.35
26	DES1	BAA	23.49	122.38	213.95	513.82
27	BAA	SP3	23.49	123.69	10294	526.42
28	SP3	AAAP4	23.28	123.69	10294	526.42
29	SP3	ATEM	0.2104	123.69	10294	526.42
30	AAAP4	AAAP5	23.28	140.06	10285	595.86
31	AAAP4	DES1	1.34344	123.69	392.48	519.53
32	AAAP5	AAAP4	0.7291	160.05	655.13	675.73
33	AAAP5	ECON	23.28	158.00	10171	672.51
34	ECON	TAMBOR	23.28	248.77	10171	1079.9
35	TAMBOR	CALD	96.76	304.19	9110.9	1368.8
36	CALD	TAMBOR	96.76	304.19	9110.9	1768.8
37	TAMBOR	CALD	23.28	304.19	9110.9	2742.8
38	CALD	ATEM	23.28	414.03	9110.9	3159.4
39	ATEM	SAP	23.49	405.00	8995.9	3135.8
40	CALD	SAP	27.71	862.25	102.76	989.11
41	SAP	ECON	27.71	669.32	102.76	746.01
42	ECON	CAR	27.71	382.98	102.76	403.76
43	CAR	-	27.71	144.03	102.66	137.03
44	-	CAR	26.15	24.70	102.92	9.30704
45	CAR	SF1	26.15	298.13	102.86	291.95
46	SF1	CALD	0.0	298.13	102.86	291.95
47	SF1	CALD	26.15	298.13	102.86	291.95
48	-	COND	1356.5	24.10	132.36	101.13
49	COND	-	1356.5	32.00	122.90	134.13

Apêndice D

RESULTADOS GLOBAIS DO DESEMPENHO DA PLANTA DE POTÊNCIA U-2, REPOTENCIADA COMO CICLO COMBINADO COMPLETO COM 2 TURBINAS A GÁS

(Coletados do reporte da execução do software *Gatecycle*)

D.1 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 240 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report
Model: RE1-U2 Case: 240MW
Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/14/06 23:19
Last Execution Status Converged

Page 1 of 2
08/03/2007 22:08

Overall System Results

Model ID RE1-U2
Case ID 240MW
Case Description 2GT-HRSG REP FORA PP: 100% Pn
Case Notes: -----

A ANÁLISE FOI REALIZADA PARA A REPOTENCIACÃO DA UTE-U2 PARA O PONTO DE PROJETO E CARGA PARCIAL A 100%, 75%, 50% E 25% DA POTÊNCIA NOMINAL (240 MW) UTILIZANDO DUAS TURBINAS A GÁS (SIEMENS WESTINGHOUSE W501D E SIEMENS V64.3)

Power: -----
Shaft Power Generator Output Net Power
Steam Cycle 74317 kW 72831 kW 71604 kW
Gas Turbine 171.86 MW 167.66 MW
Plant Total 239.26 MW

Losses: -----
Generator Losses Aux & BOP Losses
Steam Cycle 1486.3 kW 1227.4 kW
Gas Turbine 3258.3 kW 942.28 kW

LHV Energy Input: -----
Total LHV Fuel Cons. 509831 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners 16039 kJ/sec

Efficiency: -----
LHV Efficiency LHV Heat Rate
Gas Turbine 33.95 7671.0 kJ/kW-hr
Net Cycle 46.93
Adjusted 46.93 7671.0 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----
Dry Bulb Wet Bulb Dew Point
Temperature 24.70 C 21.40 C 19.97 C
Absolute Pressure Equivalent Altitude
Pressure 101.25 kPa 6 m
Relative Humidity Water Mole Fraction in Air
Humidity 0.7500 0.0230349

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Potencia do CC a 100% da Pn, MW	239.26
1	Eficiencia do HRSG (%)	73.04
2	Energia no combustível (MW)	509.83
3	Energia gases da chaminé (MW)	90.09
4	Energia no Condensador (MW)	174.03

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Design Point Values: -----

Design Net Section Power	74316 kW
Design Gross Section Pwr	74316 kW
Des. Bowl-UEEP Eff.	0.7227

Miscellaneous Values: -----

Min. Allowed Exit Quality	0.9000
Max. Allowed Inlet Temp.	1157.2 C
Performance Factor	1.0

Internal Values: -----

	Current	Design Point
Total Efficiency	0.7227	0.7227
Bowl->last extr.	0.5536	0.5536
Eff. to ELEP	0.7227	0.7227
Inlet Spec. Vol.	0.0388252	0.0388252 m ³ /kg
Bowl Pressure	8551.2	8551.2 kPa
Inlet Enthalpy	3422.3	3422.3 kJ/kg
Inlet Flow	80.33	80.34 kg/sec
Extr. 3 Flow	0.0597127	0.0543545 kg/sec
Extr. 4 Flow	4.42626	4.43119 kg/sec
Exit Flow	75.85	75.85 kg/sec
Inlet Pressure	8725.7	8725.7 kPa
Extr. 3 Press.	688.94	689.00 kPa
Extr. 4 Press.	94.61	94.61 kPa

Equipment ID: EVBP Type: EVAP Description: Evaporator

Current Values: -----

Surface Area	6000.0 m ²
Calculated Effectiveness	0.3825
Calculated Pinch delta-T at Drum	50.00 C
Calculated Pinch delta-T at Tubes	50.00 C
Overall Heat Transfer Coeff.	0.0472743 kJ/sec-m ² -K
Exergetic Efficiency (beta!)	0.9214
Blow down as BFW Fraction	0.6500
Blowdown as Steam Fraction	1.85714
Calculated Operating Pressure	205.00 kPa

Equipment ID: ECON Type: ECON Description: Economizer

Configuration Method Cross-Counter, 1 Tube Row Total

Current Values: -----	
Surface Area	9531.4 m ²
Calculated Effectiveness	0.9175
Exit Subcooling	21.48 C
Approach Temperature	14.00 C
Overall Heat Transfer Coeff.	0.1722 kJ/sec-m ² -K

Equipment ID: EVAP Type: EVAP Description: Evaporator

Current Values: -----

Surface Area	21575 m ²
Calculated Effectiveness	0.9500
Calculated Pinch delta-T at Drum	10.00 C
Calculated Pinch delta-T at Tubes	10.00 C
Overall Heat Transfer Coeff.	0.0859162 kJ/sec-m ² -K
Exergetic Efficiency (beta!)	0.9270

D.2 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 240 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RE1-U2 Case: 240MW
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/14/06 23:19
 Last Execution Status Converged

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg

1	-	GT1	356.44	24.70	101.25	9.30873
2	-	GT2	179.77	24.70	101.25	9.30873
3	-	AG	10.46	15.56	2757.9	0.009236
4	AG	SP1	10.46	120.24	2757.9	238.22
5	SP1	GT2	3.70361	120.24	2757.9	238.22
6	SP1	GT1	6.42538	120.24	2757.9	238.22
7	SP1	QS	0.3290	120.24	2757.9	238.22
8	GT1	MIS3	362.87	549.25	104.06	586.81
9	GT2	MIS3	183.48	579.96	104.05	625.95
10	MIS3	QS	546.34	559.62	104.05	599.96
11	QS	SAQ	546.67	583.51	104.05	628.78
12	SAQ	EVAP	546.67	496.84	104.05	527.54
13	EVAP	ECON	546.67	311.09	101.25	317.35
14	ECON	EVBP	546.67	201.76	101.25	197.88
15	EVBP	-	546.67	171.02	101.25	164.80
16	ATEM	SP4	80.40	513.05	8725.7	3422.3
17	SP4	MSV	80.33	513.05	8725.7	3422.3
18	MSV	TVAP	80.33	513.05	8725.7	3422.3
19	SP4	VEJEC	0.07	513.05	8725.7	3422.3
20	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
21	TVAP	VED	0.0597127	299.96	688.94	3060.0
22	VED	DES1	0.0597127	294.08	205.00	3060.0
23	TVAP	AABP1	4.42626	198.16	94.61	2872.0
24	TVAP	COND	75.85	43.13	8.69617	2475.0
25	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
26	-	COND	3206.2	24.10	132.36	101.13
27	COND	-	3206.2	37.10	90.61	155.40
28	COND	BACOND	76.65	42.94	8.69617	179.73
29	BACOND	EJECT	76.65	43.04	1421.0	181.41
30	EJECT	MIS1	76.65	44.99	1421.0	189.54
31	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
32	MIS1	AABP1	76.72	45.55	1421.0	191.88
33	AABP1	MIS2	76.72	80.48	1392.6	338.02
34	AABP1	BAP	4.42626	80.97	92.72	339.01
35	BAP	MIS2	4.42626	81.10	1421.0	340.62
36	MIS2	DES1	81.14	80.52	1392.6	338.16
37	DES1	EVBP	23.26	121.01	205.00	508.03
38	EVBP	DES1	8.14182	121.01	205.00	2707.4
39	DES1	BAA	80.40	121.01	205.00	508.03
40	BAA	ECON	80.40	122.42	11077	521.61
41	ECON	SP2	80.40	297.09	11077	1325.9
42	SP2	EVAP	79.94	297.09	11077	1325.9
43	SP2	ATEM	0.4641	297.09	11077	1325.9
44	EVAP	SAQ	79.94	301.09	8725.7	2749.0
45	SAQ	ATEM	79.94	518.00	8725.7	3434.5
46	EVAP	AG	15.12	121.01	205.00	508.03
47	AG	DES1	15.12	81.57	205.00	341.62

D.3 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 180 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report

Model: RE1-U2 Case: 180MW

Page 1 of 2

08/03/2007 22:42

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/15/06 15:51

Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID

RE1-U2

Case ID

180MW

Case Description

GT-HRSG REP FORA PP: 75% Pn

Case Notes: -----

A ANÁLISE FOI REALIZADA PARA A UTE-U2 REPOTENCIADA PARA O PONTO DE PROJETO E CARGA PARCIAL A 100%, 75%, 50% E 25% DA POTÊNCIA NOMINAL (239.2).

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	70502 kW	69092 kW	67986 kW
Gas Turbine	114.82 MW		112.02 MW
Plant Total			180.00 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	1410.0 kW	1105.9 kW
Gas Turbine	1862.0 kW	942.28 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	432864 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	63790 kJ/sec

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	30.35	
Net Cycle	41.58	8657.2 kJ/kW-hr
Adjusted	41.58	8657.2 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----

	Dry Bulb	Wet Bulb	Dew Point
Temperature	24.70 C	21.40 C	19.97 C
Pressure	Absolute Pressure	Equivalent Altitude	
	101.25 kPa	6 m	
Humidity	Relative Humidity	Water Mole Fraction in Air	
	0.7500	0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Potencia do CC a 75% da Pn, MW	180.00
1	Eficiencia do HRSG (%)	70.17
2	Perdas energia Condensador (MW)	154.00
3	Energia gases da Chaminé (MW)	87.45

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

No. of Control Valves	6
Control Valve DP	0.0
No. of Stages in Gov. Row	1
Pitch Dia. of Gov. Stage	350.00 mm
Current Control Valve Set.	1.0
Valve Constant (Kv)	99943
Throttle Flow Ratio	0.8988
Design Throttle Flow Ratio	1.0

Design Point Values: -----

Design Net Section Power	74316 kW
Design Gross Section Pwr	74316 kW
Des. Bowl-UEEP Eff.	0.7227

Miscellaneous Values: -----	
Min. Allowed Exit Quality	0.9000
Max. Allowed Inlet Temp.	1157.2 C
Performance Factor	1.0

Internal Values: -----		
	Current	Design Point
Total Efficiency	0.7483	0.7227
Bowl->last extr.	0.7421	0.5536
Eff. to ELEP	0.7483	0.7227
Inlet Spec. Vol.	0.0384007	0.0388252 m3/kg
Bowl Pressure	0.0	8551.2 kPa
Inlet Enthalpy	3406.0	3422.3 kJ/kg
Inlet Flow	72.60	80.34 kg/sec
Extr. 3 Flow	0.2074	0.0543545 kg/sec
Extr. 4 Flow	3.97728	4.43119 kg/sec
Exit Flow	68.42	75.85 kg/sec
Inlet Pressure	8725.7	8725.7 kPa
Extr. 3 Press.	483.20	689.00 kPa
Extr. 4 Press.	93.29	94.61 kPa

Equipment ID: EVBP Type: EVAP Description: Evaporator

Evaporator Method Flag	Surface Area
Surface Area	6000.0 m2
Pressure Method Flag	Set Inlet Pressure
Desired Operating Pressure	145.00 kPa
Calculated Operating Pressure	145.00 kPa

Current Values: -----	
Surface Area	6000.0 m2
Calculated Effectiveness	0.3856
Calculated Pinch delta-T at Drum	57.35 C
Calculated Pinch delta-T at Tubes	57.35 C
Overall Heat Transfer Coeff.	0.047357 kJ/sec-m2-K
Exergetic Efficiency (beta!)	0.8285
Blow down as BFW Fraction	0.6500
Blowdown as Steam Fraction	1.85714
Calculated Operating Pressure	145.00 kPa

Equipment ID: ECON Type: ECON Description: Economizer

Economizer OD Modeling Method	Surface Area
Surface Area	9531.4 m2
Configuration Method	Cross-Counter, 1 Tube Row Total

Current Values: -----	
Surface Area	9531.4 m2
Calculated Effectiveness	0.9422
Exit Subcooling	18.52 C
Approach Temperature	10.69 C
Overall Heat Transfer Coeff.	0.1718 kJ/sec-m2-K
Exergetic Efficiency (beta!)	0.9254

Main Inputs: -----	
Evaporator Method Flag	Surface Area
Surface Area	21575 m2

Pressure Method Flag	Set Inlet Pressure Drop
Desired BFW Inlet Pressure Drop	2351.3 kPa
Calculated BFW Inlet Pressure Drop	2351.3 kPa

D.4 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 180 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RE1-U2 Case: 180MW
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/15/06 15:51
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 59
08/03/2007 22:51

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	GT1	356.44	24.70	101.25	9.30873
2	-	GT2	179.77	24.70	101.25	9.30873
3	-	AG	8.8792	15.56	2757.9	0.009236
4	AG	SP1	8.8792	109.33	2757.9	211.71
5	SP1	GT2	1.2912	109.33	2757.9	211.71
6	SP1	GT1	6.27948	109.33	2757.9	211.71
7	SP1	QS	1.30851	109.33	2757.9	211.71
8	GT1	MIS3	362.72	539.62	104.08	575.13
9	GT2	MIS3	181.06	283.55	103.99	280.46
10	MIS3	QS	543.79	457.31	103.99	477.01
11	QS	SAQ	545.09	555.36	103.99	592.23
12	SAQ	EVAP	545.09	479.50	103.99	504.63
13	EVAP	ECON	545.09	310.73	101.26	315.24
14	ECON	EVBP	545.09	203.41	101.26	198.62
15	EVBP	-	545.09	167.71	101.26	160.42
16	ATEM	SP4	72.67	506.43	8725.7	3406.0
17	SP4	MSV	72.60	506.43	8725.7	3406.0
18	MSV	TVAP	72.60	506.43	8725.7	3406.0
19	SP4	VEJEC	0.07	506.43	8725.7	3406.0
20	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
21	TVAP	VED	0.2074	175.26	483.20	2802.0
22	VED	DES1	0.2074	164.45	145.00	2802.0
23	TVAP	AABP1	3.97728	98.00	93.29	2673.0
24	TVAP	COND	68.42	40.40	7.5347	2420.0
25	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
26	-	COND	3353.3	24.10	132.36	101.13
27	COND	-	3353.3	35.10	86.95	147.05
28	COND	BACOND	69.22	40.22	7.5347	168.39
29	BACOND	EJECT	69.22	40.33	1421.0	170.07
30	EJECT	MIS1	69.22	42.48	1421.0	179.08
31	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
32	MIS1	AABP1	69.29	43.11	1421.0	181.68
33	AABP1	MIS2	69.29	75.29	1397.4	316.25
34	AABP1	BAP	3.97728	78.49	92.05	328.63
35	BAP	MIS2	3.97728	78.62	1421.0	330.23
36	MIS2	DES1	73.26	75.47	1397.4	317.01
37	DES1	EVBP	17.79	110.36	145.00	462.83
38	EVBP	DES1	6.2271	110.36	145.00	2691.9
39	DES1	BAA	72.67	110.36	145.00	462.83
40	BAA	ECON	72.67	111.68	11077	476.37
41	ECON	SP2	72.67	300.05	11077	1342.4
42	SP2	EVAP	72.67	300.05	11077	1342.4
43	SP2	ATEM	2.84194e-019300.05	11077	11077	1342.4
44	EVAP	SAQ	72.67	301.09	8725.7	2749.0
45	SAQ	ATEM	72.67	506.43	8725.7	3406.0
46	EVAP	AG	11.56	110.36	145.00	462.83
47	AG	DES1	11.56	71.34	145.00	298.67

D.5 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 120 MW

GateCycle Report - Case Report
Model: RE1-U2 Case: 120MW
Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/15/06 16:11
Last Execution Status Converged

Page 1 of 59
08/03/2007 22:57

Overall System Results

Model ID RE1-U2
Case ID 120MW
Case Description GT-HRSG REP FORA PP: 50% Pn
Case Notes: -----
A ANÁLISE FOI REALIZADA PARA A UTE-U2 REPOTENCIADA PARA O PONTO DE PROJETO E CARGA PARCIAL A 100%, 75%, 50% E 25% DA POTÊNCIA NOMINAL (239.2).

Power: -----
Shaft Power Generator Output Net Power
Steam Cycle 65345 kW 64038 kW 63006 kW
Gas Turbine 58.94 MW 57.00 MW
Plant Total 120.01 MW

Losses: -----
Generator Losses Aux & BOP Losses
Steam Cycle 1306.9 kW 1032.4 kW
Gas Turbine 993.60 kW 942.28 kW

LHV Energy Input: -----
Total LHV Fuel Cons. 364896 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners 127224 kJ/sec

Efficiency: -----
LHV Efficiency LHV Heat Rate
Gas Turbine 23.98
Net Cycle 32.89 10946 kJ/kW-hr
Adjusted 32.89 10946 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----
Dry Bulb Wet Bulb Dew Point
Temperature 24.70 C 21.40 C 19.97 C
Absolute Pressure Equivalent Altitude
Pressure 101.25 kPa 6 m
Relative Humidity Water Mole Fraction in Air
Humidity 0.7500 0.0230349

User-Defined Variables: -----
Index Description Value
0 Potencia do CC a 50% da Pn, MW 120.01
1 Eficiencia do HRSG (%) 69.24
2 Perdas energia Condensador (MW) 148.07
3 Energia gases da Chaminé (MW) 83.30

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine
Net ST Section Power 65345 kW
Shaft/Gearbox Losses 0.0 kW
Current Gross Section Pwr 65345 kW
Current Overall Efficiency 0.7392
Exergetic Efficiency 0.7680

Design Point Values: -----
Design Net Section Power 74316 kW
Design Gross Section Pwr 74316 kW
Des. Bowl-UEEP Eff. 0.7227

Miscellaneous Values: -----
 Min. Allowed Exit Quality 0.9000
 Max. Allowed Inlet Temp. 1157.2 C
 Performance Factor 1.0

Internal Values: -----
 Current Design Point
 Total Efficiency 0.7392 0.7227
 Bowl->last extr. 0.6781 0.5536
 Eff. to ELEP 0.7392 0.7227
 Inlet Spec. Vol. 0.0376425 0.0388252 m3/kg
 Bowl Pressure 0.0 8551.2 kPa
 Inlet Enthalpy 3376.9 3422.3 kJ/kg
 Inlet Flow 68.10 80.34 kg/sec
 Extr. 3 Flow 0.2789 0.0543545 kg/sec
 Extr. 4 Flow 1.89399 4.43119 kg/sec
 Exit Flow 65.92 75.85 kg/sec
 Inlet Pressure 8725.7 8725.7 kPa
 Extr. 3 Press. 316.85 689.00 kPa
 Extr. 4 Press. 32.65 94.61 kPa

Equipment ID: EVBP Type: EVAP Description: Evaporator

Main Inputs: -----
 Evaporator Method Flag Surface Area
 Surface Area 6000.0 m2
 Pressure Method Flag Set Inlet Pressure
 Calculated Operating Pressure 90.00 kPa
 Current Values: -----
 Surface Area 6000.0 m2
 Calculated Effectiveness 0.3820
 Calculated Pinch delta-T at Drum 64.88 C
 Calculated Pinch delta-T at Tubes 64.88 C
 Overall Heat Transfer Coeff. 0.0463942 kJ/sec-m2-K
 Exergetic Efficiency (beta!) 0.7713
 Energy Loss Fraction 0.7000
 Blowdown as BFW Fraction 0.5500
 Blowdown as Steam Fraction 1.22222
 Calculated Operating Pressure 90.00 kPa

Equipment ID: ECON Type: ECON Description: Economizer

Main Inputs: -----
 Economizer OD Modeling Method Surface Area
 Surface Area 9531.4 m2
 Configuration Method Cross-Counter, 1 Tube Row Total
 Current Values: -----
 Surface Area 9531.4 m2
 Calculated Effectiveness 0.9554
 Exit Subcooling 17.23 C
 Approach Temperature 9.09949 C
 Overall Heat Transfer Coeff. 0.1715 kJ/sec-m2-K
 Exergetic Efficiency (beta!) 0.9127
 Energy loss fraction 0.01

Equipment ID: EVAP Type: EVAP Description: Evaporator

Main Inputs: -----
 Evaporator Method Flag Surface Area
 Surface Area 21575 m2
 Pressure Method Flag Set Inlet Pressure Drop
 Calculated BFW Inlet Pressure Drop 2351.3 kPa
 Current Values: -----
 Surface Area 21575 m2
 Calculated Effectiveness 0.9455
 Calculated Pinch delta-T at Drum 9.35059 C

D.6 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 120 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RE1-U2 Case: 120MW
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/15/06 16:11
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 59
08/03/2007 23:08

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	GT1	356.44	24.70	101.25	9.30873
2	-	GT2	179.77	24.70	101.25	9.30873
3	-	AG	7.485	15.56	2757.9	0.009236
4	AG	SP1	7.485	93.80	2757.9	174.70
5	SP1	GT2	1.16061	93.80	2757.9	174.70
6	SP1	GT1	3.71468	93.80	2757.9	174.70
7	SP1	QS	2.60971	93.80	2757.9	174.70
8	GT1	MIS3	360.16	371.52	104.16	378.10
9	GT2	MIS3	180.93	266.50	103.94	261.86
10	MIS3	QS	541.09	336.88	103.94	339.23
11	QS	SAQ	543.70	538.86	103.94	570.09
12	SAQ	EVAP	543.70	469.40	103.94	490.57
13	EVAP	ECON	543.70	310.44	101.25	313.39
14	ECON	EVBP	543.70	201.33	101.25	195.48
15	EVBP	-	543.70	161.60	101.25	153.21
16	ATEM	SP4	68.17	494.70	8725.7	3376.9
17	SP4	MSV	68.10	494.70	8725.7	3376.9
18	MSV	TVAP	68.10	494.70	8725.7	3376.9
19	SP4	VEJEC	0.07	494.70	8725.7	3376.9
20	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
21	TVAP	VED	0.2789	170.05	316.85	2802.0
22	VED	DES1	0.2789	162.58	90.00	2802.0
23	TVAP	AABP1	1.89399	71.08	32.65	2617.5
24	TVAP	COND	65.92	39.14	7.04522	2410.0
25	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
26	-	COND	3547.4	24.10	132.36	101.13
27	COND	-	3547.4	34.10	82.04	142.87
28	COND	BACOND	66.72	38.98	7.04522	163.17
29	BACOND	EJECT	66.72	39.08	1421.0	164.85
30	EJECT	MIS1	66.72	41.31	1421.0	174.19
31	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
32	MIS1	AABP1	66.79	41.96	1421.0	176.89
33	AABP1	MIS2	66.79	58.21	1399.0	244.76
34	AABP1	BAP	1.89399	53.55	31.81	224.10
35	BAP	MIS2	1.89399	53.66	1421.0	225.76
36	MIS2	DES1	68.69	58.08	1399.0	244.23
37	DES1	EVBP	13.26	96.71	90.00	405.21
38	EVBP	DES1	5.96816	96.71	90.00	2670.9
39	DES1	BAA	68.17	96.71	90.00	405.21
40	BAA	ECON	68.17	97.94	11077	418.67
41	ECON	SP2	68.17	301.34	11077	1349.8
42	SP2	EVAP	68.17	301.34	11077	1349.8
43	SP2	ATEM	9.54793e-006	301.34	11077	1349.8
44	EVAP	SAQ	68.17	301.09	8725.7	2749.0
45	SAQ	ATEM	68.17	494.70	8725.7	3376.9
46	EVAP	AG	7.29442	96.71	90.00	405.21
47	AG	DES1	7.29442	53.55	90.00	224.16

D.7 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 60 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report

Model: RE1-U2 Case: 60MW

Page 1 of 2

08/03/2007 23:10

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/15/06 16:36

Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID

RE1-U2

Case ID

60MW

Case Description

GT-HRSG REP FORA PP: 25% Pn

Case Notes: -----

A ANÁLISE FOI REALIZADA PARA A UTE-U2 REPOTENCIADA PARA O PONTO DE PROJETO E CARGA PARCIAL A 100%, 75%, 50% E 25% DA POTÊNCIA NOMINAL (239.2).

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	50476 kW	49466 kW	48546 kW
Gas Turbine	12.66 MW		11.46 MW
Plant Total			60.00 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	1009.5 kW	920.55 kW
Gas Turbine	258.34 kW	942.28 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	298259 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	166148 kJ/sec

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	8.67155	
Net Cycle	20.12	17895 kJ/kW-hr
Adjusted	20.12	17895 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----

	Dry Bulb	Wet Bulb	Dew Point
Temperature	24.70 C	21.40 C	19.97 C
Pressure	Absolute Pressure	Equivalent Altitude	
	101.25 kPa	6 m	
Humidity	Relative Humidity	Water Mole Fraction in Air	
	0.7500	0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Potencia do CC a 25% da Pn, MW	60.00
1	Eficiencia do HRSG (%)	68.38
2	Perdas energia Condensador (MW)	139.79
3	Energia gases da Chaminé (MW)	76.86

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Current Values: -----

Net ST Section Power	50476 kW
Shaft/Gearbox Losses	0.0 kW
Current Gross Section Pwr	50476 kW
Current Overall Efficiency	0.6474
Exergetic Efficiency	0.6797

No. of Control Valves

6

Control Valve DP

0.0

No. of Stages in Gov. Row

1

Pitch Dia. of Gov. Stage
 Current Control Valve Set.
 Valve Constant (Kv)
 Throttle Flow Ratio
 Design Throttle Flow Ratio

350.00 mm
 1.0
 99943
 0.7299
 1.0

Design Point Values: -----

Design Net Section Power
 Design Gross Section Pwr
 Des. Bowl-UEEP Eff.

74316 kW
 74316 kW
 0.7227

Miscellaneous Values: -----

Min. Allowed Exit Quality
 Max. Allowed Inlet Temp.
 Performance Factor

0.9000
 1157.2 C
 1.0

Internal Values: -----

	Current	Design Point
Total Efficiency	0.6474	0.7227
Bowl->last extr.	0.5949	0.5536
Eff. to ELEP	0.6474	0.7227
Inlet Spec. Vol.	0.0354921	0.0388252 m ³ /kg
Bowl Pressure	0.0	8551.2 kPa
Inlet Enthalpy	3295.1	3422.3 kJ/kg
Inlet Flow	61.33	80.34 kg/sec
Extr. 3 Flow	0.0	0.0543545 kg/sec
Extr. 4 Flow	0.9721	4.43119 kg/sec
Exit Flow	60.36	75.85 kg/sec
Inlet Pressure	8725.7	8725.7 kPa
Extr. 3 Press.	213.95	689.00 kPa
Extr. 4 Press.	16.00	94.61 kPa

Equipment ID: EVBP Type: EVAP Description: Evaporator

Main Inputs: -----

Evaporator Method Flag
 Surface Area

Surface Area
 6000.0 m²

Pressure Method Flag
 Calculated Operating Pressure

Set Inlet Pressure
 18.00 kPa

Current Values: -----

Surface Area
 Calculated Effectiveness
 Calculated Pinch delta-T at Drum
 Calculated Pinch delta-T at Tubes
 Overall Heat Transfer Coeff.
 Exergetic Efficiency (beta!)
 Energy Loss Fraction
 Fouling Factor
 Blowdown as BFW Fraction
 Blowdown as Steam Fraction
 Calculated Operating Pressure

6000.0 m²
 0.3075
 93.53 C
 93.53 C
 0.0358533 kJ/sec-m²-K
 0.6772
 0.9900
 0.6000 m²-K-sec/kJ
 0.6000
 1.5
 18.00 kPa

Equipment ID: ECON Type: ECON Description: Economizer

Main Inputs: -----

Economizer OD Modeling Method
 Surface Area
 Configuration Method

Surface Area
 9531.4 m²
 Cross-Counter, 1 Tube Row Total

Current Values: -----

Surface Area
 Calculated Effectiveness
 Exit Subcooling
 Approach Temperature
 Overall Heat Transfer Coeff.
 Exergetic Efficiency (beta!)
 Energy loss fraction

9531.4 m²
 0.9733
 15.80 C
 7.08611 C
 0.1711 kJ/sec-m²-K
 0.8682
 0.01

D.8 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 60 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RE1-U2 Case: 60MW
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/15/06 16:36
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 59
08/03/2007 23:18

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	GT1	356.44	24.70	101.25	9.30873
2	-	GT2	179.77	24.70	101.25	9.30873
3	-	AG	6.1181	15.56	2757.9	0.009236
4	AG	SP1	6.1181	57.42	2757.9	91.19
5	SP1	GT2	0.9846	57.42	2757.9	91.19
6	SP1	GT1	1.72535	57.42	2757.9	91.19
7	SP1	QS	3.40814	57.42	2757.9	91.19
8	GT1	MIS3	358.17	234.43	104.16	227.07
9	GT2	MIS3	180.76	243.39	103.87	236.82
10	MIS3	QS	538.93	237.44	103.87	230.34
11	QS	SAQ	542.33	508.76	103.87	532.76
12	SAQ	EVAP	542.33	453.61	103.87	470.31
13	EVAP	ECON	542.33	309.86	101.25	311.25
14	ECON	EVBP	542.33	192.46	101.25	185.16
15	EVBP	-	542.33	151.36	101.25	141.73
16	ATEM	SP4	61.40	462.26	8725.7	3295.1
17	SP4	MSV	61.33	462.26	8725.7	3295.1
18	MSV	TVAP	61.33	462.26	8725.7	3295.1
19	SP4	VEJEC	0.07	462.26	8725.7	3295.1
20	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
21	TVAP	VED	0.0	164.96	213.95	2798.4
22	VED	DES1	0.0	164.96	18.00	2798.4
23	TVAP	AABP1	0.9721	55.56	16.00	2602.0
24	TVAP	COND	60.36	36.77	6.19689	2470.0
25	REPOCI	COND	3.66351	25.00	103.42	104.86
26	-	COND	4189.3	24.10	132.36	101.13
27	COND	-	4189.3	32.10	64.28	134.49
28	COND	BACOND	64.02	36.10	6.19689	151.16
29	BACOND	EJECT	64.02	36.20	1421.0	152.83
30	EJECT	MIS1	64.02	38.53	1421.0	162.58
31	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
32	MIS1	AABP1	64.09	39.21	1421.0	165.40
33	AABP1	MIS2	64.09	47.87	1400.7	201.53
34	AABP1	BAP	0.9721	52.52	15.52	219.81
35	BAP	MIS2	0.9721	52.64	1421.0	221.49
36	MIS2	DES1	65.06	47.94	1400.7	201.83
37	DES1	EVBP	12.52	57.83	18.00	242.00
38	EVBP	DES1	5.00733	57.83	18.00	2605.9
39	DES1	BAA	61.40	57.83	18.00	242.00
40	BAA	ECON	61.40	58.77	11077	255.21
41	ECON	SP2	61.40	302.77	11077	1357.9
42	SP2	EVAP	61.40	302.77	11077	1357.9
43	SP2	ATEM	8.99965e-006	302.77	11077	1357.9
44	EVAP	SAQ	61.40	301.09	8725.7	2749.0
45	SAQ	ATEM	61.40	462.26	8725.7	3295.1
46	EVAP	AG	7.511	57.83	18.00	242.00
47	AG	DES1	7.511	39.89	18.00	166.98

Apêndice E

RESULTADOS GLOBAIS DO DESEMPENHO DA PLANTA DE POTÊNCIA U-2, REPOTENCIADA COMO CICLO COMBINADO COMPLETO COM UMA TURBINA A GÁS

(Coletados do reporte da execução do software *Gatecycle*)

E.1 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 235 MW

GateCycle Report - Case Report
Model: RE3-U2 Case: 235MW
Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/15/06 17:15
Last Execution Status Converged

Page 1 of 52
08/04/2007 21:45

Overall System Results

Model ID RE3-U2
Case ID 235MW
Case Description GT-HRSG REP FORA PP: 100% Pn
Case Notes: -----
A ANÁLISE FOI REALIZADA PARA A REPOTENCIACÃO DA UTE-U2 PARA O PONTO DE PROJETO E CARGA PARCIAL A 100% DA POTÊNCIA NOMINAL (235 MW) UTILIZANDO UMA TURBINA A GÁS (SIEMENS V84.3A)

Power: -----
Shaft Power Generator Output Net Power
Steam Cycle 74316 kW 72830 kW 71600 kW
Gas Turbine 163.34 MW 163.01 MW
Plant Total 234.61 MW

Losses: -----
Generator Losses Aux & BOP Losses
Steam Cycle 1486.3 kW 1229.4 kW
Gas Turbine 0.0 kW 336.20 kW

LHV Energy Input: -----
Total LHV Fuel Cons. 463625 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners 26120 kJ/sec

Efficiency: -----
LHV Efficiency LHV Heat Rate
Gas Turbine 37.26 7114.3 kJ/kW-hr
Net Cycle 50.60 7114.3 kJ/kW-hr
Adjusted 50.60 7114.3 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----
Dry Bulb Wet Bulb Dew Point
Temperature 24.70 C 21.40 C 19.97 C
Absolute Pressure Equivalent Altitude
Pressure 101.25 kPa 6 m
Relative Humidity Water Mole Fraction in Air
Humidity 0.7500 0.0230349

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Potencia do CC a 100% da Pn, MW	234.61
1	Eficiencia do HRSG (%)	81.87
2	Perdas energia Condensador (MW)	173.82
3	Energia gases da Chaminé (MW)	52.88

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Current Values: -----

Net ST Section Power	74316 kW
Shaft/Gearbox Losses	0.0 kW
Current Gross Section Pwr	74316 kW
Current Overall Efficiency	0.7227
Exergetic Efficiency	0.7605

Design Point Values: -----

Design Net Section Power	74319 kW
Design Gross Section Pwr	74319 kW
Des. Bowl-UEEP Eff.	0.7227

Internal Values: -----

	Current	Design Point
Total Efficiency	0.7227	0.7227
Bowl->last extr.	0.5536	0.5536
Eff. to ELEP	0.7227	0.7227
Inlet Spec. Vol.	0.0388251	0.0388251 m ³ /kg
Bowl Pressure	8551.0	8551.2 kPa
Inlet Enthalpy	3422.3	3422.3 kJ/kg
Inlet Flow	80.49	80.50 kg/sec
Extr. 3 Flow	0.3176	0.3130 kg/sec
Extr. 4 Flow	4.4198	4.42581 kg/sec
Exit Flow	75.76	75.76 kg/sec
Inlet Pressure	8725.7	8725.7 kPa
Extr. 3 Press.	688.95	689.00 kPa
Extr. 4 Press.	94.61	94.61 kPa
Exit Pressure	8.69631	8.6943 kPa
Stage Group 1 eff.	0.5512	0.5512
Stage Group 4 eff.	0.4547	0.4547
Stage Group 5 eff.	0.9881	0.9881

Equipment ID: GT1 Type: GT Description: Siemens V84.3A 60Hz (1/95 MPS)

Control Method: -----

Firing Method Flag	Fuel Flow Rate
Desired Fuel Flow	8.97441 kg/sec
Flow	8.97441 kg/sec

Miscellaneous Methods: -----

Use Default Ambient Air Flag	No
Flows and Pressures Method	GT Inlet Flow and CDP
Compressor Discharge Bleed Flow Method	Desired Comp. Discharge Bleed Fr
Desired Compressor Discharge Bleed Fraction	0.0
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0

Compressor Efficiency Method	Maximum Comp. Isentropic Efficie
Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100
Calc. Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100

Turbine Efficiency Method	Desired Turbine Exhaust Temp
Desired Turbine Exhaust Temp.	609.51 C
Temperature	609.52 C

Make GT Mode	No Make GT mode
--------------	-----------------

Current Values: -----

Net Electric Power	163.01 MW
--------------------	-----------

E.2 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 235 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RE3-U2 Case: 235MW
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/15/06 17:15
 Last Execution Status Converged

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg

1	-	GT1	413.87	24.70	101.25	9.30873
2	SP1	GT1	8.97441	120.00	2757.9	237.64
3	-	AG	9.5102	15.56	2757.9	0.009236
4	AG	SP1	9.5102	120.00	2757.9	237.64
5	SP1	QS	0.5358	120.00	2757.9	237.64
6	GT1	QS	422.84	609.52	104.06	662.41
7	QS	SAQ	423.38	658.50	104.06	722.95
8	SAQ	EVAP	423.38	548.59	104.06	591.74
9	EVAP	ECON	423.38	311.09	101.25	319.37
10	ECON	EVBP	423.38	170.70	101.25	165.44
11	EVBP	-	423.38	133.01	101.25	124.90
12	ATEM	SP4	80.56	513.05	8725.7	3422.3
13	EVBP	AG	10.67	121.01	205.00	508.03
14	AG	DES1	10.67	70.25	205.00	294.15
15	SP3	ATEM	0.3367	122.42	11077	521.61
16	SAQ	ATEM	80.23	518.00	8725.7	3434.5
17	SP4	MSV	80.49	513.05	8725.7	3422.3
18	MSV	TVAP	80.49	513.05	8725.7	3422.3
19	SP4	VEJEC	0.07	513.05	8725.7	3422.3
20	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
21	TVAP	VED	0.3176	299.96	688.95	3060.0
22	VED	DES1	0.3176	294.08	205.00	3060.0
23	TVAP	AABP1	4.4198	198.16	94.61	2872.0
24	TVAP	COND	75.76	43.13	8.69631	2475.0
25	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
26	-	COND	3202.1	24.10	132.36	101.13
27	COND	-	3202.1	37.10	90.61	155.41
28	COND	BACOND	76.56	42.94	8.69631	179.73
29	BACOND	EJECT	76.56	43.04	1421.0	181.41
30	EJECT	MIS1	76.56	45.00	1421.0	189.60
31	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
32	MIS1	AABP1	76.63	45.56	1421.0	191.94
33	AABP1	MIS2	76.63	80.49	1392.6	338.04
34	AABP1	BAP	4.4198	80.97	92.72	339.03
35	BAP	MIS2	4.4198	81.10	1421.0	340.64
36	MIS2	DES1	81.05	80.52	1392.6	338.18
37	DES1	EVBP	18.40	121.01	205.00	508.03
38	EVBP	DES1	7.72803	121.01	205.00	2707.4
39	DES1	BAA	80.56	121.01	205.00	508.03
40	BAA	SP3	80.56	122.42	11077	521.61
41	SP3	ECON	80.23	122.42	11077	521.61
42	ECON	EVAP	80.23	297.09	11077	1325.9
43	EVAP	SAQ	80.23	301.09	8725.7	2749.0

E.3 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 176 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report

Model: RE3-U2 Case: 176MW

Page 1 of 2

08/04/2007 21:51

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/15/06 17:46

Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID

RE3-U2

Case ID

176MW

Case Description

GT-HRSG REP FORA PP: 75% Pn

Case Notes: -----

A ANÁLISE FOI REALIZADA PARA A REPOTENCIACÃO DA UTE-U2 PARA O PONTO DE PROJETO E CARGA PARCIAL A 100% DA POTÊNCIA NOMINAL (235 MW) UTILIZANDO UMA TURBINA A GÁS (SIEMENS V84.3A)

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	63746 kW	62471 kW	61372 kW
Gas Turbine	114.96 MW		114.63 MW
Plant Total			176.00 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	1274.9 kW	1098.9 kW
Gas Turbine	0.0 kW	336.20 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	391192 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	10973 kJ/sec

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	30.15	
Net Cycle	44.99	8001.6 kJ/kW-hr
Adjusted	44.99	8001.6 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----

Temperature	Dry Bulb 24.70 C	Wet Bulb 21.40 C	Dew Point 19.97 C
Pressure	Absolute Pressure 101.25 kPa	Equivalent Altitude 6 m	
Humidity	Relative Humidity 0.7500	Water Mole Fraction in Air 0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Potencia do CC a 75% da Pn, MW	176.00
1	Eficiência do HRSG (%)	80.07
2	Perdas energia Condensador (MW)	159.81
3	Energia gases da Chaminé (MW)	47.34

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Current Values: -----

Net ST Section Power	63746 kW
Shaft/Gearbox Losses	0.0 kW
Current Gross Section Pwr	63746 kW
Current Overall Efficiency	0.6761
Exergetic Efficiency	0.7248

Design Point Values: -----

Design Net Section Power	74319 kW
--------------------------	----------

Design Gross Section Pwr	74319 kW	
Des. Bowl-UEEP Eff.	0.7227	
Miscellaneous Values: -----		
Min. Allowed Exit Quality	0.9000	
Max. Allowed Inlet Temp.	1157.2 C	
Performance Factor	1.0	
Internal Values: -----		
	Current	Design Point
Total Efficiency	0.6761	0.7227
Bowl->last extr.	0.7521	0.5536
Eff. to ELEP	0.6761	0.7227
Inlet Spec. Vol.	0.0388251	0.0388251 m ³ /kg
Bowl Pressure	0.0	8551.2 kPa
Inlet Enthalpy	3422.3	3422.3 kJ/kg
Inlet Flow	72.13	80.50 kg/sec
Extr. 3 Flow	0.039406	0.3130 kg/sec
Extr. 4 Flow	4.24582	4.42581 kg/sec
Exit Flow	67.84	75.76 kg/sec
Inlet Pressure	8725.7	8725.7 kPa
Extr. 3 Press.	483.20	689.00 kPa
Extr. 4 Press.	93.29	94.61 kPa

Equipment ID: GT1 Type: GT Description: Siemens V84.3A 60Hz (1/95 MPS)

Control Method: -----	
Firing Method Flag	Fuel Flow Rate
Desired Fuel Flow	7.79932 kg/sec
Flow	7.79932 kg/sec

Miscellaneous Methods: -----	
Use Default Ambient Air Flag	No
Flows and Pressures Method	GT Inlet Flow and CDP
Compressor Discharge Bleed Flow Method	Desired Comp. Discharge Bleed Fr
Desired Compressor Discharge Bleed Fraction	0.0
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0

Compressor Efficiency Method	Maximum Comp. Isentropic Efficie
Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100
Calc. Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100

Turbine Efficiency Method	Desired Turbine Exhaust Temp
Desired Turbine Exhaust Temp.	609.51 C
Temperature	609.46 C

Make GT Mode	No Make GT mode
--------------	-----------------

Current Values: -----	
Net Electric Power	114.63 MW
Heat Rate (LHV/Elect)	11941 kJ/kW-hr
Efficiency	0.3015
LHV Heat Input to Comb.	380219 kJ/sec
Calculated Design Inlet Flow	0.0 kg/sec
Calculated Turbine Inlet Nozzle Area	211120 mm ²
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0
Calculated Turbine Isentropic. Eff.	0.8431
Inlet Press. Loss	63.50 mm H ₂ O
Non-HRSG Press. Loss	139.70 mm H ₂ O
HRSG Press. Loss	278.95 mm H ₂ O
Engine Shaft Power	114.96 MW
Compr. Pressure Ratio	15.90
Compr. Efficiency Used	0.9013

E.4 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 176 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RE3-U2 Case: 176MW
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/15/06 17:46
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 52
08/04/2007 21:42

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	GT1	413.87	24.70	101.25	9.30873
2	SP1	GT1	7.79932	107.56	2757.9	207.46
3	-	AG	8.0244	15.56	2757.9	0.009236
4	AG	SP1	8.0244	107.56	2757.9	207.46
5	SP1	QS	0.2251	107.56	2757.9	207.46
6	GT1	QS	421.67	609.46	103.99	642.25
7	QS	SAQ	421.89	630.92	103.99	667.76
8	SAQ	EVAP	421.89	530.31	103.99	552.48
9	EVAP	ECON	421.89	309.76	101.26	308.58
10	ECON	EVBP	421.89	169.63	101.26	159.74
11	EVBP	-	421.89	124.08	101.26	112.20
12	ATEM	SP4	72.20	513.05	8725.7	3422.3
13	EVBP	AG	7.09449	110.36	145.00	462.83
14	AG	DES1	7.09449	53.94	145.00	225.84
15	SP3	ATEM	0.00991445	111.68	11077	476.37
16	SAQ	ATEM	72.19	513.21	8725.7	3422.7
17	SP4	MSV	72.13	513.05	8725.7	3422.3
18	MSV	TVAP	72.13	513.05	8725.7	3422.3
19	SP4	VEJEC	0.07	513.05	8725.7	3422.3
20	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
21	TVAP	VED	0.039406	175.26	483.20	2802.0
22	VED	DES1	0.039406	164.45	145.00	2802.0
23	TVAP	AABP1	4.24582	98.00	93.29	2673.0
24	TVAP	COND	67.84	41.64	8.04632	2530.0
25	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
26	-	COND	3189.5	24.10	132.36	101.13
27	COND	-	3189.5	36.10	90.82	151.23
28	COND	BACOND	68.64	41.45	8.04632	173.51
29	BACOND	EJECT	68.64	41.55	1421.0	175.19
30	EJECT	MIS1	68.64	43.74	1421.0	184.33
31	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
32	MIS1	AABP1	68.71	44.37	1421.0	186.94
33	AABP1	MIS2	68.71	78.90	1397.6	331.39
34	AABP1	BAP	4.24582	80.10	91.89	335.36
35	BAP	MIS2	4.24582	80.23	1421.0	336.97
36	MIS2	DES1	72.96	78.98	1397.6	331.72
37	DES1	EVBP	12.90	110.36	145.00	462.83
38	EVBP	DES1	5.80458	110.36	145.00	2691.9
39	DES1	BAA	72.20	110.36	145.00	462.83
40	BAA	SP3	72.20	111.68	11077	476.37
41	SP3	ECON	72.19	111.68	11077	476.37
42	ECON	EVAP	72.19	299.20	11077	1337.7
43	EVAP	SAQ	72.19	301.09	8725.7	2749.0

E.5 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 118 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report

Model: RE3-U2 Case: 118MW

Page 1 of 2

08/04/2007 21:56

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/15/06 18:10

Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID

RE3-U2

Case ID

118MW

Case Description

GT-HRSG REP FORA PP: 50% Pn

Case Notes: -----

A ANÁLISE FOI REALIZADA PARA A REPOTENCIACÃO DA UTE-U2 PARA O PONTO DE PROJETO E CARGA PARCIAL A 100% DA POTÊNCIA NOMINAL (235 MW) UTILIZANDO UMA TURBINA A GÁS (SIEMENS V84.3A)

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	58403 kW	57235 kW	56197 kW
Gas Turbine	62.14 MW		61.81 MW
Plant Total			118.00 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	1168.1 kW	1037.9 kW
Gas Turbine	0.0 kW	336.20 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	329810 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	3215.6 kJ/sec

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	18.92	
Net Cycle	35.78	10062 kJ/kW-hr
Adjusted	35.78	10062 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----

Temperature	Dry Bulb 24.70 C	Wet Bulb 21.40 C	Dew Point 19.97 C
Pressure	Absolute Pressure 101.25 kPa	Equivalent Altitude 6 m	
Humidity	Relative Humidity 0.7500	Water Mole Fraction in Air 0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Potencia do CC a 75% da Pn, MW	118.00
1	Eficiencia do HRSG (%)	80.01
2	Perdas energia Condensador (MW)	158.23
3	Energia gases da Chamime (MW)	42.09

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Current Values: -----

Net ST Section Power	58403 kW
Shaft/Gearbox Losses	0.0 kW
Current Gross Section Pwr	58403 kW
Current Overall Efficiency	0.6422
Exergetic Efficiency	0.6859

Design Point Values: -----

Design Net Section Power	74319 kW	
Design Gross Section Pwr	74319 kW	
Des. Bowl-UEEP Eff.	0.7227	
Miscellaneous Values: -----		
Min. Allowed Exit Quality	0.9000	
Max. Allowed Inlet Temp.	1157.2 C	
Performance Factor	1.0	
Internal Values: -----		
	Current	Design Point
Total Efficiency	0.6422	0.7227
Bowl->last extr.	0.7028	0.5536
Eff. to ELEP	0.6422	0.7227
Inlet Spec. Vol.	0.0388251	0.0388251 m3/kg
Bowl Pressure	0.0	8551.2 kPa
Inlet Enthalpy	3422.3	3422.3 kJ/kg
Inlet Flow	68.48	80.50 kg/sec
Extr. 3 Flow	0.4433	0.3130 kg/sec
Extr. 4 Flow	2.13602	4.42581 kg/sec
Exit Flow	65.90	75.76 kg/sec
Inlet Pressure	8725.7	8725.7 kPa
Extr. 3 Press.	316.85	689.00 kPa
Extr. 4 Press.	32.65	94.61 kPa

Equipment ID: GT1 Type: GT Description: Siemens V84.3A 60Hz (1/95 MPS)

Control Method: -----	
Firing Method Flag	Fuel Flow Rate
Desired Fuel Flow	6.69934 kg/sec
Flow	6.69934 kg/sec

Miscellaneous Methods: -----	
Use Default Ambient Air Flag	No
Flows and Pressures Method	GT Inlet Flow and CDP
Compressor Discharge Bleed Flow Method	Desired Comp. Discharge Bleed Fr
Desired Compressor Discharge Bleed Fraction	0.0
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0
Compressor Efficiency Method	Maximum Comp. Isentropic Efficie
Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100
Calc. Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100
Turbine Efficiency Method	Desired Turbine Exhaust Temp
Desired Turbine Exhaust Temp.	609.51 C
Temperature	609.46 C
Make GT Mode	No Make GT mode

Current Values: -----	
Net Electric Power	61.81 MW
Heat Rate (LHV/Elect)	19023 kJ/kW-hr
Efficiency	0.1892
LHV Heat Input to Comb.	326595 kJ/sec
Calculated Design Inlet Flow	0.0 kg/sec
Calculated Turbine Inlet Nozzle Area	202292 mm2
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0
Calculated Turbine Isentropic. Eff.	0.7456
Inlet Press. Loss	63.50 mm H2O
Non-HRSG Press. Loss	139.70 mm H2O
HRSG Press. Loss	273.11 mm H2O
Engine Shaft Power	62.14 MW
Compr. Pressure Ratio	15.90
Compr. Efficiency Used	0.9013

E.6 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 118 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RE3-U2 Case: 118MW
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/15/06 18:10
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 52
08/04/2007 21:42

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	GT1	413.87	24.70	101.25	9.30873
2	SP1	GT1	6.69934	94.47	2757.9	176.27
3	-	AG	6.7653	15.56	2757.9	0.009236
4	AG	SP1	6.7653	94.47	2757.9	176.27
5	SP1	QS	0.0659598	94.47	2757.9	176.27
6	GT1	QS	420.57	609.46	103.93	641.00
7	QS	SAQ	420.63	615.79	103.93	648.49
8	SAQ	EVAP	420.63	519.25	103.93	538.51
9	EVAP	ECON	420.63	309.51	101.25	307.52
10	ECON	EVBP	420.63	165.63	101.25	155.18
11	EVBP	-	420.63	112.62	101.25	100.06
12	ATEM	SP4	68.55	513.05	8725.7	3422.3
13	EVBP	AG	5.91	96.71	90.00	405.21
14	AG	DES1	5.91	48.11	90.00	201.42
15	SP3	ATEM	0.044682	97.94	11077	418.67
16	SAQ	ATEM	68.51	513.84	8725.7	3424.3
17	SP4	MSV	68.48	513.05	8725.7	3422.3
18	MSV	TVAP	68.48	513.05	8725.7	3422.3
19	SP4	VEJEC	0.07	513.05	8725.7	3422.3
20	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
21	TVAP	VED	0.4433	197.27	316.85	2859.0
22	VED	DES1	0.4433	191.47	90.00	2859.0
23	TVAP	AABP1	2.13602	71.08	32.65	2617.5
24	TVAP	COND	65.90	39.44	7.15743	2566.0
25	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
26	-	COND	3791.2	24.10	132.36	101.13
27	COND	-	3791.2	34.10	75.54	142.86
28	COND	BACOND	66.70	39.27	7.15743	164.39
29	BACOND	EJECT	66.70	39.37	1421.0	166.06
30	EJECT	MIS1	66.70	41.62	1421.0	175.47
31	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
32	MIS1	AABP1	66.77	42.27	1421.0	178.17
33	AABP1	MIS2	66.77	60.46	1398.9	254.18
34	AABP1	BAP	2.13602	57.71	31.60	241.51
35	BAP	MIS2	2.13602	57.83	1421.0	243.17
36	MIS2	DES1	68.91	60.38	1398.9	253.83
37	DES1	EVBP	11.37	96.71	90.00	405.21
38	EVBP	DES1	5.45539	96.71	90.00	2670.9
39	DES1	BAA	68.55	96.71	90.00	405.21
40	BAA	SP3	68.55	97.94	11077	418.67
41	SP3	ECON	68.51	97.94	11077	418.67
42	ECON	EVAP	68.51	300.46	11077	1344.8
43	EVAP	SAQ	68.51	301.09	8725.7	2749.0

E.7 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 67 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report

Model: RE3-U2 Case: 67MW

Page 1 of 2

08/04/2007 22:00

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/15/06 18:43

Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID

RE3-U2

Case ID

67MW

Case Description

GT-HRSG REP FORA PP: 28% Pn

Case Notes: -----

A ANÁLISE FOI REALIZADA PARA A REPOTENCIACÃO DA UTE-U2 PARA O PONTO DE PROJETO E CARGA PARCIAL A 100% DA POTÊNCIA NOMINAL (235 MW) UTILIZANDO UMA TURBINA A GÁS (SIEMENS V84.3A)

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	66906 kW	65568 kW	64539 kW
Gas Turbine	2.79885 MW		2.46265 MW
Plant Total			67.00 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	1338.1 kW	1028.6 kW
Gas Turbine	0.0 kW	336.20 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	269882 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	1781.9 kJ/sec

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	0.9185	
Net Cycle	24.83	14501 kJ/kW-hr
Adjusted	24.83	14501 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----

Temperature	Dry Bulb 24.70 C	Wet Bulb 21.40 C	Dew Point 19.97 C
Pressure	Absolute Pressure 101.25 kPa	Equivalent Altitude 6 m	
Humidity	Relative Humidity 0.7500	Water Mole Fraction in Air 0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Potencia do CC a 28% da Pn, MW	67.00
1	Eficiencia do HRSG (%)	80.01
2	Perdas energia Condensador (MW)	149.30
3	Energia gases da Chamime (MW)	41.40

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Current Values: -----

Net ST Section Power	66906 kW
Shaft/Gearbox Losses	0.0 kW
Current Gross Section Pwr	66906 kW
Current Overall Efficiency	0.7386
Exergetic Efficiency	0.7661

Design Point Values: -----

Design Net Section Power	74319 kW	
Design Gross Section Pwr	74319 kW	
Des. Bowl-UEEP Eff.	0.7227	
Miscellaneous Values: -----		
Min. Allowed Exit Quality	0.9000	
Max. Allowed Inlet Temp.	1157.2 C	
Performance Factor	1.0	
Internal Values: -----		
	Current	Design Point
Total Efficiency	0.7386	0.7227
Bowl->last extr.	0.6798	0.5536
Eff. to ELEP	0.7386	0.7227
Inlet Spec. Vol.	0.038808	0.0388251 m3/kg
Bowl Pressure	0.0	8551.2 kPa
Inlet Enthalpy	3421.7	3422.3 kJ/kg
Inlet Flow	68.03	80.50 kg/sec
Extr. 3 Flow	0.5882	0.3130 kg/sec
Extr. 4 Flow	1.70862	4.42581 kg/sec
Exit Flow	65.73	75.76 kg/sec
Inlet Pressure	8725.7	8725.7 kPa
Extr. 3 Press.	265.40	689.00 kPa
Extr. 4 Press.	24.33	94.61 kPa

Equipment ID: GT1 Type: GT Description: Siemens V84.3A 60Hz (1/95 MPS)

Control Method: -----	
Firing Method Flag	Fuel Flow Rate
Desired Fuel Flow	5.49945 kg/sec
Flow	5.49945 kg/sec

Miscellaneous Methods: -----	
Use Default Ambient Air Flag	No
Flows and Pressures Method	GT Inlet Flow and CDP
Compressor Discharge Bleed Flow Method	Desired Comp. Discharge Bleed Fr
Desired Compressor Discharge Bleed Fraction	0.0
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0

Compressor Efficiency Method	Maximum Comp. Isentropic Efficie
Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100
Calc. Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100

Turbine Efficiency Method	Desired Turbine Exhaust Temp
Desired Turbine Exhaust Temp.	609.51 C
Temperature	609.54 C

Make GT Mode	No Make GT mode
--------------	-----------------

Current Values: -----	
Net Electric Power	2.46265 MW
Heat Rate (LHV/Elect)	391919 kJ/kW-hr
Efficiency	0.00918522
LHV Heat Input to Comb.	268100 kJ/sec
Calculated Design Inlet Flow	0.0 kg/sec
Calculated Turbine Inlet Nozzle Area	192012 mm2
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0
Calculated Turbine Isentropic. Eff.	0.6187
Inlet Press. Loss	63.50 mm H2O
Non-HRSG Press. Loss	139.70 mm H2O
HRSG Press. Loss	271.80 mm H2O
Engine Shaft Power	2.79885 MW
Compr. Pressure Ratio	15.90
Compr. Efficiency Used	0.9013

E.8 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 67 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RE3-U2 Case: 67MW
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/15/06 18:43
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 52
08/04/2007 21:43

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	GT1	413.87	24.70	101.25	9.30873
2	SP1	GT1	5.49945	86.56	2757.9	157.74
3	-	AG	5.536	15.56	2757.9	0.009236
4	AG	SP1	5.536	86.56	2757.9	157.74
5	SP1	QS	0.0365517	86.56	2757.9	157.74
6	GT1	QS	419.37	609.54	103.92	644.05
7	QS	SAQ	419.40	613.04	103.92	648.21
8	SAQ	EVAP	419.40	517.60	103.92	538.99
9	EVAP	ECON	419.40	309.60	101.26	308.89
10	ECON	EVBP	419.40	163.05	101.26	153.07
11	EVBP	-	419.40	110.95	101.26	98.71
12	ATEM	SP4	68.10	512.78	8725.7	3421.7
13	EVBP	AG	3.9488	91.25	73.50	382.19
14	AG	DES1	3.9488	37.93	73.50	158.86
15	SP3	ATEM	0.000181122	92.43	11077	395.62
16	SAQ	ATEM	68.10	512.78	8725.7	3421.7
17	SP4	MSV	68.03	512.78	8725.7	3421.7
18	MSV	TVAP	68.03	512.78	8725.7	3421.7
19	SP4	VEJEC	0.07	512.78	8725.7	3421.7
20	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
21	TVAP	VED	0.5882	129.83	265.40	2720.0
22	VED	DES1	0.5882	120.39	73.50	2720.0
23	TVAP	AABP1	1.70862	64.39	24.33	2617.0
24	TVAP	COND	65.73	38.12	6.66601	2431.0
25	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
26	-	COND	3975.7	24.10	132.36	101.13
27	COND	-	3975.7	33.10	70.36	138.68
28	COND	BACOND	66.53	37.96	6.66601	158.93
29	BACOND	EJECT	66.53	38.06	1421.0	160.60
30	EJECT	MIS1	66.53	40.32	1421.0	170.03
31	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
32	MIS1	AABP1	66.60	40.97	1421.0	172.74
33	AABP1	MIS2	66.60	55.70	1399.1	234.26
34	AABP1	BAP	1.70862	52.36	23.42	219.12
35	BAP	MIS2	1.70862	52.47	1421.0	220.79
36	MIS2	DES1	68.31	55.62	1399.1	233.93
37	DES1	EVBP	8.97454	91.25	73.50	382.19
38	EVBP	DES1	5.02574	91.25	73.50	2662.2
39	DES1	BAA	68.10	91.25	73.50	382.19
40	BAA	SP3	68.10	92.43	11077	395.62
41	SP3	ECON	68.10	92.43	11077	395.62
42	ECON	EVAP	68.10	300.64	11077	1345.8
43	EVAP	SAQ	68.10	301.09	8725.7	2749.0

Apêndice F

RESULTADOS GLOBAIS DO DESEMPENHO DA PLANTA DE POTÊNCIA U-2, REPOTENCIADA COMO CICLO COMBINADO COMPLETO COM INJEÇÃO DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO A ALTA PRESSÃO E ALTA TEMPERATURA NA TURBINA A GÁS

(Coletados do reporte da execução do software *Gatecycle*)

F.1 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 187 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report
Model: RU2INW Case: OINWU2
Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/14/06 20:32
Last Execution Status Converged

Page 1 of 2
08/05/2007 20:20

Overall System Results

Model ID RU2INW
Case ID OINWU2
Case Description Repowering water inj 0.0 W/F
Case Notes: -----
A ANÁLISE FOI REALIZADA PARA A REPOTENCIACÃO DA UTE-U2 PARA O PONTO DE PROJETO E CARGA PARCIAL A 75% DA POTÊNCIA NOMINAL (187 MW) UTILIZANDO UMA TURBINA A GÁS (GENERAL ELECTRIC PG 7241 FA DLN) COM INJEÇÃO DE ÁGUA SAINDO DO EVAPORADOR.

Power: -----
Shaft Power Generator Output Net Power
Steam Cycle 71274 kW 69848 kW 68772 kW
Gas Turbine 120.26 MW 118.09 MW
Plant Total 186.87 MW

Losses: -----
Generator Losses Aux & BOP Losses
Steam Cycle 1425.5 kW 1076.0 kW
Gas Turbine 1803.9 kW 363.52 kW

LHV Energy Input: -----
Total LHV Fuel Cons. 399753 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners 39.47 kJ/sec

Efficiency: -----
LHV Efficiency LHV Heat Rate
Gas Turbine 29.54 7701.3 kJ/kW-hr
Net Cycle 46.74 7701.3 kJ/kW-hr
Adjusted 46.74 7701.3 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----

	Dry Bulb	Wet Bulb	Dew Point
Temperature	24.70 C	21.40 C	19.97 C
	Absolute Pressure	Equivalent Altitude	
Pressure	101.25 kPa	6 m	
	Relative Humidity	Water Mole Fraction in Air	
Humidity	0.7500	0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Eficiência do HRSG (%)	77.24

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Current Values: -----

Net ST Section Power	71274 kW
Shaft/Gearbox Losses	0.0 kW
Current Gross Section Pwr	71274 kW
Current Overall Efficiency	0.7743
Exergetic Efficiency	0.8101

Configuration Inputs: -----

Rotational Speed	3600
Default Stage Press. Ratio	0.7700
Shaft/Gearbox Loss Frac.	0.0
Design Blade Flow Angle	15.00
Design Reaction	0.0

Internal Values: -----

	Current	Design Point
Total Efficiency	0.7743	0.7743
Bowl->last extr.	0.8696	0.8696
Eff. to ELEP	0.7743	0.7743
Inlet Spec. Vol.	0.0388251	0.0388251 m ³ /kg
Bowl Pressure	0.0	8551.2 kPa
Inlet Enthalpy	3422.3	3422.3 kJ/kg
Inlet Flow	70.41	70.41 kg/sec
Extr. 3 Flow	0.0424829	0.0394671 kg/sec
Extr. 4 Flow	4.39492	4.39784 kg/sec
Exit Flow	65.97	65.97 kg/sec
Inlet Pressure	8725.7	8725.7 kPa
Extr. 3 Press.	688.96	689.00 kPa
Extr. 4 Press.	94.61	94.61 kPa

Equipment ID: GT1 Type: GT Description: GE PG7241(FA) DLN (1998 GE)

Control Method: -----

Firing Method Flag	Net Power
Desired Net Power	118.09 MW
Net Electric Power	118.09 MW

Current Values: -----

Net Electric Power	118.09 MW
Heat Rate (LHV/Elect)	12185 kJ/kW-hr
Efficiency	0.2954
LHV Heat Input to Comb.	399713 kJ/sec
Calculated Design Inlet Flow	0.0 kg/sec
Calculated Turbine Inlet Nozzle Area	241200 mm ²
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0
Calculated Turbine Isentropic. Eff.	0.8437
Inlet Press. Loss	63.50 mm H ₂ O
Non-HRSG Press. Loss	139.70 mm H ₂ O
HRSG Press. Loss	286.34 mm H ₂ O
Engine Shaft Power	120.26 MW
Compr. Pressure Ratio	15.16
Compr. Efficiency Used	0.9013

F.2 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 187 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RU2INW Case: OINWU2
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/14/06 20:32
 Last Execution Status Converged

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg

1	-	GT1	424.40	24.70	101.25	9.30873
2	SP1	GT1	8.19919	120.32	2757.9	238.42
3	-	AG	8.2	15.56	2757.9	0.009236
4	AG	SP1	8.2	120.32	2757.9	238.42
5	SP1	QS	0.000809634	120.32	2757.9	238.42
6	GT1	QS	432.60	616.56	104.06	658.79
7	QS	SAQ	432.60	616.63	104.06	658.88
8	SAQ	EVAP	432.60	519.61	104.06	546.56
9	EVAP	ECON	432.60	311.09	101.25	313.36
10	ECON	EVBP	432.60	188.67	101.25	181.57
11	EVBP	-	432.60	154.01	101.25	144.85
12	ATEM	SP4	70.48	513.05	8725.7	3422.3
13	EVBP	AG	8.73948	121.01	205.00	508.03
14	AG	DES1	8.73948	67.37	205.00	282.10
15	SP3	ATEM	0.2940	122.42	11077	521.61
16	SAQ	ATEM	70.19	517.99	8725.7	3434.5
17	SP4	MSV	70.41	513.05	8725.7	3422.3
18	MSV	TVAP	70.41	513.05	8725.7	3422.3
19	SP4	VEJEC	0.07	513.05	8725.7	3422.3
20	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
21	TVAP	VED	0.0424829	210.33	688.96	2868.0
22	VED	DES1	0.0424829	198.90	205.00	2868.0
23	TVAP	AABP1	4.39492	98.09	94.61	2557.8
24	TVAP	COND	65.97	41.57	8.01643	2400.0
25	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
26	-	COND	2705.8	24.10	132.36	101.13
27	COND	-	2705.8	37.10	84.51	155.40
28	COND	BACOND	66.77	41.37	8.01643	173.20
29	BACOND	EJECT	66.77	41.48	1421.0	174.88
30	EJECT	MIS1	66.77	44.99	1421.0	189.55
31	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
32	MIS1	AABP1	66.84	45.63	1421.0	192.23
33	AABP1	MIS2	66.84	80.50	1392.6	338.09
34	AABP1	BAP	4.39492	81.05	92.72	339.38
35	BAP	MIS2	4.39492	81.19	1421.0	340.99
36	MIS2	DES1	71.24	80.54	1392.6	338.27
37	DES1	EVBP	15.89	121.01	205.00	508.03
38	EVBP	DES1	7.15048	121.01	205.00	2707.4
39	DES1	BAA	70.48	121.01	205.00	508.03
40	BAA	SP3	70.48	122.42	11077	521.61
41	SP3	ECON	70.19	122.42	11077	521.61
42	ECON	EVAP	70.19	297.09	11077	1325.9
43	EVAP	SAQ	70.19	301.09	8725.7	2749.0
44	EVAP	GT1	0.0	301.09	8725.7	1351.2

F.3 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 189 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report

Model: RU2INW Case: 5INWU2

Page 1 of 2

08/05/2007 20:32

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/14/06 20:36

Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID

RU2INW

Case ID

5INWU2

Case Description

Repowering water inj 0.5 W/F

Case Notes: -----

A ANÁLISE FOI REALIZADA PARA A REPOTENCIACÃO DA UTE-U2 PARA O PONTO DE PROJETO E CARGA PARCIAL A 75% DA POTÊNCIA NOMINAL (187 MW) UTILIZANDO UMA TURBINA A GÁS (GENERAL ELECTRIC PG 7241 FA DLN) COM INJEÇÃO DE ÁGUA SAINDO DO EVAPORADOR DE ALTA PRESSÃO.

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	70813 kW	69397 kW	68259 kW
Gas Turbine	123.37 MW		121.16 MW
Plant Total			189.42 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	1416.3 kW	1137.6 kW
Gas Turbine	1850.6 kW	363.52 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	409503 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	40.12 kJ/sec

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	29.59	
Net Cycle	46.25	7782.9 kJ/kW-hr
Adjusted	46.25	7782.9 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----

	Dry Bulb	Wet Bulb	Dew Point
Temperature	24.70 C	21.40 C	19.97 C
Pressure	Absolute Pressure	Equivalent Altitude	
	101.25 kPa	6 m	
Humidity	Relative Humidity	Water Mole Fraction in Air	
	0.7500	0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Eficiência do HRSG (%)	77.57

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Design Point Values: -----

Design Net Section Power	71273 kW
Design Gross Section Pwr	71273 kW
Des. Bowl-UEEP Eff.	0.7743

Miscellaneous Values: -----

Min. Allowed Exit Quality	0.9000
Max. Allowed Inlet Temp.	1157.2 C
Performance Factor	1.0

Internal Values: -----

	Current	Design Point
Total Efficiency	0.7753	0.7743
Bowl->last extr.	0.8714	0.8696
Eff. to ELEP	0.7753	0.7743
Inlet Spec. Vol.	0.0388252	0.0388251 m ³ /kg
Bowl Pressure	0.0	8551.2 kPa
Inlet Enthalpy	3422.3	3422.3 kJ/kg
Inlet Flow	70.23	70.41 kg/sec
Extr. 3 Flow	0.8456	0.0394671 kg/sec
Extr. 4 Flow	4.59344	4.39784 kg/sec
Exit Flow	64.79	65.97 kg/sec
Inlet Pressure	8725.7	8725.7 kPa
Extr. 3 Press.	677.78	689.00 kPa
Extr. 4 Press.	92.79	94.61 kPa
Exit Pressure	7.98813	8.01983 kPa
Stage Group 1 eff.	0.8456	0.8432
Stage Group 4 eff.	0.8713	0.8696
Stage Group 5 eff.	0.4523	0.4562
Stage Group 1 PR	0.0794664	0.0805736

Equipment ID: GT1 Type: GT Description: GE PG7241(FA) DLN (1998 GE)

Control Method: -----

Firing Method Flag	Net Power
Desired Net Power	121.15 MW
Net Electric Power	121.16 MW

Miscellaneous Methods: -----

Use Default Ambient Air Flag	No
Flows and Pressures Method	GT Inlet Flow and CDP
Compressor Discharge Bleed Flow Method	Desired Comp. Discharge Bleed Fr
Desired Compressor Discharge Bleed Fraction	0.0
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0

Compressor Efficiency Method	Maximum Comp. Isentropic Efficie
Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100
Calc. Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100

Turbine Efficiency Method	Desired Turbine Exhaust Temp
Desired Turbine Exhaust Temp.	616.61 C
Temperature	616.56 C

Make GT Mode	No Make GT mode
--------------	-----------------

Current Values: -----

Net Electric Power	121.16 MW
Heat Rate (LHV/Elect)	12167 kJ/kW-hr
Efficiency	0.2959
LHV Heat Input to Comb.	409462 kJ/sec
Calculated Design Inlet Flow	0.0 kg/sec
Calculated Turbine Inlet Nozzle Area	243734 mm ²
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0
Calculated Turbine Isentropic. Eff.	0.8327
Inlet Press. Loss	63.50 mm H2O
Non-HRSG Press. Loss	139.70 mm H2O
HRSG Press. Loss	292.18 mm H2O
Engine Shaft Power	123.37 MW
Compr. Pressure Ratio	15.17
Compr. Efficiency Used	0.9013

F.4 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 189 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RU2INW Case: 5INWU2
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/14/06 20:36
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 50
 08/05/2007 20:16

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	GT1	424.40	24.70	101.25	9.30873
2	SP1	GT1	8.39918	119.82	2757.9	237.21
3	-	AG	8.4	15.56	2757.9	0.009236
4	AG	SP1	8.4	119.82	2757.9	237.21
5	SP1	QS	0.000822923	119.82	2757.9	237.21
6	GT1	QS	437.11	616.56	104.12	655.68
7	QS	SAQ	437.11	616.64	104.12	655.77
8	SAQ	EVAP	437.11	519.82	104.12	544.30
9	EVAP	ECON	437.11	311.00	101.26	311.95
10	ECON	EVBP	437.11	184.37	101.26	176.32
11	EVBP	-	437.11	151.85	101.26	142.03
12	ATEM	SP4	70.30	513.05	8725.7	3422.3
13	EVBP	AG	8.24743	121.01	205.00	508.03
14	AG	DES1	8.24743	63.05	205.00	264.03
15	SP3	ATEM	0.4069	122.42	11077	521.61
16	SAQ	ATEM	69.89	519.92	8725.7	3439.2
17	SP4	MSV	70.23	513.05	8725.7	3422.3
18	MSV	TVAP	70.23	513.05	8725.7	3422.3
19	SP4	VEJEC	0.07	513.05	8725.7	3422.3
20	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
21	TVAP	VED	0.8456	208.19	677.78	2863.8
22	VED	DES1	0.8456	196.83	205.00	2863.8
23	TVAP	AABP1	4.59344	97.55	92.79	2553.5
24	TVAP	COND	64.79	41.51	7.98813	2398.3
25	REPOCI	COND	5.10997	25.00	103.42	104.86
26	-	COND	2655.4	24.10	132.36	101.13
27	COND	-	2655.4	37.10	86.09	155.40
28	COND	BACOND	69.90	40.30	7.98813	168.71
29	BACOND	EJECT	69.90	40.40	1421.0	170.39
30	EJECT	MIS1	69.90	43.76	1421.0	184.41
31	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
32	MIS1	AABP1	69.97	44.37	1421.0	186.97
33	AABP1	MIS2	69.97	79.16	1390.3	332.45
34	AABP1	BAP	4.59344	80.59	90.70	337.45
35	BAP	MIS2	4.59344	80.73	1421.0	339.06
36	MIS2	DES1	74.56	79.25	1390.3	332.86
37	DES1	EVBP	15.00	121.01	205.00	508.03
38	EVBP	DES1	6.7479	121.01	205.00	2707.4
39	DES1	BAA	74.61	121.01	205.00	508.03
40	BAA	SP3	74.61	122.42	11077	521.61
41	SP3	ECON	74.20	122.42	11077	521.61
42	ECON	EVAP	74.20	294.70	11077	1312.7
43	EVAP	SAQ	69.89	301.09	8725.7	2749.0
44	EVAP	GT1	4.31	301.09	8725.7	1351.2

F.5 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 192 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report

Model: RU2INW Case: 10WINJ

Page 1 of 2

08/05/2007 20:38

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/14/06 20:43

Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID

RU2INW

Case ID

10WINJ

Case Description

Repowering water inj 1.0 W/F

Case Notes: -----

A ANÁLISE FOI REALIZADA PARA A REPOTENCIACÃO DA UTE-U2 PARA O PONTO DE PROJETO E CARGA PARCIAL A 75% DA POTÊNCIA NOMINAL (187 MW) UTILIZANDO UMA TURBINA A GÁS (GENERAL ELECTRIC PG 7241 FA DLN) COM INJEÇÃO DE ÁGUA SAINDO DO EVAPORADOR DE ALTA PRESSÃO.

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	70774 kW	69359 kW	68150 kW
Gas Turbine	126.20 MW		123.94 MW
Plant Total			192.09 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	1415.5 kW	1208.9 kW
Gas Turbine	1892.9 kW	363.52 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	421690 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	42.13 kJ/sec

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	29.39	
Net Cycle	45.55	7903.0 kJ/kW-hr
Adjusted	45.55	7903.0 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----

	Dry Bulb	Wet Bulb	Dew Point
Temperature	24.70 C	21.40 C	19.97 C
Pressure	Absolute Pressure	Equivalent Altitude	
	101.25 kPa	6 m	
Humidity	Relative Humidity	Water Mole Fraction in Air	
	0.7500	0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Eficiencia do HRSG (%)	77.84

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Design Point Values: -----

Design Net Section Power	71273 kW
Design Gross Section Pwr	71273 kW
Des. Bowl-UEEP Eff.	0.7743

Miscellaneous Values: -----

Min. Allowed Exit Quality	0.9000
Max. Allowed Inlet Temp.	1157.2 C
Performance Factor	1.0

Internal Values: -----

	Current	Design Point
Total Efficiency	0.7744	0.7743
Bowl->last extr.	0.8703	0.8696
Eff. to ELEP	0.7744	0.7743
Inlet Spec. Vol.	0.0388251	0.0388251 m ³ /kg
Bowl Pressure	0.0	8551.2 kPa
Inlet Enthalpy	3422.3	3422.3 kJ/kg
Inlet Flow	70.65	70.41 kg/sec
Extr. 3 Flow	1.63057	0.0394671 kg/sec
Extr. 4 Flow	4.82696	4.39784 kg/sec
Exit Flow	64.20	65.97 kg/sec
Inlet Pressure	8725.7	8725.7 kPa
Extr. 3 Press.	674.24	689.00 kPa
Extr. 4 Press.	91.91	94.61 kPa
Exit Pressure	7.97342	8.01983 kPa
Stage Group 1 eff.	0.8443	0.8432
Stage Group 4 eff.	0.8702	0.8696
Stage Group 5 eff.	0.4501	0.4562
Stage Group 1 PR	0.0785805	0.0805736

Equipment ID: GT1 Type: GT Description: GE PG7241(FA) DLN (1998 GE)

Control Method: -----

Firing Method Flag	Net Power
Desired Net Power	123.94 MW
Net Electric Power	123.94 MW

Miscellaneous Methods: -----

Use Default Ambient Air Flag	No
Flows and Pressures Method	GT Inlet Flow and CDP
Compressor Discharge Bleed Flow Method	Desired Comp. Discharge Bleed Fr
Desired Compressor Discharge Bleed Fraction	0.0
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0

Compressor Efficiency Method	Maximum Comp. Isentropic Efficie
Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100
Calc. Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100

Turbine Efficiency Method	Desired Turbine Exhaust Temp
Desired Turbine Exhaust Temp.	616.61 C
Temperature	616.55 C

Make GT Mode	No Make GT mode
--------------	-----------------

Current Values: -----

Net Electric Power	123.94 MW
Heat Rate (LHV/Elect)	12247 kJ/kW-hr
Efficiency	0.2939
LHV Heat Input to Comb.	421648 kJ/sec
Calculated Design Inlet Flow	0.0 kg/sec
Calculated Turbine Inlet Nozzle Area	246848 mm ²
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0
Calculated Turbine Isentropic. Eff.	0.8261
Inlet Press. Loss	63.50 mm H2O
Non-HRSG Press. Loss	139.70 mm H2O
HRSG Press. Loss	298.09 mm H2O
Engine Shaft Power	126.20 MW
Compr. Pressure Ratio	15.17
Compr. Efficiency Used	0.9013

Internal Statepoints: -----

Compr. Inlet Temp.	24.70 C
Compr. Inlet Press.	100.63 kPa
Compr. Outlet Temp.	412.85 C
Combustor Exit Temperature	1279.8 C
Turbine Inlet Press.	1480.6 kPa
First Rotor Temperature	1198.9 C

F.6 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 192 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RU2INW Case: 10WINJ
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/14/06 20:43
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 50
 08/05/2007 20:17

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	GT1	424.40	24.70	101.25	9.30873
2	SP1	GT1	8.64914	119.09	2757.9	235.41
3	-	AG	8.65	15.56	2757.9	0.009236
4	AG	SP1	8.65	119.09	2757.9	235.41
5	SP1	QS	0.000864266	119.09	2757.9	235.41
6	GT1	QS	441.70	616.55	104.18	658.50
7	QS	SAQ	441.70	616.63	104.18	658.59
8	SAQ	EVAP	441.70	520.50	104.18	547.39
9	EVAP	ECON	441.70	311.25	101.26	313.51
10	ECON	EVBP	441.70	180.65	101.26	173.08
11	EVBP	-	441.70	150.15	101.26	140.81
12	ATEM	SP4	70.72	513.05	8725.7	3422.3
13	EVBP	AG	7.84264	121.01	205.00	508.03
14	AG	DES1	7.84264	58.70	205.00	245.80
15	SP3	ATEM	0.4526	122.42	11077	521.61
16	SAQ	ATEM	70.27	520.65	8725.7	3441.0
17	SP4	MSV	70.65	513.05	8725.7	3422.3
18	MSV	TVAP	70.65	513.05	8725.7	3422.3
19	SP4	VEJEC	0.07	513.05	8725.7	3422.3
20	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
21	TVAP	VED	1.63057	208.11	674.24	2863.8
22	VED	DES1	1.63057	196.83	205.00	2863.8
23	TVAP	AABP1	4.82696	97.29	91.91	2553.4
24	TVAP	COND	64.20	41.47	7.97342	2399.4
25	REPOCI	COND	9.45008	25.00	103.42	104.86
26	-	COND	2632.4	24.10	132.36	101.13
27	COND	-	2632.4	37.10	86.80	155.41
28	COND	BACOND	73.65	39.36	7.97342	164.78
29	BACOND	EJECT	73.65	39.46	1421.0	166.46
30	EJECT	MIS1	73.65	42.65	1421.0	179.76
31	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
32	MIS1	AABP1	73.72	43.23	1421.0	182.20
33	AABP1	MIS2	73.72	77.94	1387.5	327.35
34	AABP1	BAP	4.82696	80.41	89.61	336.67
35	BAP	MIS2	4.82696	80.54	1421.0	338.28
36	MIS2	DES1	78.54	78.10	1387.5	328.02
37	DES1	EVBP	14.26	121.01	205.00	508.03
38	EVBP	DES1	6.4167	121.01	205.00	2707.4
39	DES1	BAA	79.37	121.01	205.00	508.03
40	BAA	SP3	79.37	122.42	11077	521.61
41	SP3	ECON	78.92	122.42	11077	521.61
42	ECON	EVAP	78.92	292.33	11077	1299.8
43	EVAP	SAQ	70.27	301.09	8725.7	2749.0
44	EVAP	GT1	8.65	301.09	8725.7	1351.2

F.7 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 196 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report

Model: RU2INW Case: 15WINJ

Page 1 of 2

08/05/2007 20:43

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/14/06 20:50

Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID

RU2INW

Case ID

15WINJ

Case Description

Repowering water inj 1.5 W/F

Case Notes: -----

A ANÁLISE FOI REALIZADA PARA A REPOTENCIACÃO DA UTE-U2 PARA O PONTO DE PROJETO E CARGA PARCIAL A 100% DA POTÊNCIA NOMINAL (232 MW) UTILIZANDO UMA TURBINA A GÁS (GENERAL ELECTRIC PG 7241 FA DLN) COM INJEÇÃO DE ÁGUA SAINDO DO ECONOMIZADOR.

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	70553 kW	69142 kW	67873 kW
Gas Turbine	130.81 MW		128.48 MW
Plant Total			196.36 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	1411.1 kW	1269.5 kW
Gas Turbine	1962.1 kW	363.52 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	433878 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	40.93 kJ/sec

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	29.61	
Net Cycle	45.25	7954.7 kJ/kW-hr
Adjusted	45.25	7954.7 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----

	Dry Bulb	Wet Bulb	Dew Point
Temperature	24.70 C	21.40 C	19.97 C
Pressure	Absolute Pressure	Equivalent Altitude	
	101.25 kPa	6 m	
Humidity	Relative Humidity	Water Mole Fraction in Air	
	0.7500	0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	eficiência do HRSG (%)	78.07

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Current Values: -----

Net ST Section Power	70553 kW
Shaft/Gearbox Losses	0.0 kW
Current Gross Section Pwr	70553 kW
Current Overall Efficiency	0.7744
Exergetic Efficiency	0.8158

Configuration Inputs: -----

Rotational Speed	3600
Default Stage Press. Ratio	0.7700
Shaft/Gearbox Loss Frac.	0.0

No. of Control Valves	6
Control Valve DP	0.0
No. of Stages in Gov. Row	1
Pitch Dia. of Gov. Stage	350.00 mm
Current Control Valve Set.	1.0
Valve Constant (Kv)	87597
Throttle Flow Ratio	1.00489
Design Throttle Flow Ratio	1.0

Design Point Values: -----

Design Net Section Power	71273 kW
Design Gross Section Pwr	71273 kW
Des. Bowl-UEEP Eff.	0.7743

Miscellaneous Values: -----

Min. Allowed Exit Quality	0.9000
Max. Allowed Inlet Temp.	1157.2 C
Performance Factor	1.0

Internal Values: -----

	Current	Design Point
Total Efficiency	0.7744	0.7743
Bowl->last extr.	0.8705	0.8696
Eff. to ELEP	0.7744	0.7743
Inlet Spec. Vol.	0.0388253	0.0388251 m3/kg
Bowl Pressure	0.0	8551.2 kPa
Inlet Enthalpy	3422.3	3422.3 kJ/kg
Inlet Flow	70.75	70.41 kg/sec
Extr. 3 Flow	2.33022	0.0394671 kg/sec
Extr. 4 Flow	5.01315	4.39784 kg/sec
Exit Flow	63.41	65.97 kg/sec
Inlet Pressure	8725.7	8725.7 kPa
Extr. 3 Press.	667.75	689.00 kPa
Extr. 4 Press.	90.73	94.61 kPa

Equipment ID: GT1 Type: GT Description: GE PG7241(FA) DLN (1998 GE)

Control Method: -----

Firing Method Flag	Net Power
Desired Net Power	128.48 MW
Net Electric Power	128.48 MW

Miscellaneous Methods: -----

Use Default Ambient Air Flag	No
Flows and Pressures Method	GT Inlet Flow and CDP
Desired Compressor Discharge Bleed Fraction	0.0
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0

Compressor Efficiency Method	Maximum Comp. Isentropic Efficie
Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100
Calc. Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100

Turbine Efficiency Method	Desired Turbine Exhaust Temp
Temperature	616.56 C

Current Values: -----

Net Electric Power	128.48 MW
Heat Rate (LHV/Elect)	12156 kJ/kW-hr
Efficiency	0.2961
LHV Heat Input to Comb.	433837 kJ/sec
Calculated Turbine Inlet Nozzle Area	249219 mm ²
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0
Calculated Turbine Isentropic. Eff.	0.8243
Inlet Press. Loss	63.50 mm H2O
Non-HRSG Press. Loss	139.70 mm H2O
HRSG Press. Loss	301.09 mm H2O
Engine Shaft Power	130.81 MW
Compr. Pressure Ratio	15.17
Compr. Efficiency Used	0.9013

F.8 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 196 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RU2INW Case: 15WINJ
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/14/06 20:50
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 50
 08/05/2007 20:18

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	GT1	422.82	24.70	101.25	9.30873
2	SP1	GT1	8.89916	118.10	2757.9	233.00
3	-	AG	8.9	15.56	2757.9	0.009236
4	AG	SP1	8.9	118.10	2757.9	233.00
5	SP1	QS	0.000839657	118.10	2757.9	233.00
6	GT1	QS	444.32	616.56	104.21	661.17
7	QS	SAQ	444.32	616.63	104.21	661.26
8	SAQ	EVAP	444.32	521.12	104.21	550.30
9	EVAP	ECON	444.32	311.44	101.25	314.95
10	ECON	EVBP	444.32	177.58	101.25	170.49
11	EVBP	-	444.32	148.74	101.25	139.86
12	ATEM	SP4	70.82	513.05	8725.7	3422.3
13	EVBP	AG	7.48724	121.01	205.00	508.03
14	AG	DES1	7.48724	54.52	205.00	228.30
15	SP3	ATEM	0.5036	122.42	11077	521.61
16	SAQ	ATEM	70.32	521.51	8725.7	3443.1
17	SP4	MSV	70.75	513.05	8725.7	3422.3
18	MSV	TVAP	70.75	513.05	8725.7	3422.3
19	SP4	VEJEC	0.07	513.05	8725.7	3422.3
20	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
21	TVAP	VED	2.33022	207.13	667.75	2862.0
22	VED	DES1	2.33022	195.92	205.00	2862.0
23	TVAP	AABP1	5.01315	96.94	90.73	2551.4
24	TVAP	COND	63.41	41.42	7.95266	2399.2
25	REPOCI	COND	13.40	25.00	103.42	104.86
26	-	COND	2600.2	24.10	132.36	101.13
27	COND	-	2600.2	37.10	87.79	155.41
28	COND	BACOND	76.81	38.56	7.95266	161.44
29	BACOND	EJECT	76.81	38.66	1421.0	163.11
30	EJECT	MIS1	76.81	41.72	1421.0	175.87
31	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
32	MIS1	AABP1	76.88	42.28	1421.0	178.21
33	AABP1	MIS2	76.88	76.83	1385.1	322.71
34	AABP1	BAP	5.01315	80.12	88.23	335.47
35	BAP	MIS2	5.01315	80.26	1421.0	337.08
36	MIS2	DES1	81.89	77.04	1385.1	323.59
37	DES1	EVBP	13.61	121.01	205.00	508.03
38	EVBP	DES1	6.12592	121.01	205.00	2707.4
39	DES1	BAA	83.42	121.01	205.00	508.03
40	BAA	SP3	83.42	122.42	11077	521.61
41	SP3	ECON	82.92	122.42	11077	521.61
42	ECON	EVAP	82.92	290.16	11077	1288.0
43	EVAP	SAQ	70.32	301.09	8725.7	2749.0
44	EVAP	GT1	12.60	301.09	8725.7	1351.2

Apêndice G

RESULTADOS GLOBAIS DO DESEMPENHO DA PLANTA DE POTÊNCIA U-2, REPOTENCIADA COMO CICLO COMBINADO COMPLETO COM INJEÇÃO DE VAPOR SUPERAQUECIDO A ALTA PRESSÃO NA TURBINA A GÁS

(Coletados do reporte da execução do software *Gatecycle*)

G.1 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 223,98 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report
Model: RU2VAP Case: 10INJS
Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/14/06 19:52
Last Execution Status Converged

Page 1 of 2
08/06/2007 17:04

Overall System Results

Model ID RU2VAP
Case ID 10INJS
Case Description Repowering Inj 1.0 Vapor/Fuel
Case Notes: -----
A ANÁLISE FOI REALIZADA PARA A REPOTENCIÃO DA UTE-U2 PARA O PONTO DE PROJETO E CARGA PARCIAL A 75% DA POTÊNCIA NOMINAL (224 MW) UTILIZANDO UMA TURBINA A GÁS (GENERAL ELECTRIC PG 7241 FA DLN)

Power: -----
Shaft Power Generator Output Net Power
Steam Cycle 58094 kW 56933 kW 55834 kW
Gas Turbine 171.08 MW 168.15 MW
Plant Total 223.98 MW

Losses: -----
Generator Losses Aux & BOP Losses
Steam Cycle 1161.9 kW 1098.8 kW
Gas Turbine 2566.2 kW 363.52 kW

LHV Energy Input: -----
Total LHV Fuel Cons. 448503 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners 44.00 kJ/sec

Efficiency: -----
LHV Efficiency LHV Heat Rate
Gas Turbine 37.49 7208.7 kJ/kW-hr
Net Cycle 49.94 7208.7 kJ/kW-hr
Adjusted 49.94 7208.7 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----
Dry Bulb Wet Bulb Dew Point
Temperature 24.70 C 21.40 C 19.97 C
Absolute Pressure Equivalent Altitude

Pressure	101.25 kPa	6 m
	Relative Humidity	Water Mole Fraction in Air
Humidity	0.7500	0.0230349

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Eficiênciam do HRSG (%)	77.21

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Current Values: -----

Net ST Section Power	58094 kW
Shaft/Gearbox Losses	0.0 kW
Current Gross Section Pwr	58094 kW
Current Overall Efficiency	0.7203
Exergetic Efficiency	0.7552

Main Inputs: -----

O.D. Efficiency Method	Input Exit Enthalpies
User Input Extr. Enth.	2469.5 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	3206.0 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	3060.0 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	3044.7 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	2855.6 kJ/kg
O.D. Press. Method	Throttled: Pressure Set Upstream
O.D. Extraction Press. Method	Input Bowl and Extraction Pressu
O.D. Exit Press. Method	Use Design Fractional Exit Press

Design Point Values: -----

Design Net Section Power	60944 kW
Design Gross Section Pwr	60944 kW
Des. Bowl-UEEP Eff.	0.7117

Miscellaneous Values: -----

Min. Allowed Exit Quality	0.9000
Max. Allowed Inlet Temp.	1157.2 C
Performance Factor	1.0

Internal Values: -----

	Current	Design Point
Total Efficiency	0.7203	0.7117
Bowl->last extr.	0.5638	0.5536
Eff. to ELEP	0.7203	0.7117
Inlet Spec. Vol.	0.0388253	0.0388252 m ³ /kg
Bowl Pressure	0.0	8551.2 kPa
Inlet Enthalpy	3422.3	3422.3 kJ/kg
Inlet Flow	62.74	66.49 kg/sec
Extr. 3 Flow	0.3285	0.0902667 kg/sec
Extr. 4 Flow	3.87592	3.91712 kg/sec
Exit Flow	58.53	62.48 kg/sec
Inlet Pressure	8725.7	8725.7 kPa
Extr. 3 Press.	643.15	689.00 kPa
Extr. 4 Press.	87.83	94.61 kPa

Equipment ID: GT1 Type: GT Description: GE PG7241(FA) DLN (1998 GE)

Current Values: -----

Net Electric Power	168.15 MW
Heat Rate (LHV/Elect)	9601.4 kJ/kW-hr
Efficiency	0.3749
LHV Heat Input to Comb.	448459 kJ/sec
Calculated Design Inlet Flow	0.0 kg/sec
Calculated Turbine Inlet Nozzle Area	254499 mm ²
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0
Calculated Turbine Isentropic. Eff.	0.8952
Inlet Press. Loss	63.50 mm H2O
Non-HRSG Press. Loss	139.70 mm H2O
HRSG Press. Loss	292.19 mm H2O
Engine Shaft Power	171.08 MW

G.2 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 223,98 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RU2VAP Case: 10INJS
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/14/06 19:52
 Last Execution Status Converged

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	GT1	424.40	24.70	101.25	9.30873
2	SP1	GT1	9.1991	119.63	2757.9	236.72
3	-	AG	9.2	15.56	2757.9	0.009236
4	AG	SP1	9.2	119.63	2757.9	236.72
5	SP1	QS	0.000902656	119.63	2757.9	236.73
6	GT1	QS	442.80	616.60	104.12	657.89
7	QS	SAQ	442.80	616.68	104.12	657.99
8	SAQ	EVAP	442.80	519.76	104.12	546.01
9	EVAP	ECON	442.80	311.21	101.25	313.18
10	ECON	EVBP	442.80	188.78	101.25	181.56
11	EVBP	-	442.80	154.13	101.25	144.88
12	ATEM	SP4	72.01	513.05	8725.7	3422.3
13	EVBP	AG	8.93555	121.01	205.00	508.03
14	AG	DES1	8.93555	62.54	205.00	261.87
15	SP3	ATEM	0.2726	122.42	11077	521.61
16	SAQ	ATEM	71.73	517.54	8725.7	3433.4
17	SP4	MSV	62.74	513.05	8725.7	3422.3
18	MSV	TVAP	62.74	513.05	8725.7	3422.3
19	SP4	VEJEC	0.07	513.05	8725.7	3422.3
20	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
21	TVAP	VED	0.3285	292.07	643.15	3044.7
22	VED	DES1	0.3285	286.50	205.00	3044.7
23	TVAP	AABP1	3.87592	189.67	87.83	2855.6
24	TVAP	COND	58.53	41.17	7.84568	2469.5
25	REPOCI	COND	9.99994	25.00	103.42	104.86
26	-	COND	2476.3	24.10	132.36	101.13
27	COND	-	2476.3	37.10	89.50	155.42
28	COND	BACOND	68.53	38.81	7.84568	162.48
29	BACOND	EJECT	68.53	38.91	1421.0	164.15
30	EJECT	MIS1	68.53	43.63	1421.0	183.87
31	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
32	MIS1	AABP1	68.60	44.26	1421.0	186.48
33	AABP1	MIS2	68.60	78.36	1392.2	329.11
34	AABP1	BAP	3.87592	79.09	85.87	331.12
35	BAP	MIS2	3.87592	79.22	1421.0	332.73
36	MIS2	DES1	72.48	78.41	1392.2	329.30
37	DES1	EVBP	16.25	121.01	205.00	508.03
38	EVBP	DES1	7.31091	121.01	205.00	2707.4
39	DES1	BAA	72.01	121.01	205.00	508.03
40	BAA	SP3	72.01	122.42	11077	521.61
41	SP3	ECON	71.73	122.42	11077	521.61
42	ECON	EVAP	71.73	297.11	11077	1326.0
43	EVAP	SAQ	71.73	301.09	8725.7	2749.0
44	SP4	GT1	9.2	513.05	8725.7	3422.3

G.3 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 224,73 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report

Model: RU2VAP Case: OSTINJ

Page 1 of 2

08/06/2007 17:12

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/14/06 19:43

Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID

RU2VAP

Case ID

OSTINJ

Case Description

Repowering Inj 0.0 Vapor/Fuel

Case Notes: -----

A ANÁLISE FOI REALIZADA PARA A REPOTENCIACÃO DA UTE-U2 PARA O PONTO DE PROJETO E CARGA PARCIAL A 75% DA POTÊNCIA NOMINAL (224 MW) UTILIZANDO UMA TURBINA A GÁS (GENERAL ELECTRIC PG 7241 FA DLN)

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	60945 kW	59726 kW	58640 kW
Gas Turbine	168.99 MW		166.09 MW
Plant Total			224.73 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	1218.9 kW	1086.3 kW
Gas Turbine	2534.8 kW	363.52 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	447040 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	44.72 kJ/sec

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	37.15	
Net Cycle	50.27	7161.3 kJ/kW-hr
Adjusted	50.27	7161.3 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----

	Dry Bulb	Wet Bulb	Dew Point
Temperature	24.70 C	21.40 C	19.97 C
Pressure	Absolute Pressure	Equivalent Altitude	
	101.25 kPa	6 m	
Humidity	Relative Humidity	Water Mole Fraction in Air	
	0.7500	0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Eficiencia do HRSG (%)	77.23

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Net ST Section Power	60945 kW
Shaft/Gearbox Losses	0.0 kW
Current Gross Section Pwr	60945 kW
Current Overall Efficiency	0.7117
Exergetic Efficiency	0.7482

Design Point Values: -----

Design Net Section Power	60944 kW
Design Gross Section Pwr	60944 kW
Des. Bowl-UEEP Eff.	0.7117

Miscellaneous Values: -----

Min. Allowed Exit Quality	0.9000
Max. Allowed Inlet Temp.	1157.2 C
Performance Factor	1.0

Internal Values: -----

	Current	Design Point
Total Efficiency	0.7117	0.7117
Bowl->last extr.	0.5536	0.5536
Eff. to ELEP	0.7117	0.7117
Inlet Spec. Vol.	0.0388252	0.0388252 m3/kg
Bowl Pressure	8551.2	8551.2 kPa
Inlet Enthalpy	3422.3	3422.3 kJ/kg
Inlet Flow	66.49	66.49 kg/sec
Extr. 3 Flow	0.095184	0.0902667 kg/sec
Extr. 4 Flow	3.91263	3.91712 kg/sec
Exit Flow	62.48	62.48 kg/sec
Inlet Pressure	8725.7	8725.7 kPa
Extr. 3 Press.	688.95	689.00 kPa
Extr. 4 Press.	94.61	94.61 kPa
Exit Pressure	7.95649	7.95969 kPa
Stage Group 1 eff.	0.5512	0.5512
Stage Group 4 eff.	0.4547	0.4547

Equipment ID: GT1 Type: GT Description: GE PG7241(FA) DLN (1998 GE)

Control Method: -----

Firing Method Flag	Net Power
Desired Net Power	166.09 MW
Net Electric Power	166.09 MW

Miscellaneous Methods: -----

Use Default Ambient Air Flag	No
Flows and Pressures Method	GT Inlet Flow and CDP
Compressor Discharge Bleed Flow Method	Desired Comp. Discharge Bleed Fr
Desired Compressor Discharge Bleed Fraction	0.0
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0

Compressor Efficiency Method	Maximum Comp. Isentropic Efficie
Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100
Calc. Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100

Turbine Efficiency Method	Desired Turbine Exhaust Temp
Desired Turbine Exhaust Temp.	616.61 C
Temperature	616.56 C

Make GT Mode	No Make GT mode
--------------	-----------------

Current Values: -----

Net Electric Power	166.09 MW
Heat Rate (LHV/Elect)	9688.8 kJ/kW-hr
Efficiency	0.3715
LHV Heat Input to Comb.	446996 kJ/sec
Calculated Design Inlet Flow	0.0 kg/sec
Calculated Turbine Inlet Nozzle Area	251530 mm ²
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0
Calculated Turbine Isentropic. Eff.	0.9045
Inlet Press. Loss	63.50 mm H2O
Non-HRSG Press. Loss	139.70 mm H2O
HRSG Press. Loss	286.34 mm H2O
Engine Shaft Power	168.99 MW
Compr. Pressure Ratio	15.17
Compr. Efficiency Used	0.9013

G.4 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 224,73 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RU2VAP Case: OSTINJ
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/14/06 19:43
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 50
08/06/2007 16:58

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	GT1	424.40	24.70	101.25	9.30873
2	SP1	GT1	9.16908	119.57	2757.9	236.59
3	-	AG	9.17	15.56	2757.9	0.009236
4	AG	SP1	9.17	119.57	2757.9	236.59
5	SP1	QS	0.000917421	119.57	2757.9	236.59
6	GT1	QS	438.17	616.56	104.06	656.91
7	QS	SAQ	438.17	616.64	104.06	657.01
8	SAQ	EVAP	438.17	519.59	104.06	545.04
9	EVAP	ECON	438.17	311.09	101.25	312.59
10	ECON	EVBP	438.17	188.73	101.25	181.23
11	EVBP	-	438.17	154.01	101.25	144.55
12	ATEM	SP4	71.16	513.05	8725.7	3422.3
13	EVBP	AG	8.84322	121.01	205.00	508.03
14	AG	DES1	8.84322	62.15	205.00	260.25
15	SP3	ATEM	0.2976	122.42	11077	521.61
16	SAQ	ATEM	70.86	518.01	8725.7	3434.5
17	SP4	MSV	66.49	513.05	8725.7	3422.3
18	MSV	TVAP	66.49	513.05	8725.7	3422.3
19	SP4	VEJEC	0.07	513.05	8725.7	3422.3
20	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
21	TVAP	VED	0.095184	299.96	688.95	3060.0
22	VED	DES1	0.095184	294.08	205.00	3060.0
23	TVAP	AABP1	3.91263	198.17	94.61	2872.0
24	TVAP	COND	62.48	41.43	7.95649	2482.0
25	REPOCI	COND	5.40001	25.00	103.42	104.86
26	-	COND	2656.9	24.10	132.36	101.13
27	COND	-	2656.9	37.10	83.79	155.41
28	COND	BACOND	67.88	40.13	7.95649	167.98
29	BACOND	EJECT	67.88	40.23	1421.0	169.65
30	EJECT	MIS1	67.88	44.99	1421.0	189.55
31	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
32	MIS1	AABP1	67.95	45.62	1421.0	192.19
33	AABP1	MIS2	67.95	80.49	1392.6	338.02
34	AABP1	BAP	3.91263	81.04	92.72	339.32
35	BAP	MIS2	3.91263	81.17	1421.0	340.93
36	MIS2	DES1	71.86	80.52	1392.6	338.18
37	DES1	EVBP	16.08	121.01	205.00	508.03
38	EVBP	DES1	7.23536	121.01	205.00	2707.4
39	DES1	BAA	71.16	121.01	205.00	508.03
40	BAA	SP3	71.16	122.42	11077	521.61
41	SP3	ECON	70.86	122.42	11077	521.61
42	ECON	EVAP	70.86	297.09	11077	1325.9
43	EVAP	SAQ	70.86	301.09	8725.7	2749.0
44	SP4	GT1	4.6	513.05	8725.7	3422.3

G.5 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 224,85 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report

Model: RU2VAP Case: 15INST

Page 1 of 2

08/06/2007 17:17

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/14/06 20:06
Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID RU2VAP
Case ID 15INST
Case Description Repowering Inj 1.5 Vapor/Fuel
Case Notes: -----

A ANÁLISE FOI REALIZADA PARA A REPOTENCIACÃO DA UTE-U2 PARA O PONTO DE PROJETO E CARGA PARCIAL A 75% DA POTÊNCIA NOMINAL (224 MW) UTILIZANDO UMA TURBINA A GÁS (GENERAL ELECTRIC PG 7241 FA DLN)

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	55995 kW	54875 kW	53764 kW
Gas Turbine	174.06 MW		171.08 MW
Plant Total			224.85 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	1119.9 kW	1111.2 kW
Gas Turbine	2610.8 kW	363.54 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	452403 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	45.16 kJ/sec

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	37.82	
Net Cycle	49.70	7243.4 kJ/kW-hr
Adjusted	49.70	7243.4 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----

Temperature	Dry Bulb 24.70 C	Wet Bulb 21.40 C	Dew Point 19.97 C
Pressure	Absolute Pressure 101.25 kPa	Equivalent Altitude 6 m	
Humidity	Relative Humidity 0.7500	Water Mole Fraction in Air 0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Eficiência do HRSG (%)	77.18

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Net ST Section Power	55995 kW
Current Gross Section Pwr	55995 kW
Current Overall Efficiency	0.7173
Exergetic Efficiency	0.7527

Main Inputs: -----

O.D. Efficiency Method	Input Exit Enthalpies
User Input Extr. Enth.	2472.8 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	3206.0 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	3060.0 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	3042.4 kJ/kg
User Input Extr. Enth.	2854.3 kJ/kg

O.D. Press. Method	Throttled: Pressure Set Upstream	
O.D. Extraction Press. Method	Input Bowl and Extraction Pressu	
O.D. Exit Press. Method	Use Design Fractional Exit Press	

Internal Values: -----

	Current	Design Point
Total Efficiency	0.7173	0.7117
Bowl->last extr.	0.5620	0.5536
Eff. to ELEP	0.7173	0.7117
Inlet Spec. Vol.	0.0388252	0.0388252 m ³ /kg
Bowl Pressure	0.0	8551.2 kPa
Inlet Enthalpy	3422.3	3422.3 kJ/kg
Inlet Flow	60.80	66.49 kg/sec
Extr. 3 Flow	0.4594	0.0902667 kg/sec
Extr. 4 Flow	3.87718	3.91712 kg/sec
Exit Flow	56.47	62.48 kg/sec
Inlet Pressure	8725.7	8725.7 kPa
Extr. 3 Press.	621.28	689.00 kPa
Extr. 4 Press.	84.68	94.61 kPa

Equipment ID: GT1 Type: GT Description: GE PG7241(FA) DLN (1998 GE)

Control Method: -----

Firing Method Flag	Net Power
Desired Net Power	171.08 MW
Net Electric Power	171.08 MW

Miscellaneous Methods: -----

Use Default Ambient Air Flag	No
Flows and Pressures Method	GT Inlet Flow and CDP
Compressor Discharge Bleed Flow Method	Desired Comp. Discharge Bleed Fr
Desired Compressor Discharge Bleed Fraction	0.0
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0

Compressor Efficiency Method	Maximum Comp. Isentropic Efficie
Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100
Calc. Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100

Turbine Efficiency Method	Desired Turbine Exhaust Temp
Desired Turbine Exhaust Temp.	616.61 C
Temperature	616.56 C

Make GT Mode	No Make GT mode
--------------	-----------------

Current Values: -----

Net Electric Power	169.08 MW
Heat Rate (LHV/Elect)	9518.7 kJ/kW-hr
Efficiency	0.3782
LHV Heat Input to Comb.	452358 kJ/sec
Calculated Design Inlet Flow	0.0 kg/sec
Calculated Turbine Inlet Nozzle Area	256767 mm ²
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0
Calculated Turbine Isentropic. Eff.	0.8944
Inlet Press. Loss	63.50 mm H ₂ O
Non-HRSG Press. Loss	139.70 mm H ₂ O
HRSG Press. Loss	295.68 mm H ₂ O
Engine Shaft Power	174.06 MW
Compr. Pressure Ratio	15.17
Compr. Efficiency Used	0.9013

G.6 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 224,85 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RU2VAP Case: 15INST
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/14/06 20:06
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 50
08/06/2007 16:59

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	GT1	424.40	24.70	101.25	9.30873
2	SP1	GT1	9.27907	119.62	2757.9	236.70
3	-	AG	9.28	15.56	2757.9	0.009236
4	AG	SP1	9.28	119.62	2757.9	236.70
5	SP1	QS	0.000926281	119.62	2757.9	236.70
6	GT1	QS	445.64	616.56	104.15	661.26
7	QS	SAQ	445.64	616.65	104.15	661.37
8	SAQ	EVAP	445.64	520.04	104.15	549.12
9	EVAP	ECON	445.64	311.43	101.26	314.97
10	ECON	EVBP	445.64	188.89	101.26	182.54
11	EVBP	-	445.64	154.32	101.26	145.79
12	ATEM	SP4	72.83	513.05	8725.7	3422.3
13	EVBP	AG	9.01247	121.01	205.00	508.03
14	AG	DES1	9.01247	62.54	205.00	261.87
15	SP3	ATEM	0.2175	122.42	11077	521.61
16	SAQ	ATEM	72.62	516.58	8725.7	3431.0
17	SP4	MSV	60.80	513.05	8725.7	3422.3
18	MSV	TVAP	60.80	513.05	8725.7	3422.3
19	SP4	VEJEC	0.07	513.05	8725.7	3422.3
20	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
21	TVAP	VED	0.4594	290.70	621.28	3042.4
22	VED	DES1	0.4594	285.36	205.00	3042.4
23	TVAP	AABP1	3.87718	188.96	84.68	2854.3
24	TVAP	COND	56.47	41.04	7.79216	2472.8
25	REPOCI	COND	12.76	25.00	103.42	104.86
26	-	COND	2392.8	24.10	132.36	101.13
27	COND	-	2392.8	37.10	92.04	155.43
28	COND	BACOND	69.23	38.08	7.79216	159.45
29	BACOND	EJECT	69.23	38.18	1421.0	161.12
30	EJECT	MIS1	69.23	42.86	1421.0	180.63
31	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
32	MIS1	AABP1	69.30	43.48	1421.0	183.23
33	AABP1	MIS2	69.30	77.29	1391.8	324.63
34	AABP1	BAP	3.87718	78.13	82.65	327.10
35	BAP	MIS2	3.87718	78.26	1421.0	328.72
36	MIS2	DES1	73.17	77.34	1391.8	324.85
37	DES1	EVBP	16.39	121.01	205.00	508.03
38	EVBP	DES1	7.37384	121.01	205.00	2707.4
39	DES1	BAA	72.83	121.01	205.00	508.03
40	BAA	SP3	72.83	122.42	11077	521.61
41	SP3	ECON	72.62	122.42	11077	521.61
42	ECON	EVAP	72.62	297.16	11077	1326.3
43	EVAP	SAQ	72.62	301.09	8725.7	2749.0
44	SP4	GT1	11.96	513.05	8725.7	3422.3

G.7 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 226,14 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report

Model: RU2VAP Case: 5INJST

Page 1 of 2

08/06/2007 17:23

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/14/06 19:47

Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID

RU2VAP

Case ID

5INJST

Case Description

Repowering Inj 0.5 Vapor/Fuel

Case Notes: -----

A ANÁLISE FOI REALIZADA PARA A REPOTENCIACÃO DA UTE-U2 PARA O PONTO DE PROJETO E CARGA PARCIAL A 75% DA POTÊNCIA NOMINAL (224 MW) UTILIZANDO UMA TURBINA A GÁS (GENERAL ELECTRIC PG 7241 FA DLN)

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	60955 kW	59736 kW	58649 kW
Gas Turbine	170.42 MW		167.50 MW
Plant Total			226.14 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	1219.1 kW	1086.4 kW
Gas Turbine	2556.2 kW	363.51 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	448503 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	44.00 kJ/sec

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	37.35	
Net Cycle	50.42	7139.7 kJ/kW-hr
Adjusted	50.42	7139.7 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----

Temperature	Dry Bulb 24.70 C	Wet Bulb 21.40 C	Dew Point 19.97 C
Pressure	Absolute Pressure 101.25 kPa	Equivalent Altitude 6 m	
Humidity	Relative Humidity 0.7500	Water Mole Fraction in Air 0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Eficiência do HRSG (%)	77.23

Equipment ID: TVAP Type: ST Description: Steam Turbine

Current Values: -----

Net ST Section Power	60955 kW
Shaft/Gearbox Losses	0.0 kW
Current Gross Section Pwr	60955 kW
Current Overall Efficiency	0.7118
Exergetic Efficiency	0.7482

Design Point Values: -----

Design Net Section Power	60944 kW
Design Gross Section Pwr	60944 kW
Des. Bowl-UEEP Eff.	0.7117

Miscellaneous Values: -----

Min. Allowed Exit Quality	0.9000
Max. Allowed Inlet Temp.	1157.2 C
Performance Factor	1.0

Internal Values: -----

	Current	Design Point
Total Efficiency	0.7118	0.7117
Bowl->last extr.	0.5536	0.5536
Eff. to ELEP	0.7118	0.7117
Inlet Spec. Vol.	0.0388252	0.0388252 m ³ /kg
Bowl Pressure	0.0	8551.2 kPa
Inlet Enthalpy	3422.3	3422.3 kJ/kg
Inlet Flow	66.50	66.49 kg/sec
Extr. 3 Flow	0.097401	0.0902667 kg/sec
Extr. 4 Flow	3.91302	3.91712 kg/sec
Exit Flow	62.49	62.48 kg/sec
Inlet Pressure	8725.7	8725.7 kPa
Extr. 3 Press.	689.02	689.00 kPa
Extr. 4 Press.	94.62	94.61 kPa
Exit Pressure	7.95705	7.95969 kPa
Stage Group 1 eff.	0.5512	0.5512
Stage Group 4 eff.	0.4547	0.4547
Stage Group 5 eff.	0.9421	0.9420
Stage Group 1 PR	0.0805643	0.0805736

Equipment ID: GT1 Type: GT Description: GE PG7241(FA) DLN (1998 GE)

Control Method: -----

Firing Method Flag	Fuel Flow Rate
Desired Fuel Flow	9.1991 kg/sec
Flow	9.1991 kg/sec

Miscellaneous Methods: -----

Use Default Ambient Air Flag	No
Flows and Pressures Method	GT Inlet Flow and CDP
Compressor Discharge Bleed Flow Method	Desired Comp. Discharge Bleed Fr
Desired Compressor Discharge Bleed Fraction	0.0
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0

Compressor Efficiency Method	Maximum Comp. Isentropic Efficie
Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100
Calc. Max. Compr. Isen. Eff.	0.9100

Turbine Efficiency Method	Desired Turbine Exhaust Temp
Desired Turbine Exhaust Temp.	616.61 C
Temperature	616.56 C

Make GT Mode	No Make GT mode
--------------	-----------------

Current Values: -----

Net Electric Power	167.50 MW
Heat Rate (LHV/Elect)	9638.8 kJ/kW-hr
Efficiency	0.3735
LHV Heat Input to Comb.	448459 kJ/sec
Calculated Design Inlet Flow	0.0 kg/sec
Calculated Turbine Inlet Nozzle Area	251765 mm ²
Calculated Compressor Discharge Bleed Fracti	0.0
Calculated Turbine Isentropic. Eff.	0.9066
Inlet Press. Loss	63.50 mm H ₂ O
Non-HRSG Press. Loss	139.70 mm H ₂ O
HRSG Press. Loss	286.34 mm H ₂ O
Engine Shaft Power	170.42 MW
Compr. Pressure Ratio	15.17
Compr. Efficiency Used	0.9013

G.8 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 226,14 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RU2VAP Case: 5INJST
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/14/06 19:47
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 50
08/06/2007 16:59

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	GT1	424.40	24.70	101.25	9.30873
2	SP1	GT1	9.1991	119.54	2757.9	236.52
3	-	AG	9.2	15.56	2757.9	0.009236
4	AG	SP1	9.2	119.54	2757.9	236.52
5	SP1	QS	0.000902656	119.54	2757.9	236.51
6	GT1	QS	438.20	616.56	104.06	656.95
7	QS	SAQ	438.20	616.64	104.06	657.05
8	SAQ	EVAP	438.20	519.60	104.06	545.07
9	EVAP	ECON	438.20	311.10	101.25	312.62
10	ECON	EVBP	438.20	188.73	101.25	181.24
11	EVBP	-	438.20	154.02	101.25	144.56
12	ATEM	SP4	71.17	513.05	8725.7	3422.3
13	EVBP	AG	8.84424	121.01	205.00	508.03
14	AG	DES1	8.84424	61.98	205.00	259.55
15	SP3	ATEM	0.2970	122.42	11077	521.61
16	SAQ	ATEM	70.87	517.99	8725.7	3434.5
17	SP4	MSV	66.50	513.05	8725.7	3422.3
18	MSV	TVAP	66.50	513.05	8725.7	3422.3
19	SP4	VEJEC	0.07	513.05	8725.7	3422.3
20	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
21	TVAP	VED	0.097401	299.96	689.02	3060.0
22	VED	DES1	0.097401	294.08	205.00	3060.0
23	TVAP	AABP1	3.91302	198.15	94.62	2872.0
24	TVAP	COND	62.49	41.43	7.95705	2481.9
25	REPOCI	COND	5.40001	25.00	103.42	104.86
26	-	COND	2656.9	24.10	132.36	101.13
27	COND	-	2656.9	37.10	83.79	155.42
28	COND	BACOND	67.89	40.13	7.95705	167.98
29	BACOND	EJECT	67.89	40.23	1421.0	169.66
30	EJECT	MIS1	67.89	44.99	1421.0	189.56
31	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
32	MIS1	AABP1	67.96	45.63	1421.0	192.20
33	AABP1	MIS2	67.96	80.49	1392.6	338.03
34	AABP1	BAP	3.91302	81.04	92.73	339.33
35	BAP	MIS2	3.91302	81.18	1421.0	340.94
36	MIS2	DES1	71.87	80.52	1392.6	338.18
37	DES1	EVBP	16.08	121.01	205.00	508.03
38	EVBP	DES1	7.2362	121.01	205.00	2707.4
39	DES1	BAA	71.17	121.01	205.00	508.03
40	BAA	SP3	71.17	122.42	11077	521.61
41	SP3	ECON	70.87	122.42	11077	521.61
42	ECON	EVAP	70.87	297.09	11077	1325.9
43	EVAP	SAQ	70.87	301.09	8725.7	2749.0
44	SP4	GT1	4.6	513.05	8725.7	3422.3

Apêndice H

RESULTADOS GLOBAIS DO DESEMPENHO DA PLANTA DE POTÊNCIA U-2, REPOTENCIADA COMO CICLO COMBINADO HÍBRIDO, QUEIMANDO GÁS NATURAL

(Coletados do reporte da execução do software *Gatecycle*)

H.1 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 235 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report
Model: RE5_U2 Case: 235_MW
Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/20/06 18:53
Last Execution Status Converged

Page 1 of 2
08/06/2007 23:53

Overall System Results

Case Notes: -----
A ANÁLISE FOI REALIZADA CONSIDERANDO-SE PARA O PONTO DE PROJETO DA REPOTENCIACÃO HÍBRIDA UTILIZANDO A PLANTA NAS CONDIÇÕES ATUAIS MAIS A CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E UMA TURBINA DE GÁS PARA 100%, 75%, 50% E 25% DA POTÊNCIA NOMINAL (MW).

Power: -----
Shaft Power Generator Output Net Power
Steam Cycle 74596 kW 73104 kW 71603 kW
Gas Turbine 163.31 MW 162.98 MW
Plant Total 234.58 MW

Losses: -----
Generator Losses Aux & BOP Losses
Steam Cycle 1491.9 kW 1501.0 kW
Gas Turbine 0.0 kW 336.20 kW

LHV Energy Input: -----
Total LHV Fuel Cons. 502068 kJ/sec

Efficiency: -----
LHV Efficiency LHV Heat Rate
Gas Turbine 37.59
Net Cycle 46.72 7705.0 kJ/kW-hr

Ambient Conditions: -----
Dry Bulb Wet Bulb Dew Point
Temperature 24.70 °C 21.40 °C 19.97 °C
Absolute Pressure Equivalent Altitude
Pressure 101.25 kPa 6 m
Relative Humidity Water Mole Fraction in Air
Humidity 0.7500 0.0230349

User-Defined Variables: -----
Index Description Value
0 Eficiencia da Caldeira (%) 95.79
1 Eficiencia do HRSG (%) 67.66

H.2 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 235 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RE5_U2 Case: 235_MW
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/20/06 18:53
 Last Execution Status Converged

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	CALD	1.405	276.05	2757.9	687.56
2	SAP	MH1	26.32	513.72	8726.9	3424.0
3	SP4	VEJEC	0.07	513.23	8724.6	3422.8
4	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
5	SP4	MSV	94.75	513.23	8724.6	3422.8
6	MSV	TVAP	94.75	513.23	8724.6	3422.8
7	TVAP	AAAP5	1.33055	383.93	2433.0	3206.0
8	TVAP	AAAP4	1.11343	308.61	1424.0	3060.0
9	TVAP	DES1	9.6774	218.91	689.23	2887.0
10	TVAP	TVAP1	82.62	187.06	449.11	2830.0
11	TVAP1	AABP2	5.59626	121.01	204.99	2707.0
12	TVAP1	AAAP1	4.32446	98.09	94.61	2645.0
13	TVAP1	COND	72.70	43.15	8.70669	2579.0
14	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
15	COND	BACOND	73.50	42.95	8.70669	179.79
16	BACOND	EJECT	73.50	43.06	1421.0	181.47
17	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
18	EJECT	MIS1	73.50	44.99	1421.0	189.54
19	MIS1	AAAP1	73.57	45.57	1421.0	191.98
20	AAAP1	MIS2	73.57	80.50	1392.6	338.10
21	AAAP1	PURGA1	9.92079	81.00	92.72	339.15
22	PURGA1	MIS2	9.92079	81.13	1421.0	340.76
23	MIS2	AABP2	83.49	80.58	1392.6	338.41
24	AABP2	DES1	83.49	116.06	1309.0	487.80
25	AABP2	AAAP1	5.59626	114.00	200.89	478.28
26	DES1	VAA	27.06	164.33	689.23	694.34
27	BAA	SP3	27.06	166.08	11068	707.87
28	SP3	AAAP4	26.32	166.08	11068	707.87
29	SP3	SPH1	0.7385	166.08	11068	707.87
30	AAAP4	AAAP5	26.32	190.00	10956	812.11
31	AAAP4	DES1	2.44398	170.06	1395.5	719.71
32	AAAP5	AAAP4	1.33055	197.96	2384.9	843.58
33	AAAP5	ECON	26.32	216.88	9444.8	931.55
34	ECON	TAMBOR	26.32	298.92	9444.8	1337.9
35	TAMBOR	CALD	26.43	303.98	9084.8	1367.6
36	CALD	TAMBOR	26.43	308.01	9084.8	2767.2
37	TAMBOR	CALD	26.32	303.98	9084.8	2743.2
38	CALD	ATEM	26.32	396.04	9084.8	3107.7
39	ATEM	SAP	26.32	395.00	8969.8	3107.1
40	CALD	SAP	26.97	990.00	106.44	1209.7
41	SAP	ECON	26.97	760.64	106.44	900.44
42	ECON	CAR	26.97	449.58	106.44	503.98
43	CAR	-	26.97	150.85	105.35	151.58
44	-	CAR	25.57	24.70	107.29	9.30246
45	CAR	SF1	25.57	381.69	106.55	381.07
46	SF1	CALD	0.0	381.69	106.55	381.07
47	SF1	CALD	25.57	381.69	106.55	381.07
48	-	COND	3211.3	24.10	132.36	101.13
49	COND	-	3211.3	37.10	90.66	155.42

GateCycle Report - Case Report
Model: RE5_U2 Case: 235_MW

Page 4 of 81
08/06/2007 23:45

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/20/06 18:53
Last Execution Status Converged

Overall System Results

50	DES1	VH1	73.56	164.33	689.23	694.34
51	VH1	BAH1	73.56	164.33	689.23	694.34
52	BAH1	ECH1	73.56	166.08	11067	707.87
53	OTH1	SHH1	67.76	301.08	8724.6	2749.0
54	SHH1	ATH1	67.76	524.99	8724.6	3451.7
55	ATH1	MH1	68.49	513.05	8724.6	3422.3
56	GT1	SHH1	422.76	609.62	104.06	662.28
57	SHH1	OTH1	422.76	513.14	104.06	548.53
58	OTH1	ECH1	422.76	309.08	101.25	316.28
59	SPH1	ATEM	0.00680223	166.08	11068	707.87
60	SPH1	ATH1	0.7317	166.08	11068	707.87
61	VAA	BAA	27.06	164.33	689.23	694.34
62	MH1	SP4	94.82	513.23	8724.6	3422.8
63	ECH1	SPH2	73.56	294.99	11067	1314.3
64	-	GT1	413.87	24.70	101.25	9.30873
65	SPH2	OTH1	67.76	294.99	11067	1314.3
66	ECH1	-	422.76	212.02	101.25	209.71
67	SPH2	AG	5.8	294.99	11067	1314.3
68	AG	DES1	5.8	65.57	11067	283.52
69	-	AG	8.89383	15.56	2757.9	0.009236
70	AG	GT1	8.89383	276.05	2757.9	665.55

H.3 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 176 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report
Model: RE5_U2 Case: 176_MW
Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/19/06 21:13
Last Execution Status Converged

Page 1 of 2
08/06/2007 23:56

Overall System Results

Model ID RE5_U2
Case ID 176_MW
Case Description Hybrid Repowering 75% Pn FPP
Case Notes: -----
A ANÁLISE FOI REALIZADA CONSIDERANDO-SE PARA O PONTO DE PROJETO DA REPOTENCIACÃO HÍBRIDA UTILIZANDO A PLANTA NAS CONDIÇÕES ATUAIS MAIS A CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E UMA TURBINA DE GÁS PARA 100%, 75%, 50% E 25% DA POTÊNCIA NOMINAL (MW).

Power: -----
Shaft Power Generator Output Net Power
Steam Cycle 55257 kW 54152 kW 53030 kW
Gas Turbine 123.31 MW 122.98 MW 122.98 MW
Plant Total 176.01 MW 176.01 MW

Losses: -----
Generator Losses Aux & BOP Losses
Steam Cycle 1105.1 kW 1121.3 kW
Gas Turbine 0.0 kW 336.20 kW

LHV Energy Input: -----
Total LHV Fuel Cons. 404469 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners -918.32 kJ/sec

Efficiency: -----
LHV Efficiency LHV Heat Rate
Gas Turbine 35.58 8272.8 kJ/kW-hr
Net Cycle 43.51 8272.8 kJ/kW-hr
Adjusted 43.51 8272.8 kJ/kW-hr

Credits Applied for Adjusted Eff. & HR: -----
Equivalent Power Equivalent Fuel
Credit 0.0 kW 0.0 kJ/sec

Ambient Conditions: -----
Dry Bulb Wet Bulb Dew Point
Temperature 24.70 C 21.40 C 19.97 C
Absolute Pressure Equivalent Altitude
Pressure 101.25 kPa 6 m
Relative Humidity Water Mole Fraction in Air
Humidity 0.7500 0.0230349

User-Defined Variables: -----
Index Description Value
0 Eficiencia da Caldeira (%) 96.30
1 Eficiencia do HRSG (%) 58.57
2 Perdas energia Condensador (MW) 131.12
3 Energia gases da Chaminé (MW) 97.77
4 Energia no combustível (MW) 410.87

H.4 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 176 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RE5_U2 Case: 176_MW
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/19/06 21:13
 Last Execution Status Converged

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	CALD	1.2068	299.39	2757.9	760.96
2	SAP	MH1	21.88	521.41	8725.3	3442.9
3	SP4	VEJEC	0.07	513.00	8725.3	3422.2
4	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
5	SP4	MSV	69.37	513.00	8725.3	3422.2
6	MSV	TVAP	69.37	513.00	8725.3	3422.2
7	TVAP	AAAP5	0.9967	344.54	1688.6	3133.0
8	TVAP	AAAP4	0.8720	273.45	992.80	2995.0
9	TVAP	DES1	6.39786	189.36	483.20	2833.0
10	TVAP	TVAP1	61.10	180.95	445.03	2817.0
11	TVAP1	AABP2	3.00551	110.99	145.10	2693.1
12	TVAP1	AAAP1	3.78598	98.00	93.29	2673.0
13	TVAP1	COND	54.31	42.42	7.12013	2579.0
14	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
15	COND	BACOND	55.11	39.13	7.12013	163.83
16	BACOND	EJECT	55.11	39.24	1421.0	165.51
17	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
18	EJECT	MIS1	55.11	41.81	1421.0	176.28
19	MIS1	AAAP1	55.18	42.60	1421.0	179.54
20	AAAP1	MIS2	55.18	82.68	1404.0	347.24
21	AAAP1	PURGA1	6.79152	76.43	91.79	319.98
22	PURGA1	MIS2	6.79152	76.56	1421.0	321.58
23	MIS2	AABP2	61.97	82.01	1404.0	344.43
24	AABP2	DES1	61.97	108.05	1354.6	453.95
25	AABP2	AAAP1	3.00551	103.72	143.30	434.80
26	DES1	VAA	22.09	150.56	483.20	634.58
27	BAA	SP3	22.09	152.32	10227	648.18
28	SP3	AAAP4	21.87	152.32	10227	648.18
29	SP3	SPH1	0.2232	152.32	10227	648.18
30	AAAP4	AAAP5	21.87	174.91	10141	745.63
31	AAAP4	DES1	1.86873	154.80	968.34	653.19
32	AAAP5	AAAP4	0.9967	180.19	1650.3	764.30
33	AAAP5	ECON	21.87	199.53	9372.1	853.58
34	ECON	TAMBOR	21.87	288.54	9372.1	1280.5
35	TAMBOR	CALD	26.43	303.40	9012.1	1364.3
36	CALD	TAMBOR	26.43	303.40	9012.1	2575.9
37	TAMBOR	CALD	21.87	303.40	9012.1	2744.4
38	CALD	ATEM	21.87	400.18	9012.1	3121.5
39	ATEM	SAP	21.88	399.00	8897.1	3120.4
40	CALD	SAP	23.58	961.51	106.61	1168.4
41	SAP	ECON	23.58	738.17	106.61	869.25
42	ECON	CAR	23.58	425.17	106.61	473.32
43	CAR	-	23.58	140.99	105.80	140.17
44	-	CAR	22.38	24.70	107.29	9.30246
45	CAR	SF1	22.38	362.50	106.72	360.42
46	SF1	CALD	0.0	362.50	106.72	360.42
47	SF1	CALD	22.38	362.50	106.72	360.42
48	-	COND	2954.0	24.10	132.36	101.13
49	COND	-	2954.0	34.73	96.26	145.51

GateCycle Report - Case Report
Model: RE5_U2 Case: 176_MW

Page 4 of 81
08/06/2007 23:48

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/19/06 21:13
Last Execution Status Converged

Overall System Results

50	DES1	VH1	52.74	150.56	483.20	634.58
51	VH1	BAH1	52.74	150.56	483.20	634.58
52	BAH1	ECH1	52.74	152.20	11066	648.18
53	OTH1	SHH1	47.34	301.09	8725.6	2749.0
54	SHH1	ATH1	47.34	514.22	8725.6	3425.2
55	ATH1	MH1	47.56	509.15	8725.6	3412.7
56	GT1	SHH1	420.96	517.92	103.83	549.42
57	SHH1	OTH1	420.96	450.98	103.83	472.60
58	OTH1	ECH1	420.96	312.86	101.26	317.91
59	SPH1	ATEM	0.00923635	152.32	10227	648.18
60	SPH1	ATH1	0.2140	152.32	10227	648.18
61	VAA	BAA	22.09	150.56	483.20	634.58
62	MH1	SP4	69.44	513.00	8725.3	3422.2
63	ECH1	SPH2	52.74	307.80	11066	1387.2
64	-	GT1	413.87	24.70	101.25	9.30873
65	SPH2	OTH1	47.34	307.80	11066	1387.2
66	ECH1	-	420.96	227.13	101.26	224.39
67	SPH2	AG	5.4	307.80	11066	1387.2
68	AG	DES1	5.4	95.68	11066	409.20
69	-	AG	7.09	15.56	2757.9	0.009236
70	AG	GT1	7.09	299.38	2757.9	737.52

H.5 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 118 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report

Model: RE5_U2 Case: 118_MW

Page 1 of 2

08/06/2007 23:57

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/20/06 16:05

Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID

RE5_U2

Case ID

118_MW

Case Description

Hybrid Repowering 50% Pn FPP

Case Notes: -----

A ANÁLISE FOI REALIZADA CONSIDERANDO-SE PARA O PONTO DE PROJETO DA REPOTENCIACÃO HÍBRIDA UTILIZANDO A PLANTA NAS CONDIÇÕES ATUAIS MAIS A CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E UMA TURBINA DE GÁS PARA 100%, 75%, 50% E 25% DA POTÊNCIA NOMINAL (MW).

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	34176 kW	33492 kW	32686 kW
Gas Turbine	85.65 MW		85.32 MW
Plant Total			118.00 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	683.52 kW	806.17 kW
Gas Turbine	0.0 kW	336.20 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	321536 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	-935.26 kJ/sec

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	32.29	
Net Cycle	36.70	9809.4 kJ/kW-hr
Adjusted	36.70	9809.4 kJ/kW-hr

Credits Applied for Adjusted Eff. & HR: -----

	Equivalent Power	Equivalent Fuel
Credit	0.0 kW	0.0 kJ/sec

Ambient Conditions: -----

	Dry Bulb	Wet Bulb	Dew Point
Temperature	24.70 C	21.40 C	19.97 C
Pressure	Absolute Pressure	Equivalent Altitude	
	101.25 kPa	6 m	
Humidity	Relative Humidity	Water Mole Fraction in Air	
	0.7500	0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Eficiencia da Caldeira (%)	96.50
1	Eficiencia do HRSG (%)	42.55
2	Energia no Combustível (MW)	327.77
3	Perdas no Condensador (MW)	95.47
4	Energia gases da Chaminé (MW)	109.19

H.6 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 118 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RE5_U2 Case: 118_MW
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/20/06 16:05
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 81
 08/06/2007 23:49

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	CALD	1.1756	310.18	2757.9	795.56
2	SAP	MH1	20.56	524.51	8725.8	3450.5
3	SP4	VEJEC	0.07	466.82	8725.3	3306.7
4	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
5	SP4	MSV	49.34	466.82	8725.3	3306.7
6	MSV	TVAP	49.34	466.82	8725.3	3306.7
7	TVAP	AAAP5	0.7752	349.41	1061.7	3156.1
8	TVAP	AAAP4	0.6899	281.21	640.25	3022.0
9	TVAP	DES1	4.27066	197.27	316.85	2859.0
10	TVAP	TVAP1	43.60	199.45	442.75	2857.0
11	TVAP1	AABP2	2.54124	96.83	90.00	2671.1
12	TVAP1	AAAP1	1.58988	71.08	32.65	2617.5
13	TVAP1	COND	39.47	35.33	5.6834	2566.0
14	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
15	COND	BACOND	40.27	35.00	5.6834	146.54
16	BACOND	EJECT	40.27	35.09	1421.0	148.22
17	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
18	EJECT	MIS1	40.27	38.62	1421.0	162.95
19	MIS1	AAAP1	40.34	39.70	1421.0	167.44
20	AAAP1	MIS2	40.34	64.22	1411.3	269.91
21	AAAP1	PURGA1	4.13108	55.82	31.84	233.59
22	PURGA1	MIS2	4.13108	55.93	1421.0	235.25
23	MIS2	AABP2	44.47	63.45	1411.3	266.69
24	AABP2	DES1	44.47	94.83	1385.2	398.25
25	AABP2	AAAP1	2.54124	88.07	87.95	368.84
26	DES1	VAA	20.56	135.41	316.85	569.44
27	BAA	SP3	20.56	137.06	10227	583.06
28	SP3	AAAP4	20.45	137.06	10227	583.06
29	SP3	SPH1	0.1131	137.06	10227	583.06
30	AAAP4	AAAP5	20.45	156.97	10154	668.07
31	AAAP4	DES1	1.46509	138.48	615.25	582.77
32	AAAP5	AAAP4	0.7752	160.28	1023.0	676.91
33	AAAP5	ECON	20.45	178.77	9353.1	762.04
34	ECON	TAMBOR	20.45	277.61	9353.1	1222.9
35	TAMBOR	CALD	26.43	303.25	8993.1	1363.4
36	CALD	TAMBOR	26.43	303.25	8993.1	2541.1
37	TAMBOR	CALD	20.45	303.25	8993.1	2744.7
38	CALD	ATEM	20.45	404.64	8993.1	3134.8
39	ATEM	SAP	20.56	399.00	8878.1	3120.8
40	CALD	SAP	23.59	943.36	106.61	1140.5
41	SAP	ECON	23.59	727.56	106.61	853.10
42	ECON	CAR	23.59	409.77	106.61	453.51
43	CAR	-	23.59	135.55	105.81	133.72
44	-	CAR	22.41	24.70	107.29	9.30246
45	CAR	SF1	22.41	348.93	106.72	345.87
46	SF1	CALD	0.0	348.93	106.72	345.87
47	SF1	CALD	22.41	348.93	106.72	345.87
48	-	COND	2954.0	24.10	132.36	101.13
49	COND	-	2954.0	31.84	96.04	133.44

GateCycle Report - Case Report
Model: RE5_U2 Case: 118_MW

Page 4 of 81
08/06/2007 23:49

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/20/06 16:05
Last Execution Status Converged

Overall System Results

50	DES1	VH1	33.19	135.41	316.85	569.44
51	VH1	BAH1	33.19	135.41	316.85	569.44
52	BAH1	ECH1	33.19	136.93	11066	583.06
53	OTH1	SHH1	28.84	301.09	8725.3	2749.0
54	SHH1	ATH1	28.84	427.73	8725.3	3204.3
55	ATH1	MH1	28.84	427.73	8725.3	3204.3
56	GT1	SHH1	419.29	429.41	103.64	444.62
57	SHH1	OTH1	419.29	401.14	103.64	412.99
58	OTH1	ECH1	419.29	318.51	101.25	321.70
59	SPH1	ATEM	0.1131	137.06	10227	583.06
60	SPH1	ATH1	0.0	137.06	10227	583.06
61	VAA	BAA	20.56	135.41	316.85	569.44
62	MH1	SP4	49.41	466.82	8725.3	3306.7
63	ECH1	SPH2	33.19	315.65	11066	1435.1
64	-	GT1	413.87	24.70	101.25	9.30873
65	SPH2	OTH1	28.84	315.65	11066	1435.1
66	ECH1	-	419.29	255.16	101.25	252.89
67	SPH2	AG	4.35	315.65	11066	1435.1
68	AG	DES1	4.35	108.80	11066	464.23
69	-	AG	5.42	15.56	2757.9	0.009236
70	AG	GT1	5.42	310.18	2757.9	771.52

H.7 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 60 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report

Model: RE5_U2 Case: 60_MW

Page 1 of 2

08/07/2007 00:01

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/20/06 16:26

Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID RE5_U2

Case ID 60_MW

Case Description Hybrid Repowering 25% Pn FPP

Case Notes: -----

A ANÁLISE FOI REALIZADA CONSIDERANDO-SE PARA O PONTO DE PROJETO DA REPOTENCIACÃO HÍBRIDA UTILIZANDO A PLANTA NAS CONDIÇÕES ATUAIS MAIS A CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E UMA TURBINA DE GÁS PARA 100%, 75%, 50% E 25% DA POTÊNCIA NOMINAL (MW).

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	16151 kW	15827 kW	15424 kW
Gas Turbine	44.91 MW		44.58 MW
Plant Total			60.00 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	323.01 kW	403.71 kW
Gas Turbine	0.0 kW	336.20 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	226268 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	-756.46 kJ/sec

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	25.05	
Net Cycle	26.52	13576 kJ/kW-hr
Adjusted	26.52	13576 kJ/kW-hr

Credits Applied for Adjusted Eff. & HR: -----

	Equivalent Power	Equivalent Fuel
Credit	0.0 kW	0.0 kJ/sec

Ambient Conditions: -----

	Dry Bulb	Wet Bulb	Dew Point
Temperature	24.70 C	21.40 C	19.97 C
Pressure	Absolute Pressure	Equivalent Altitude	
	101.25 kPa	6 m	
Humidity	Relative Humidity	Water Mole Fraction in Air	
	0.7500	0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Eficiencia da Caldeira (%)	96.77
1	Eficiencia do HRSG	14.32
2	Energia no combustível (MW)	231.53
3	Perdas no Condensador (MW)	46.71
4	Energia gases da Chaminé (MW)	121.78

H.8 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 60 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RE5_U2 Case: 60_MW
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/20/06 16:26
 Last Execution Status Converged

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	CALD	0.9914	300.04	2757.9	763.03
2	SAP	MH1	16.84	525.98	8725.6	3454.1
3	SP4	VEJEC	0.07	457.99	8725.1	3284.1
4	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
5	SP4	MSV	24.19	457.99	8725.1	3284.1
6	MSV	TVAP	24.19	457.99	8725.1	3284.1
7	TVAP	AAAP5	0.5541	329.81	659.85	3123.0
8	TVAP	AAAP4	0.4451	262.79	395.25	2991.0
9	TVAP	DES1	2.3692	191.22	213.95	2852.0
10	TVAP	TVAP1	20.82	196.13	440.73	2850.0
11	TVAP1	AABP2	1.20564	84.93	57.00	2652.0
12	TVAP1	AAAP1	0.4555	55.56	16.00	2602.0
13	TVAP1	COND	19.16	32.99	4.12888	2562.0
14	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
15	COND	BACOND	19.96	29.35	4.12888	122.95
16	BACOND	EJECT	19.96	29.44	1421.0	124.63
17	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
18	EJECT	MIS1	19.96	36.57	1421.0	154.37
19	MIS1	AAAP1	20.03	38.74	1421.0	163.44
20	AAAP1	MIS2	20.03	53.65	1418.1	225.73
21	AAAP1	PURGA1	1.66114	44.12	15.84	184.69
22	PURGA1	MIS2	1.66114	44.23	1421.0	186.36
23	MIS2	AABP2	21.69	52.93	1418.1	222.71
24	AABP2	DES1	21.69	84.08	1411.0	353.12
25	AABP2	AAAP1	1.20564	73.12	56.20	306.05
26	DES1	VAA	16.84	122.38	213.95	513.82
27	BAA	SP3	16.84	123.93	10227	527.40
28	SP3	AAAP4	16.69	123.93	10227	527.40
29	SP3	SPH1	0.1593	123.93	10227	527.40
30	AAAP4	AAAP5	16.69	139.88	10177	595.02
31	AAAP4	DES1	0.9992	124.44	377.77	522.73
32	AAAP5	AAAP4	0.5541	141.66	627.37	596.40
33	AAAP5	ECON	16.69	159.61	9303.9	678.92
34	ECON	TAMBOR	16.69	266.49	9303.9	1166.4
35	TAMBOR	CALD	26.43	302.86	8943.9	1361.2
36	CALD	TAMBOR	26.43	302.86	8943.9	2358.2
37	TAMBOR	CALD	16.69	302.86	8943.9	2745.5
38	CALD	ATEM	16.69	408.39	8943.9	3146.6
39	ATEM	SAP	16.84	399.00	8828.9	3121.8
40	CALD	SAP	20.75	900.88	106.74	1078.4
41	SAP	ECON	20.75	695.96	106.74	808.70
42	ECON	CAR	20.75	380.50	106.74	416.69
43	CAR	-	20.75	124.25	106.14	120.59
44	-	CAR	19.76	24.70	107.29	9.30246
45	CAR	SF1	19.76	324.95	106.85	320.27
46	SF1	CALD	0.0	324.95	106.85	320.27
47	SF1	CALD	19.76	324.95	106.85	320.27
48	-	COND	2954.0	24.10	132.36	101.13
49	COND	-	2954.0	27.89	95.73	116.94

GateCycle Report - Case Report
Model: RE5_U2 Case: 60_MW

Page 4 of 81
08/06/2007 23:42

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/20/06 16:26
Last Execution Status Converged

Overall System Results

50	DES1	VH1	10.21	122.38	213.95	513.82
51	VH1	BAH1	10.21	122.38	213.95	513.82
52	BAH1	ECH1	10.21	123.79	11066	527.40
53	OTH1	SHH1	7.41262	301.09	8725.1	2749.0
54	SHH1	ATH1	7.41262	331.72	8725.1	2897.9
55	ATH1	MH1	7.41262	331.72	8725.1	2897.9
56	GT1	SHH1	417.52	332.09	103.36	333.84
57	SHH1	OTH1	417.52	329.64	103.36	331.17
58	OTH1	ECH1	417.52	306.96	101.24	306.58
59	SPH1	ATEM	0.1593	123.93	10227	527.40
60	SPH1	ATH1	0.0	123.93	10227	527.40
61	VAA	BAA	16.84	122.38	213.95	513.82
62	MH1	SP4	24.26	457.99	8725.1	3284.1
63	ECH1	SPH2	10.21	306.24	11066	1378.0
64	-	GT1	413.87	24.70	101.25	9.30873
65	SPH2	OTH1	7.41262	306.24	11066	1378.0
66	ECH1	-	417.52	287.58	101.24	285.67
67	SPH2	AG	2.8	306.24	11066	1378.0
68	AG	DES1	2.8	94.50	11066	404.28
69	-	AG	3.65	15.56	2757.9	0.009236
70	AG	GT1	3.65	300.04	2757.9	739.58

Apêndice I

RESULTADOS GLOBAIS DO DESEMPENHO DA PLANTA DE POTÊNCIA U-2, REPOTENCIADA COMO CICLO COMBINADO HÍBRIDO, QUEIMANDO ÓLEO COMBUSTÍVEL E ÓLEO DIESEL

(Coletados do reporte da execução do software Gatecycle)

I.1 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 235 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report
Model: RE6_U2 Case: 235-MW
Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/20/06 19:32
Last Execution Status Converged

Page 1 of 2
08/07/2007 18:47

Overall System Results

Case ID	235-MW
Case Description	Hybrid Repowering 100% Pn FPP
Case Notes: -----	
A ANÁLISE FOI REALIZADA CONSIDERANDO-SE PARA O PONTO DE PROJETO DA REPOTENCIAÇÃO HÍBRIDA UTILIZANDO A PLANTA NAS CONDIÇÕES ATUAIS MAIS A CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E UMA TURBINA DE GÁS PARA 100%, 75%, 50% E 25% DA POTÊNCIA NOMINAL (MW).	

Power: -----			
Steam Cycle	Shaft Power 74542 kW	Generator Output 73051 kW	Net Power 71604 kW
Gas Turbine	163.34 MW		163.00 MW
Plant Total			234.60 MW

Losses: -----		
Steam Cycle	Generator Losses 1490.8 kW	Aux & BOP Losses 1447.1 kW
Gas Turbine	0.0 kW	336.20 kW

LHV Energy Input: -----	
Total LHV Fuel Cons.	507334 kJ/sec

Efficiency: -----		
Gas Turbine	LHV Efficiency 37.11	LHV Heat Rate
Net Cycle	46.24	7785.1 kJ/kW-hr

User-Defined Variables: -----		
Index	Description	Value
0	Eficiencia da Caldeira (%)	94.83
1	Eficiencia do HRSG (%)	66.49
2	Energia no combustível (MW)	511.35
3	Perdas no Condensador (MW)	175.33
4	Energia gases da Chaminé (MW)	96.81

I.2 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 235 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RE6_U2 Case: 235-MW
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/20/06 19:32
 Last Execution Status Converged

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg

1	-	CALD	0.0	120.00	1473.0	247.81
2	SAP	MH1	25.90	513.73	8725.3	3424.0
3	SP4	VEJEC	0.07	513.24	8724.8	3422.8
4	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
5	SP4	MSV	94.37	513.24	8724.8	3422.8
6	MSV	TVAP	94.37	513.24	8724.8	3422.8
7	TVAP	AAAP5	1.30862	383.94	2433.1	3206.1
8	TVAP	AAAP4	1.0951	308.61	1424.1	3060.0
9	TVAP	DES1	8.8822	218.92	689.27	2887.0
10	TVAP	TVAP1	83.09	187.07	449.14	2830.0
11	TVAP1	AABP2	5.62707	121.01	205.00	2707.0
12	TVAP1	AAAP1	4.34807	98.09	94.62	2645.0
13	TVAP1	COND	73.11	43.22	8.73695	2579.0
14	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
15	COND	BACOND	73.91	43.02	8.73695	180.07
16	BACOND	EJECT	73.91	43.12	1421.0	181.75
17	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
18	EJECT	MIS1	73.91	45.00	1421.0	189.59
19	MIS1	AAAP1	73.98	45.58	1421.0	192.01
20	AAAP1	MIS2	73.98	80.51	1392.6	338.11
21	AAAP1	PURGA1	9.9751	81.00	92.73	339.15
22	PURGA1	MIS2	9.9751	81.13	1421.0	340.76
23	MIS2	AABP2	83.96	80.58	1392.6	338.43
24	AABP2	DES1	83.96	116.06	1309.0	487.81
25	AABP2	AAAP1	5.62707	114.00	200.90	478.29
26	DES1	VAA	26.63	164.33	689.27	694.35
27	BAA	SP3	26.63	166.09	11131	707.96
28	SP3	AAAP4	25.89	166.09	11131	707.96
29	SP3	SPH1	0.7399	166.09	11131	707.96
30	AAAP4	AAAP5	25.89	190.00	11019	812.16
31	AAAP4	DES1	2.40372	170.07	1395.6	719.74
32	AAAP5	AAAP4	1.30862	197.97	2385.0	843.59
33	AAAP5	ECON	25.89	216.88	9443.2	931.56
34	ECON	TAMBOR	25.89	298.92	9443.2	1337.8
35	TAMBOR	CALD	26.43	303.97	9083.2	1367.5
36	CALD	TAMBOR	26.43	304.17	9083.2	2744.5
37	TAMBOR	CALD	25.89	303.97	9083.2	2743.3
38	CALD	ATEM	25.89	396.04	9083.2	3107.7
39	ATEM	SAP	25.90	395.00	8968.2	3107.1
40	CALD	SAP	25.18	1080.4	106.44	1282.3
41	SAP	ECON	25.18	831.98	106.44	956.38
42	ECON	CAR	25.18	495.77	106.44	538.66
43	CAR	-	25.18	174.47	105.35	170.81
44	-	CAR	23.61	24.70	107.29	9.30246
45	CAR	SF1	23.61	400.71	106.55	401.62
46	SF1	CALD	0.0	400.71	106.55	401.62
47	SF1	CALD	23.61	400.71	106.55	401.62
48	-	COND	3228.8	24.10	132.36	101.13
49	COND	-	3228.8	37.10	90.85	155.43

GateCycle Report - Case Report
Model: RE6_U2 Case: 235-MW

Page 4 of 82
08/07/2007 18:40

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/20/06 19:32
Last Execution Status Converged

Overall System Results

50	DES1	VH1	69.81	164.33	689.27	694.35
51	VH1	BAH1	69.81	164.33	689.27	694.35
52	BAH1	ECH1	69.81	166.08	11067	707.89
53	OTH1	SHH1	67.81	301.09	8724.8	2749.0
54	SHH1	ATH1	67.81	525.01	8724.8	3451.7
55	ATH1	MH1	68.55	513.05	8724.8	3422.3
56	GT1	SHH1	424.48	606.18	104.06	663.54
57	SHH1	OTH1	424.48	510.80	104.06	550.16
58	OTH1	ECH1	424.48	309.09	101.25	318.66
59	SPH1	ATEM	0.00676036	166.09	11131	707.96
60	SPH1	ATH1	0.7332	166.09	11131	707.96
61	VAA	BAA	26.63	164.33	689.27	694.35
62	MH1	SP4	94.44	513.24	8724.8	3422.8
63	ECH1	SPH2	69.81	295.00	11067	1314.3
64	-	GT1	413.87	24.70	101.25	9.30873
65	SPH2	OTH1	67.81	295.00	11067	1314.3
66	ECH1	-	424.48	218.14	101.25	217.93
67	SPH2	AG	2	295.00	11067	1314.3
68	AG	DES1	2	99.03	11067	423.26
69	-	AG	10.61	24.10	2757.9	19.04
70	AG	GT1	10.61	95.00	2757.9	185.33

I.3 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 176 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report
Model: RE6_U2 Case: 176-MW
Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/20/06 19:47
Last Execution Status Converged

Page 1 of 2
08/07/2007 18:51

Overall System Results

Model ID RE6_U2
Case ID 176-MW
Case Description Hybrid Repowering 75% Pn FPP
Case Notes: -----
A ANÁLISE FOI REALIZADA CONSIDERANDO-SE PARA O PONTO DE PROJETO DA REPOTENCIACÃO HÍBRIDA UTILIZANDO A PLANTA NAS CONDIÇÕES ATUAIS MAIS A CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E UMA TURBINA DE GÁS PARA 100%, 75%, 50% E 25% DA POTÊNCIA NOMINAL (MW).

Power: -----
Shaft Power Generator Output Net Power
Steam Cycle 55178 kW 54075 kW 53011 kW
Gas Turbine 123.33 MW 122.99 MW
Plant Total 176.00 MW

Losses: -----
Generator Losses Aux & BOP Losses
Steam Cycle 1103.6 kW 1064.0 kW
Gas Turbine 0.0 kW 336.20 kW

LHV Energy Input: -----
Total LHV Fuel Cons. 410896 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners 60714 kJ/sec

Efficiency: -----
LHV Efficiency LHV Heat Rate
Gas Turbine 35.12 8404.7 kJ/kW-hr
Net Cycle 42.83 8404.7 kJ/kW-hr
Adjusted 42.83 8404.7 kJ/kW-hr

Credits Applied for Adjusted Eff. & HR: -----
Equivalent Power Equivalent Fuel
Credit 0.0 kW 0.0 kJ/sec

Ambient Conditions: -----
Dry Bulb Wet Bulb Dew Point
Temperature 24.70 C 21.40 C 19.97 C
Absolute Pressure Equivalent Altitude
Pressure 101.25 kPa 6 m
Relative Humidity Water Mole Fraction in Air
Humidity 0.7500 0.0230349

User-Defined Variables: -----
Index Description Value
0 Eficiencia da Caldeira (%) 95.12
1 Eficiencia do HRSG (%) 56.34
2 Energia no Combustível (MW) 414.48
3 Perdas no Condensador (MW) 131.40
4 Energia gases da Chaminé (MW) 103.70

I.4 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 176 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RE6_U2 Case: 176-MW
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/20/06 19:47
 Last Execution Status Converged

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	CALD	0.0	120.00	1473.0	247.81
2	SAP	MH1	22.28	521.93	8725.4	3444.2
3	SP4	VEJEC	0.07	513.26	8725.4	3422.8
4	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
5	SP4	MSV	69.12	513.26	8725.4	3422.8
6	MSV	TVAP	69.12	513.26	8725.4	3422.8
7	TVAP	AAAP5	1.00985	344.54	1688.6	3133.0
8	TVAP	AAAP4	0.8804	273.45	992.80	2995.0
9	TVAP	DES1	5.98806	189.36	483.20	2833.0
10	TVAP	TVAP1	61.24	180.95	444.99	2817.0
11	TVAP1	AABP2	3.01211	110.99	145.10	2693.1
12	TVAP1	AAAP1	3.80259	98.00	93.29	2673.0
13	TVAP1	COND	54.42	42.42	7.11711	2579.0
14	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
15	COND	BACOND	55.22	39.13	7.11711	163.80
16	BACOND	EJECT	55.22	39.23	1421.0	165.48
17	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
18	EJECT	MIS1	55.22	41.74	1421.0	175.97
19	MIS1	AAAP1	55.29	42.52	1421.0	179.23
20	AAAP1	MIS2	55.29	82.70	1404.1	347.33
21	AAAP1	PURGA1	6.8147	76.38	91.79	319.77
22	PURGA1	MIS2	6.8147	76.51	1421.0	321.38
23	MIS2	AABP2	62.11	82.02	1404.1	344.48
24	AABP2	DES1	62.11	108.06	1355.0	454.01
25	AABP2	AAAP1	3.01211	103.72	143.31	434.77
26	DES1	VAA	22.38	150.56	483.20	634.58
27	BAA	SP3	22.38	152.32	10227	648.18
28	SP3	AAAP4	22.27	152.32	10227	648.18
29	SP3	SPH1	0.1151	152.32	10227	648.18
30	AAAP4	AAAP5	22.27	174.72	10136	744.80
31	AAAP4	DES1	1.89023	154.89	967.15	653.57
32	AAAP5	AAAP4	1.00985	180.18	1648.2	764.24
33	AAAP5	ECON	22.27	199.23	9384.0	852.22
34	ECON	TAMBOR	22.27	288.52	9384.0	1280.4
35	TAMBOR	CALD	26.43	303.50	9024.0	1364.8
36	CALD	TAMBOR	26.43	303.50	9024.0	2598.3
37	TAMBOR	CALD	22.27	303.50	9024.0	2744.2
38	CALD	ATEM	22.27	400.32	9024.0	3121.6
39	ATEM	SAP	22.28	399.00	8909.0	3120.2
40	CALD	SAP	22.86	1052.4	106.57	1243.4
41	SAP	ECON	22.86	810.44	106.57	927.62
42	ECON	CAR	22.86	472.64	106.57	510.55
43	CAR	-	22.86	164.66	105.69	159.93
44	-	CAR	21.46	24.70	107.29	9.30246
45	CAR	SF1	21.46	383.30	106.68	382.81
46	SF1	CALD	0.0	383.30	106.68	382.81
47	SF1	CALD	21.46	383.30	106.68	382.81
48	-	COND	2970.1	24.10	132.36	101.13
49	COND	-	2970.1	34.69	96.42	145.36

GateCycle Report - Case Report
Model: RE6_U2 Case: 176-MW

Page 4 of 82
08/07/2007 18:42

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/20/06 19:47
Last Execution Status Converged

Overall System Results

50	DES1	VH1	48.23	150.56	483.20	634.58
51	VH1	BAH1	48.23	150.56	483.20	634.58
52	BAH1	ECH1	48.23	152.20	11066	648.18
53	OTH1	SHH1	46.80	301.09	8725.7	2749.0
54	SHH1	ATH1	46.80	511.59	8725.7	3418.7
55	ATH1	MH1	46.91	509.15	8725.7	3412.7
56	GT1	SHH1	422.33	515.05	103.82	549.64
57	SHH1	OTH1	422.33	450.16	103.82	474.67
58	OTH1	ECH1	422.33	318.72	101.25	326.37
59	SPH1	ATEM	0.0131808	152.32	10227	648.18
60	SPH1	ATH1	0.1019	152.32	10227	648.18
61	VAA	BAA	22.38	150.56	483.20	634.58
62	MH1	SP4	69.19	513.26	8725.4	3422.8
63	ECH1	SPH2	48.23	313.87	11066	1424.0
64	-	GT1	413.87	24.70	101.25	9.30873
65	SPH2	OTH1	46.80	313.87	11066	1424.0
66	ECH1	-	422.33	237.38	101.25	236.88
67	SPH2	AG	1.425	313.87	11066	1424.0
68	AG	DES1	1.425	99.87	11066	426.75
69	-	AG	8.4585	24.10	2757.9	19.04
70	AG	GT1	8.4585	95.02	2757.9	185.38

1.5 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 118 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report

Model: RE6_U2 Case: 118-MW

Page 1 of 2

08/07/2007 18:52

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/20/06 20:03

Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID

RE6_U2

Case ID

118-MW

Case Description

Hybrid Repowering 50% Pn FPP

Case Notes: -----

A ANÁLISE FOI REALIZADA CONSIDERANDO-SE PARA O PONTO DE PROJETO DA REPOTENCIACÃO HÍBRIDA UTILIZANDO A PLANTA NAS CONDIÇÕES ATUAIS MAIS A CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E UMA TURBINA DE GÁS PARA 100%, 75%, 50% E 25% DA POTÊNCIA NOMINAL (MW).

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	34165 kW	33482 kW	32720 kW
Gas Turbine	85.62 MW		85.28 MW
Plant Total			118.00 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	683.30 kW	761.83 kW
Gas Turbine	0.0 kW	336.20 kW

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	326466 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners	58968 kJ/sec

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	31.88	
Net Cycle	36.14	9960.0 kJ/kW-hr
Adjusted	36.14	9960.0 kJ/kW-hr

Credits Applied for Adjusted Eff. & HR: -----

	Equivalent Power	Equivalent Fuel
Credit	0.0 kW	0.0 kJ/sec

Ambient Conditions: -----

	Dry Bulb	Wet Bulb	Dew Point
Temperature	24.70 C	21.40 C	19.97 C
Pressure	Absolute Pressure	Equivalent Altitude	
	101.25 kPa	6 m	
Humidity	Relative Humidity	Water Mole Fraction in Air	
	0.7500	0.0230349	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Eficiencia da Caldeira (%)	95.24
1	Eficiencia do HRSG (%)	40.50
2	Energia no Combustível (MW)	329.95
3	Perdas no Condensador (MW)	95.73
4	Energia gases da Chaminé (MW)	113.59

I.6 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 118 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RE6_U2 Case: 118-MW
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/20/06 20:03
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 82
 08/07/2007 18:43

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	CALD	0.0	120.00	1473.0	247.81
2	SAP	MH1	20.85	525.47	8725.4	3452.8
3	SP4	VEJEC	0.07	466.39	8725.4	3305.6
4	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
5	SP4	MSV	49.36	466.39	8725.4	3305.6
6	MSV	TVAP	49.36	466.39	8725.4	3305.6
7	TVAP	AAAP5	0.7822	349.41	1061.7	3156.1
8	TVAP	AAAP4	0.6937	281.21	640.25	3022.0
9	TVAP	DES1	4.15561	197.27	316.85	2859.0
10	TVAP	TVAP1	43.73	199.45	442.74	2857.0
11	TVAP1	AABP2	2.54988	96.83	90.00	2671.1
12	TVAP1	AAAP1	1.60019	71.08	32.65	2617.5
13	TVAP1	COND	39.58	35.35	5.684	2566.0
14	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
15	COND	BACOND	40.38	35.00	5.684	146.55
16	BACOND	EJECT	40.38	35.10	1421.0	148.23
17	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
18	EJECT	MIS1	40.38	38.53	1421.0	162.58
19	MIS1	AAAP1	40.45	39.60	1421.0	167.05
20	AAAP1	MIS2	40.45	64.22	1411.3	269.90
21	AAAP1	PURGA1	4.15007	55.76	31.84	233.38
22	PURGA1	MIS2	4.15007	55.88	1421.0	235.04
23	MIS2	AABP2	44.60	63.44	1411.3	266.66
24	AABP2	DES1	44.60	94.83	1385.4	398.28
25	AABP2	AAAP1	2.54988	88.06	87.96	368.80
26	DES1	VAA	20.85	135.41	316.85	569.44
27	BAA	SP3	20.85	137.06	10227	583.06
28	SP3	AAAP4	20.73	137.06	10227	583.06
29	SP3	SPH1	0.1241	137.06	10227	583.06
30	AAAP4	AAAP5	20.73	156.80	10150	667.37
31	AAAP4	DES1	1.47597	138.53	614.23	582.99
32	AAAP5	AAAP4	0.7822	160.22	1021.1	676.68
33	AAAP5	ECON	20.73	178.51	9361.9	760.92
34	ECON	TAMBOR	20.73	277.33	9361.9	1221.4
35	TAMBOR	CALD	26.43	303.32	9001.9	1363.8
36	CALD	TAMBOR	26.43	303.32	9001.9	2558.7
37	TAMBOR	CALD	20.73	303.32	9001.9	2744.6
38	CALD	ATEM	20.73	405.04	9001.9	3135.8
39	ATEM	SAP	20.85	399.00	8886.9	3120.6
40	CALD	SAP	22.79	1031.6	106.57	1213.5
41	SAP	ECON	22.79	797.48	106.57	909.49
42	ECON	CAR	22.79	456.38	106.57	490.57
43	CAR	-	22.79	158.60	105.72	153.15
44	-	CAR	21.43	24.70	107.29	9.30246
45	CAR	SF1	21.43	369.69	106.68	368.14
46	SF1	CALD	0.0	369.69	106.68	368.14
47	SF1	CALD	21.43	369.69	106.68	368.14
48	-	COND	2970.1	24.10	132.36	101.13
49	COND	-	2970.1	31.82	96.20	133.36

GateCycle Report - Case Report
Model: RE6_U2 Case: 118-MW

Page 4 of 82
08/07/2007 18:43

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/20/06 20:03
Last Execution Status Converged

Overall System Results

50	DES1	VH1	29.63	135.41	316.85	569.44
51	VH1	BAH1	29.63	135.41	316.85	569.44
52	BAH1	ECH1	29.63	136.93	11066	583.06
53	OTH1	SHH1	28.58	301.09	8725.7	2749.0
54	SHH1	ATH1	28.58	425.50	8725.7	3198.2
55	ATH1	MH1	28.58	425.50	8725.7	3198.2
56	GT1	SHH1	420.33	427.16	103.63	444.26
57	SHH1	OTH1	420.33	399.73	103.63	413.41
58	OTH1	ECH1	420.33	318.50	101.25	323.21
59	SPH1	ATEM	0.1241	137.06	10227	583.06
60	SPH1	ATH1	0.0	137.06	10227	583.06
61	VAA	BAA	20.85	135.41	316.85	569.44
62	MH1	SP4	49.43	466.39	8725.4	3305.6
63	ECH1	SPH2	29.63	315.68	11066	1435.4
64	-	GT1	413.87	24.70	101.25	9.30873
65	SPH2	OTH1	28.58	315.68	11066	1435.4
66	ECH1	-	420.33	262.41	101.25	261.93
67	SPH2	AG	1.0529	315.68	11066	1435.4
68	AG	DES1	1.0529	94.40	11066	403.84
69	-	AG	6.46131	24.10	2757.9	19.04
70	AG	GT1	6.46131	95.05	2757.9	185.46

1.7 RENDIMENTOS À CARGA PARCIAL DE 60 MW

GateCycle Report - SYSTEM Report

Model: RE6_U2 Case: 60-MW

Page 1 of 2

08/07/2007 18:53

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r

Date & Time of Last Run 12/20/06 20:33

Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID RE6_U2
Case ID 60-MW
Case Description Hybrid Repowering 25% Pn FPP
Case Notes: -----
A ANÁLISE FOI REALIZADA CONSIDERANDO-SE PARA O PONTO DE PROJETO DA REPOTENCIACÃO HÍBRIDA UTILIZANDO A PLANTA NAS CONDIÇÕES ATUAIS MAIS A CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E UMA TURBINA DE GÁS PARA 100%, 75%, 50% E 25% DA POTÊNCIA NOMINAL (MW).

Power: -----
Shaft Power Generator Output Net Power
Steam Cycle 15631 kW 15318 kW 14952 kW
Gas Turbine 45.38 MW 45.05 MW
Plant Total 60.00 MW

Losses: -----
Generator Losses Aux & BOP Losses
Steam Cycle 312.61 kW 365.65 kW
Gas Turbine 0.0 kW 336.20 kW

LHV Energy Input: -----
Total LHV Fuel Cons. 227688 kJ/sec
Fuel Cons. in Duct Burners 46770 kJ/sec

Efficiency: -----
LHV Efficiency LHV Heat Rate
Gas Turbine 24.90 13661 kJ/kW-hr
Net Cycle 26.35 13661 kJ/kW-hr
Adjusted 26.35

Credits Applied for Adjusted Eff. & HR: -----
Equivalent Power Equivalent Fuel
Credit 0.0 kW 0.0 kJ/sec

Ambient Conditions: -----
Dry Bulb Wet Bulb Dew Point
Temperature 24.70 C 21.40 C 19.97 C
Absolute Pressure Equivalent Altitude
Pressure 101.25 kPa 6 m
Relative Humidity Water Mole Fraction in Air
Humidity 0.7500 0.0230349

User-Defined Variables: -----
Index Description Value
0 Eficiencia da Caldeira (%) 95.72
1 Eficiencia do HRSG (%) 13.12
2 Energia no combustível (MW) 230.45
3 Perdas no Condensador (MW) 45.58
4 Energia gases da Chaminé (MW) 124.03

I.8 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS PONTOS NOTÁVEIS À CARGA PARCIAL DE 60 MW

GateCycle Report - Case Report
 Model: RE6_U2 Case: 60-MW
 Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
 Date & Time of Last Run 12/20/06 20:33
 Last Execution Status Converged

Page 3 of 82
 08/07/2007 18:44

Overall System Results

Streams	From	To	Flow kg/sec	Temperature C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg
1	-	CALD	0.0	120.00	1473.0	247.81
2	SAP	MH1	16.11	527.57	8725.1	3458.0
3	SP4	VEJEC	0.07	456.36	8725.1	3279.9
4	VEJEC	EJECT	0.07	513.00	1500.0	3501.2
5	SP4	MSV	23.53	456.36	8725.1	3279.9
6	MSV	TVAP	23.53	456.36	8725.1	3279.9
7	TVAP	AAAP5	0.5320	329.81	659.85	3123.0
8	TVAP	AAAP4	0.4286	262.79	395.25	2991.0
9	TVAP	DES1	2.25031	191.22	213.95	2852.0
10	TVAP	TVAP1	20.32	196.13	440.70	2850.0
11	TVAP1	AABP2	1.17721	84.93	57.00	2652.0
12	TVAP1	AAAP1	0.4498	55.56	16.00	2602.0
13	TVAP1	COND	18.69	32.99	4.09442	2562.0
14	REPOCI	COND	0.8001	25.00	103.42	104.86
15	COND	BACOND	19.49	29.21	4.09442	122.35
16	BACOND	EJECT	19.49	29.30	1421.0	124.03
17	EJECT	MIS1	0.07	198.29	1500.0	2750.0
18	EJECT	MIS1	19.49	36.42	1421.0	153.76
19	MIS1	AAAP1	19.56	38.65	1421.0	163.05
20	AAAP1	MIS2	19.56	53.71	1418.3	225.97
21	AAAP1	PURGA1	1.62705	43.97	15.85	184.05
22	PURGA1	MIS2	1.62705	44.08	1421.0	185.72
23	MIS2	AABP2	21.19	52.97	1418.3	222.88
24	AABP2	DES1	21.19	84.12	1411.5	353.27
25	AABP2	AAAP1	1.17721	72.99	56.25	305.51
26	DES1	VAA	16.11	122.38	213.95	513.82
27	BAA	SP3	16.11	123.93	10227	527.40
28	SP3	AAAP4	15.94	123.93	10227	527.40
29	SP3	SPH1	0.1629	123.93	10227	527.40
30	AAAP4	AAAP5	15.94	140.01	10180	595.56
31	AAAP4	DES1	0.9607	124.42	378.45	522.64
32	AAAP5	AAAP4	0.5320	141.72	628.79	596.67
33	AAAP5	ECON	15.94	159.83	9297.8	679.86
34	ECON	TAMBOR	15.94	265.33	9297.8	1160.7
35	TAMBOR	CALD	26.43	302.81	8937.8	1360.9
36	CALD	TAMBOR	26.43	302.81	8937.8	2317.1
37	TAMBOR	CALD	15.94	302.81	8937.8	2745.6
38	CALD	ATEM	15.94	409.01	8937.8	3148.5
39	ATEM	SAP	16.11	399.00	8822.8	3122.0
40	CALD	SAP	18.85	976.62	106.77	1137.9
41	SAP	ECON	18.85	752.93	106.77	850.74
42	ECON	CAR	18.85	417.58	106.77	444.01
43	CAR	-	18.85	142.41	106.20	135.30
44	-	CAR	17.77	24.70	107.29	9.30246
45	CAR	SF1	17.77	340.41	106.87	336.76
46	SF1	CALD	0.0	340.41	106.87	336.76
47	SF1	CALD	17.77	340.41	106.87	336.76
48	-	COND	2970.1	24.10	132.36	101.13
49	COND	-	2970.1	27.78	95.88	116.47

GateCycle Report - Case Report
Model: RE6_U2 Case: 60-MW

Page 4 of 82
08/07/2007 18:44

Prepared using GateCycle Version 5.51.0.r
Date & Time of Last Run 12/20/06 20:33
Last Execution Status Converged

Overall System Results

50	DES1	VH1	8.21189	122.38	213.95	513.82
51	VH1	BAH1	8.21189	122.38	213.95	513.82
52	BAH1	ECH1	8.21189	123.79	11066	527.40
53	OTH1	SHH1	7.49089	301.09	8725.1	2749.0
54	SHH1	ATH1	7.49089	331.52	8725.1	2897.0
55	ATH1	MH1	7.49089	331.52	8725.1	2897.0
56	GT1	SHH1	418.24	331.88	103.37	334.72
57	SHH1	OTH1	418.24	329.42	103.37	332.05
58	OTH1	ECH1	418.24	306.59	101.25	307.21
59	SPH1	ATEM	0.1629	123.93	10227	527.40
60	SPH1	ATH1	0.0	123.93	10227	527.40
61	VAA	BAA	16.11	122.38	213.95	513.82
62	MH1	SP4	23.60	456.36	8725.1	3279.9
63	ECH1	SPH2	8.21189	305.87	11066	1375.9
64	-	GT1	413.87	24.70	101.25	9.30873
65	SPH2	OTH1	7.49089	305.87	11066	1375.9
66	ECH1	-	418.24	291.14	101.25	290.46
67	SPH2	AG	0.7210	305.87	11066	1375.9
68	AG	DES1	0.7210	83.40	11066	357.88
69	-	AG	4.37	24.10	2757.9	19.04
70	AG	GT1	4.37	95.00	2757.9	185.33

Apêndice J

CUSTOS DE INVESTIMENTO INICIAL, FIXOS E VARIÁVEIS NA DETERMINAÇÃO DO PREÇO DA ELETRICIDADE GERADA NA PLANTA DE POTÊNCIA U-2

J.1 INVESTIMENTO INICIAL (C_0) DA REPOTENCIACÃO COMO CICLO COMBINADO COMPLETO COM DUAS TURBINAS A GÁS

Equipamentos	Custo de referência (CO_R) (cent US\$)	Capacidade de referência (CA_R)	Unidade	Capacidade do equipamento (CA_{EQ})	Unidade	Fator de escala (m)	Custo do equipamento (CO_{EQ}) (cent US\$)	Referência
TG Siemens V64.3	1.617.500.000,00	63,00	MW	63,00	MW	1,00	1.617.500.000,00	GT World Handbook, (2005)
Gerador elétrico	287.500.000,00	63,00	MW	63,00	MW	0,98	287.500.000,00	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Compressor para GN	400.800.000,00	501,00	MW	240,00	MW	0,90	206.663.546,11	IJPGC2002-26169
Pre-aquecedor de GN	3.194.952,00	48,00	m^2	3.144,80	m^2	0,71	62.240.648,81	Sarraf, (2005)
Evaporador de B.P.	184.743.031,00	12.876,01	m^2	6.000,00	m^2	0,75	104.194.674,78	Sarraf, (2005)
Economizador	171.948.145,00	11.984,25	m^2	9.531,40	m^2	0,75	144.812.773,60	Sarraf, (2005)
Evaporador de A.P.	439.513.823,00	30.632,74	m^2	21.575,00	m^2	0,75	337.906.276,07	Sarraf, (2005)
Superaquecedor	102.965.773,00	7.176,39	m^2	12.160,00	m^2	0,75	152.919.736,56	Sarraf, (2005)
Queimador suplementar	19.085.320,00	9.797,00	kW	16.039,00	kW	0,75	27.622.474,45	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Up-grade TV-2	180.000.000,00	73,00	MW	73,00	MW	1,00	180.000.000,00	UTE Gonzalo Zevallos, (2007)
Tubulação	1.252.500.000,00	501,00	MW	240,00	MW	0,75	721.203.575,95	IJPGC2002-26169
Controle e Automação	285.900.000,00	135,00	MW	240,00	MW	0,75	440.171.845,23	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Subestação	176.600.000,00	135,00	MW	240,00	MW	0,56	244.088.196,17	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Desenho, gerenciamento e supervisão	590.600.000,00	135,00	MW	240,00	MW	0,56	815.126.153,19	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Obras civis	36.300.000,00	135,00	MW	240,00	MW	0,56	50.172.149,04	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Facilidades gerais	1.002.000.000,00	501,00	MW	240,00	MW	0,56	663.554.945,61	IJPGC2002-26169
Commissioning	28.100.000,00	135,00	MW	240,00	MW	0,56	38.782.670,00	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Treinamento do pessoal	40.000.000,00	135,00	MW	240,00	MW	0,56	55.206.647,69	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Fretes e seguros	752.850.000,00	350,00	MW	240,00	MW	0,82	552.517.294,54	UTE Piratinha, (2000)
Custo Base							6.702.183.607,81	UTE Gonzalo Zevallos, (2007)
Contingências físicas (10% do Custo Base)							670.218.360,78	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Contingências de preços (8% a.a.)							589.792.157,49	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Juros durante a montagem (12% a.a.)							955.463.295,13	UTE Piratinha, (2000)
Investimento inicial da Planta (C_0):							8.917.657.421,21	UTE Gonzalo Zevallos, (2007)

J.2 INVESTIMENTO INICIAL (C_0) DA REPOTENCIAMENTO COMO CICLO COMBINADO COMPLETO COM UMA TURBINA A GÁS

Equipamentos	Custo de referência (CO_R) (cent US\$)	Capacidade de referência (CA_R)	Unidade	Capacidade do equipamento (CA_{EQ})	Unidade	Fator de escala (m)	Custo do equipamento (CO_{EQ}) (cent US\$)	Referência
TG Siemens V84.3A	3.400.000.000,00	163,00	MW	163,00	MW	1,00	3.400.000.000,00	GT World Handbook, (2005)
Gerador elétrico	287.500.000,00	63,00	MW	163,00	MW	0,95	709.320.564,84	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Compressor para GN	400.800.000,00	501,00	MW	235,00	MW	0,90	202.784.537,05	IUPGC2002-26169
Pre-aquecedor de GN	3.194.952,00	48,00	m^2	3.144,80	m^2	0,71	62.240.648,81	Sarraf, (2005)
Evaporador de B.P.	184.743.031,00	12.876,01	m^2	6.504,70	m^2	0,75	110.701.253,68	Sarraf, (2005)
Economizador	171.948.145,00	11.984,25	m^2	9.531,40	m^2	0,75	144.812.773,60	Sarraf, (2005)
Evaporador de A.P.	439.513.823,00	30.632,74	m^2	21.575,00	m^2	0,75	337.906.276,07	Sarraf, (2005)
Superaquecedor	102.965.773,00	7.176,39	m^2	12.160,00	m^2	0,75	152.919.736,56	Sarraf, (2005)
Queimador suplementar	19.085.320,00	9.797,00	kW	26.120,00	kW	0,75	39.820.755,41	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Up-grade TV-2	180.000.000,00	73,00	MW	73,00	MW	1,00	180.000.000,00	UTE Gonzalo Zevallos, (2007)
Tubulação	1.252.500.000,00	501,00	MW	235,00	MW	0,75	709.905.166,46	IUPGC2002-26169
Controle e Automação	285.900.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,75	433.276.092,19	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Subestação	176.600.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,56	241.214.620,09	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Desenho, gerenciamento e supervisão	590.600.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,56	805.572.319,98	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Obras civis	36.300.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,56	49.581.487,60	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Facilidades gerais	1.002.000.000,00	501,00	MW	235,00	MW	0,56	655.777.630,09	IUPGC2002-26169
Commissioning	28.100.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,56	38.328.110,72	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Treinamento do pessoal	40.000.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,56	54.559.588,21	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Frete e seguros	752.850.000,00	350,00	MW	235,00	MW	0,82	543.060.612,91	UTE Piratininga, (2000)
Custo Base							8.871.782.174,29	UTE Gonzalo Zevallos, (2007)
Contingências físicas (10% do Custo Base)							887.178.217,43	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Contingências de preços (8% a.a.)							780.716.831,34	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Juros durante a montagem (12% a.a.)							1.264.761.266,77	UTE Piratininga, (2000)
Investimento inicial da Planta (C_0):							11.804.438.489,82	UTE Gonzalo Zevallos, (2007)

J.3 INVESTIMENTO INICIAL (C_0) DA REPOTENCIACÃO COMO CICLO COMBINADO COMPLETO COM INJEÇÃO DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO A ALTA PRESSÃO E ALTA TEMPERATURA NA TURBINA A GÁS

Equipamentos	Custo de referência (CO_R) (cent US\$)	Capacidade de referência (CA_R)	Unidade	Capacidade do equipamento (CA_{EQ})	Unidade	Fator de escala (m)	Custo do equipamento (CO_{EQ}) (cent US\$)	Referência
TG GE PG7241FA DLN	3.240.000.000,00	169,90	MW	169,90	MW	1,00	3.240.000.000,00	GT World Handbook, (2005)
Gerador elétrico	287.500.000,00	63,00	MW	169,90	MW	0,95	737.815.945,69	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Equipamento injeção água	221.000.000,00	140,00	MW	169,90	MW	0,95	265.616.071,86	LAC Study OLADE, (2005)
Compressor para GN	400.800.000,00	501,00	MW	242,90	MW	0,90	208.909.660,31	IJPGC2002-26169
Pre-aquecedor de GN	3.194.952,00	48,00	m^2	3.144,80	m^2	0,71	62.240.648,81	Sarraf, (2005)
Evaporador de B.P.	184.743.031,00	12.876,01	m^2	6.505,00	m^2	0,75	110.705.082,86	Sarraf, (2005)
Economizador	171.948.145,00	11.984,25	m^2	9.531,40	m^2	0,75	144.812.773,60	Sarraf, (2005)
Evaporador de A.P.	439.513.823,00	30.632,74	m^2	21.575,00	m^2	0,75	337.906.276,07	Sarraf, (2005)
Superaquecedor	102.965.773,00	7.176,39	m^2	12.160,00	m^2	0,75	152.919.736,56	Sarraf, (2005)
Queimador suplementar	19.085.320,00	9.797,00	kW	39.470,00	kW	0,75	54.272.516,56	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Up-grade TV-2	180.000.000,00	73,00	MW	73,00	MW	1,00	180.000.000,00	UTE Gonzalo Zevallos, (2007)
Tubulação	1.252.500.000,00	501,00	MW	242,90	MW	0,75	727.729.660,78	IJPGC2002-26169
Controle e Automação	285.900.000,00	135,00	MW	242,90	MW	0,75	444.154.907,57	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Subestação	176.600.000,00	135,00	MW	242,90	MW	0,56	245.742.873,11	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Desenho, gerenciamento e supervisão	590.600.000,00	135,00	MW	242,90	MW	0,56	820.627.262,05	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Obras civis	36.300.000,00	135,00	MW	242,90	MW	0,56	50.512.266,67	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Facilidades gerais	1.002.000.000,00	501,00	MW	242,90	MW	0,56	668.033.133,40	IJPGC2002-26169
Commissioning	28.100.000,00	135,00	MW	242,90	MW	0,56	39.044.405,80	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Treinamento do pessoal	40.000.000,00	135,00	MW	242,90	MW	0,56	55.579.225,33	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Frete e seguros	752.850.000,00	350,00	MW	242,90	MW	0,82	557.985.894,63	UTE Piratinha, (2000)
Custo Base							9.104.608.341,66	UTE Gonzalo Zevallos, (2007)
Contingências físicas (10% do Custo Base)							910.460.834,17	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Contingências de preços (8% a.a.)							801.205.534,07	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Juros durante a montagem (12% a.a.)							1.297.952.965,19	UTE Piratinha, (2000)
Investimento inicial da Planta (C_0):							12.114.227.675,08	UTE Gonzalo Zevallos, (2007)

J.4 INVESTIMENTO INICIAL (C_0) DA REPOTENCIACÃO COMO CICLO COMBINADO COMPLETO COM INJEÇÃO DE VAPOR SUPERAQUECIDO A ALTA PRESSÃO NA TURBINA A GÁS

Equipamentos	Custo de referência (CO_R) (cent US\$)	Capacidade de referência (CA_R)	Unidade	Capacidade do equipamento (CA_{EQ})	Unidade	Fator de escala (m)	Custo do equipamento (CO_{EQ}) (cent US\$)	Referência
TG GE PG7241FA DLN	3.240.000.000,00	169,90	MW	169,90	MW	1,00	3.240.000.000,00	GT World Handbook, (2005)
Gerador elétrico	287.500.000,00	63,00	MW	169,90	MW	0,95	737.815.945,69	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Equipamento injeção vapor	260.000.000,00	140,00	MW	169,90	MW	0,95	312.489.496,30	LAC Study OLADE, (2005)
Compressor para GN	400.800.000,00	501,00	MW	242,90	MW	0,90	208.909.660,31	IJPGC2002-26169
Pre-aquecedor de GN	3.194.952,00	48,00	m^2	3.144,80	m^2	0,71	62.240.648,81	Sarraf, (2005)
Evaporador de B.P.	184.743.031,00	12.876,01	m^2	6.505,00	m^2	0,75	110.705.082,86	Sarraf, (2005)
Economizador	171.948.145,00	11.984,25	m^2	9.531,40	m^2	0,75	144.812.773,60	Sarraf, (2005)
Evaporador de A.P.	439.513.823,00	30.632,74	m^2	21.575,00	m^2	0,75	337.906.276,07	Sarraf, (2005)
Superaquecedor	102.965.773,00	7.176,39	m^2	12.160,00	m^2	0,75	152.919.736,56	Sarraf, (2005)
Queimador suplementar	19.085.320,00	9.797,00	kW	45.156,00	kW	0,75	60.036.617,15	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Up-grade TV-2	180.000.000,00	73,00	MW	73,00	MW	1,00	180.000.000,00	UTE Gonzalo Zevallos, (2007)
Tubulação	1.252.500.000,00	501,00	MW	242,90	MW	0,75	727.729.660,78	IJPGC2002-26169
Controle e Automação	285.900.000,00	135,00	MW	242,90	MW	0,75	444.154.907,57	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Subestação	176.600.000,00	135,00	MW	242,90	MW	0,56	245.742.873,11	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Desenho, gerenciamento e supervisão	590.600.000,00	135,00	MW	242,90	MW	0,56	820.627.262,05	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Obras civis	36.300.000,00	135,00	MW	242,90	MW	0,56	50.512.266,67	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Facilidades gerais	1.002.000.000,00	501,00	MW	242,90	MW	0,56	668.033.133,40	IJPGC2002-26169
Commissioning	28.100.000,00	135,00	MW	242,90	MW	0,56	39.044.405,80	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Treinamento do pessoal	40.000.000,00	135,00	MW	242,90	MW	0,56	55.579.225,33	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Frete e seguros	752.850.000,00	350,00	MW	242,90	MW	0,82	557.985.894,63	UTE Piratinha, (2000)
							Custo Base	9.157.245.866,70
Contingências físicas (10% do Custo Base)							915.724.586,67	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Contingências de preços (8% a.a.)							805.837.636,27	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Juros durante a montagem (12% a.a.)							1.305.456.970,76	UTE Piratinha, (2000)
							Investimento inicial da Planta (C_0):	12.184.265.060,39
								UTE Gonzalo Zevallos, (2007)

J.5 INVESTIMENTO INICIAL (C_0) DA REPOTENCIAMENTO COMO CICLO COMBINADO HÍBRIDO, QUEIMANDO GÁS NATURAL

Equipamentos	Custo de referência (CO_R) (cent US\$)	Capacidade de referência (CA_R)	Unidade	Capacidade do equipamento (CA_{EQ})	Unidade	Fator de escala (m)	Custo do equipamento (CO_{EQ}) (cent US\$)	Referência
TG Siemens V84.3A	3.400.000.000,00	163,00	MW	163,00	MW	1,00	3.400.000.000,00	GT World Handbook, (2005)
Gerador elétrico	287.500.000,00	63,00	MW	163,00	MW	0,95	709.320.564,84	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Compressor para GN	400.800.000,00	501,00	MW	235,00	MW	0,90	202.784.537,05	IJPGC2002-26169
Pre-aquecedor de GN	3.194.952,00	48,00	m^2	3.144,80	m^2	0,71	62.240.648,81	Sarraf, (2005)
Economizador	171.948.145,00	11.984,25	m^2	9.531,00	m^2	0,75	144.808.215,61	Sarraf, (2005)
Evaporador de A.P.	439.513.823,00	30.632,74	m^2	21.073,00	m^2	0,75	331.992.238,20	Sarraf, (2005)
Superaquecedor	102.965.773,00	7.176,39	m^2	8.711,70	m^2	0,75	119.080.470,95	Sarraf, (2005)
Up-grade TV-2	180.000.000,00	73,00	MW	73,00	MW	1,00	180.000.000,00	UTE Gonzalo Zevallos, (2007)
Tubulação	1.252.500.000,00	501,00	MW	235,00	MW	0,75	709.905.166,46	IJPGC2002-26169
Controle e Automação	285.900.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,75	433.276.092,19	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Subestação	176.600.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,56	241.214.620,09	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Desenho, gerenciamento e supervisão	590.600.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,56	805.572.319,98	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Obras civis	36.300.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,56	49.581.487,60	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Facilidades gerais	1.002.000.000,00	501,00	MW	235,00	MW	0,56	655.777.630,09	IJPGC2002-26169
Commissioning	28.100.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,56	38.328.110,72	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Treinamento do pessoal	40.000.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,56	54.559.588,21	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Frete e seguros	752.850.000,00	350,00	MW	235,00	MW	0,82	543.060.612,91	UTE Piratininga, (2000)
Custo Base							8.681.502.303,71	UTE Gonzalo Zevallos, (2007)
Contingências físicas (10% do Custo Base)							868.150.230,37	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Contingências de preços (8% a.a.)							763.972.202,73	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Juros durante a montagem (12% a.a.)							1.237.634.968,42	UTE Piratininga, (2000)
Investimento inicial da Planta (C_0):							11.551.259.705,23	UTE Gonzalo Zevallos, (2007)

J.6 INVESTIMENTO INICIAL (C_0) DA REPOTENCIAMENTO COMO CICLO COMBINADO HÍBRIDO BICOMBUSTÍVEL, QUEIMANDO ÓLEO DIESEL E ÓLEO COMBUSTÍVEL

Equipamentos	Custo de referência (CO_R) (cent US\$)	Capacidade de referência (CA_R)	Unidade	Capacidade do equipamento (CA_{EQ})	Unidade	Fator de escala (m)	Custo do equipamento (CO_{EQ}) (cent US\$)	Referência
TG Siemens V84.3A Gerador elétrico	3.400.000.000,00 287.500.000,00	163,00 63,00	MW MW	163,00 163,00	MW MW	1,00 0,95	3.400.000.000,00 709.320.564,84	GT World Handbook, (2005) UTE Kenitra Morocco, (1998)
Pre-aquecedor de Diesel	3.194.952,00	48,00	m^2	281,54	m^2	0,71	11.219.061,66	Sarraf, (2005)
Economizador	171.948.145,00	11.984,25	m^2	9.531,00	m^2	0,75	144.808.215,61	Sarraf, (2005)
Evaporador de A.P.	439.513.823,00	30.632,74	m^2	21.262,00	m^2	0,75	334.222.928,51	Sarraf, (2005)
Superaquecedor	102.965.773,00	7.176,39	m^2	8.711,70	m^2	0,75	119.080.470,95	Sarraf, (2005)
Up-grade TV-2	180.000.000,00	73,00	MW	73,00	MW	1,00	180.000.000,00	UTE Gonzalo Zevallos, (2007)
Tubulação	1.252.500.000,00	501,00	MW	235,00	MW	0,75	709.905.166,46	IJPGC2002-26169
Controle e Automação	285.900.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,75	433.276.092,19	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Subestação	176.600.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,56	241.214.620,09	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Desenho, gerenciamento e supervisão	590.600.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,56	805.572.319,98	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Obras civis	36.300.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,56	49.581.487,60	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Facilidades gerais	1.002.000.000,00	501,00	MW	235,00	MW	0,56	655.777.630,09	IJPGC2002-26169
Comissioning	28.100.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,56	38.328.110,72	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Treinamento do pessoal	40.000.000,00	135,00	MW	235,00	MW	0,56	54.559.588,21	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Frete e seguros	752.850.000,00	350,00	MW	235,00	MW	0,82	543.060.612,91	UTE Piratinha, (2000)
Custo Base							8.429.926.869,82	UTE Gonzalo Zevallos, (2007)
Contingências físicas (10% do Custo Base)							842.992.686,98	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Contingências de preços (8% a.a.)							741.833.564,54	UTE Kenitra Morocco, (1998)
Juros durante a montagem (12% a.a.)							1.201.770.374,56	UTE Piratinha, (2000)
Investimento inicial da Planta (C_0):							11.216.523.495,91	UTE Gonzalo Zevallos, (2007)

J.7 CUSTOS FIXOS (U_{fix})

Na indústria elétrica, os custos fixos estão relacionados diretamente com o capital de investimento. Os componentes desses custos são a taxa de retorno, a taxa de depreciação, despesas administrativas em geral, despesas de seguros e impostos. Por exemplo, a taxa anual por depreciação em termos da porcentagem do capital de investimento está dada pela expressão a seguir (Li e Priddy, 1985):

$$D_t = \frac{i}{(1+i)^{n-1}} \quad (J.7.1)$$

Onde:

D_t - Taxa de depreciação expressada como uma fração;

i - Taxa de juros expressados como uma fração;

n - Tempo de vida econômica da planta, em anos.

Outros valores típicos dos custos fixos e seus componentes estão indicados na Tabela J.7.1 a seguir:

Tabela J.7.1 – Custos fixos totais e seus componentes (Li e Priddy, 1985).

Componentes	Porcentagem (% C_0)
Taxa de retorno	8 – 12%
Depreciação	0,25 – 0,40%
Despesas administrativas em geral	0,5 – 2,9%
Taxas de seguros	0,05 – 0,25%
Outras taxas	2,0 – 5,0%
Taxa total de custos fixos	10,8 – 20,55%

Outro componente dos custos fixos está referido à parcela fixa da operação e manutenção, determinada principalmente pelo tipo e tamanho da planta. Em geral esses custos constituem 80 a 90% do total dos custos de O&M e estão na faixa de 11,9 a 23,5 US\$/kW ou como uma porcentagem dos custos de construção.

J.8 CUSTOS VARIÁVEIS (μ_{var})

Os custos variáveis na produção de energia elétrica variam em função do tipo de usina, do regime de operação (tipo de carga: base, intermediária ou pico) e do fator de capacidade na produção de eletricidade. Na Tabela J.8.1 se apresentam os custos variáveis para diversos tipos de plantas de potência.

Tabela J.8.1 – Custos variáveis na geração de energia elétrica (Cárdenas e Perdomo, 2002).

Tipo de planta de potência	Custos variáveis (US\$/kWh)
Hidroelétrica	0,00
Geotermoelétrica	0,004 – 0,007
Termoelétrica com ciclo a vapor (carvão)	0,02 – 0,04
Termoelétrica com ciclo a vapor (óleo combustível)	0,06
Turbina a gás	0,09
Ciclo combinado a gás natural	0,017 – 0,02

Os custos variáveis na produção de energia elétrica estão conformados pelos elementos descritos a seguir ((Kehlhofer *et alli.*, 1999), (Cárdenas e Perdomo, 2002) entre outros):

- Lubrificantes, produtos químicos e outros insumos usados no processo operativo;
- Água tratada;
- Custo variável de manutenção;
- Energia elétrica consumida nos equipamentos auxiliares;
- Custo adicional da repotenciação (na readequação da U-2 e sua conversão a ciclo combinado).

A seguir se indicam as equações matemáticas utilizadas no processo da determinação dos custos variáveis da planta de potência U-2, no processo operativo para as condições atuais e para os diversos modelos de repotenciação aplicados (4 configurações térmicas como ciclo combinado completo e 2 configurações térmicas como ciclo combinado híbrido).

Custos variáveis (μ_{var}):

$$\mu_{var} = \beta + \sigma + C_M + \varphi + \phi \quad (J.8.1)$$

Onde:

β - Custo dos insumos;

σ - Custo d'água tratada;

C_M - Custo de manutenção;

φ - Custo do consumo de eletricidade dos equipamentos auxiliares;

ϕ - Custo adicional pela repotenciação.

Custo dos insumos (β):

$$\beta = \frac{\sum_{i=1}^n (PU_i \cdot CON_i)}{E_p} \quad (J.8.2)$$

Onde:

PU_i - Preço unitário do insumo (i);

CON_i - Consumo do insumo no ciclo operativo (i);

E_p - Energia produzida no ciclo operativo, [kWh].

Custo d'água tratada (σ):

$$\sigma = \frac{P_{água} \cdot CON_{água}}{E_p} \quad (J.8.3)$$

Onde:

$P_{água}$ - Preço d'água tratada, [US\$/m³];

$CON_{água}$ - Consumo de água no ciclo operativo.

Custo de manutenção (C_M):

$$C_M = \frac{P_R + I_M + M_O}{E_p} \quad (J.8.4)$$

Onde:

P_R - Preço das peças de reposição nas manutenções programadas durante o ciclo operativo;

I_M - Preço de outros insumos nas manutenções programadas durante o ciclo operativo;

M_O - Preço da mão de obra adicional a ser contratada nas manutenções programadas.

Custo do consumo de eletricidade dos equipamentos auxiliares (φ):

$$\phi = \frac{[(\xi/\eta_0) + \beta + \sigma + (C_M/E_p)]}{1 - \frac{E_{aux}}{E_p}} \cdot \left(\frac{E_{aux}}{E_p} \right) \quad (J.8.5)$$

Onde:

(ξ/η₀) - Custo de combustível por eletricidade gerada, [US\$/kWh];

E_{aux} - Consumo de energia elétrica dos equipamentos auxiliares, [kWh].

Custo adicional pela repotenciação (ϕ):

$$\phi = \frac{[A \cdot E_p + B \cdot P_n \cdot (H_{OP} + D \cdot H_{NOP})]}{1.000} \quad (J.8.6)$$

Onde:

A, B, D - Valores constantes que dependem do tipo de usina;

P_n - Potência nominal, [kW];

H_{OP} - Horas de operação no ano, [h];

H_{NOP} - Horas sem operar no ano, [h].

Tabela J.8.2 – Valores constantes para A, B e D no custo variável (Li e Priddy, 1985).

Tipo de planta de potência	A (10⁻³US\$/kWh)	B (10⁻³US\$/kWh)	D (10⁻³US\$/kWh)
Termoelétrica a vapor (carvão)	0,840	0,800	1
Termoelétrica a vapor (óleo combustível)	0,400	0,400	1
Termoelétrica a vapor (nuclear)	0,858	0,807	1
Turbina a gás	1,455	1,173	1
Ciclo combinado	0,640	0,602	1
Motor de combustão interna	1,455	1,173	1

Apêndice K

CARACTERIZAÇÃO DOS FLUXOS DE ENERGIA DOS SISTEMAS TÉRMICOS DE POTÊNCIA SIMULADOS A CARGA PARCIAL (100, 75, 50 E 25%)

K.1 PLANTA DE POTÊNCIA U-2 NAS CONDIÇÕES ATUAIS

Potência nominal (%)		100	75	50	25	
Combustível	MW	274,48	193,13	117,1	71,61	
	%	100	100	100	100	
Turbina a vapor	Potência útil	MW	71,6	50	30	
		%	26,09	25,89	25,62	
	Perdas	MW	2,97	2,09	1,18	
		%	1,08	1,08	0,98	
Condensador		MW	171,53	120,68	73,28	
		%	62,49	62,49	62,58	
Caldeira	Chaminé	MW	15,89	10,67	6,43	
		%	5,79	5,52	5,49	
	Perdas	MW	12,49	9,69	6,21	
		%	4,55	5,02	5,3	
					5,99	

K.2 REPOTENCIAMENTO COMO CICLO COMBINADO COMPLETO COM DUAS TURBINAS A GÁS

Potência nominal (%)		100	75	50	25		
Combustível	MW	509,83	432,86	364,9	298,26		
	%	100	100	100	100		
Turbinas a gás (2)	Potência útil	MW	167,65	112,02	57	11,46	
		%	32,88	25,88	15,62	3,84	
	Perdas	MW	4,2	2,8	1,94	1,2	
		%	0,82	0,65	0,53	0,4	
Turbina a vapor	Potência útil	MW	71,6	67,99	63,01	48,55	
		%	14,05	15,71	17,27	16,28	
	Perdas	MW	1,49	1,41	1,31	1,01	
		%	0,29	0,33	0,36	0,34	
Condensador		MW	174,03	154	148,08	139,79	
		%	34,14	35,58	40,58	46,87	
HRSG	Chaminé	MW	90,09	87,45	83,3	76,86	
		%	17,67	20,2	22,83	25,77	
	Perdas	MW	0,77	7,19	10,26	19,39	
		%	0,15	1,65	2,81	6,5	

K.3 REPOTENCIAMENTO COMO CICLO COMBINADO COMPLETO COM UMA TURBINA A GÁS

Potência nominal (%)			100	75	50	25	
Combustível	MW	463,63	391,2	329,81	269,88		
	%	100	100	100	100		
Turbina a gás	Potência útil	MW	163,01	114,63	61,81	2,5	
		%	35,16	29,3	18,74	0,93	
	Perdas	MW	0,34	0,34	0,34	0,34	
		%	0,07	0,09	0,1	0,13	
Turbina a vapor	Potência útil	MW	71,6	61,37	56,2	64,54	
		%	15,44	15,69	17,04	23,91	
	Perdas	MW	1,49	1,27	1,17	1,34	
		%	0,32	0,32	0,35	0,5	
Condensador		MW	173,82	159,81	158,23	149,3	
		%	37,49	40,85	47,98	55,32	
HRSG	Chaminé	MW	52,88	47,34	42,09	41,4	
		%	11,41	12,1	12,76	15,34	
	Perdas	MW	0,49	6,44	9,97	10,46	
		%	0,11	1,65	3,03	3,87	

K.4 REPOTENCIAMENTO COMO CICLO COMBINADO COMPLETO COM INJEÇÃO DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO A ALTA PRESSÃO E ALTA TEMPERATURA NA TURBINA A GÁS

Potência nominal (%)		72	71	70	69	
Combustível	MW	433,88	421,69	409,5	402,5	
	%	96,22	97,3	98,6	100	
Água de alimentação	MW	17,03	11,69	5,82	0	
	%	3,78	2,7	1,4	0	
Turbina a gás	Potência útil	MW	128,48	123,94	121,15	
		%	28,49	28,6	29,17	
	Perdas	MW	26,95	17,37	6,92	
		%	10,27	7,23	3,6	
Turbina a vapor	Potência útil	MW	67,87	68,15	68,26	
		%	15,05	15,73	16,44	
	Perdas	MW	2,68	2,62	2,55	
		%	0,59	0,6	0,61	
Condensador		MW	141,14	142,89	144,11	
		%	31,3	32,97	34,7	
HRSG	Chaminé	MW	62,14	62,2	62,08	
		%	13,78	14,35	14,95	
	Perdas	MW	2,29	2,26	2,22	
		%	0,51	0,52	0,53	
					0,54	

K.5 REPOTENCIAMENTO COMO CICLO COMBINADO COMPLETO COM INJEÇÃO DE VAPOR SUPERAQUECIDO A ALTA PRESSÃO NA TURBINA A GÁS

Potência nominal (%)		82,63	82,31	83,1	
Combustível	MW	452,4	448,5	448,5	
	%	91,7	93,44	96,61	
Vapor superaquecido	MW	40,93	31,49	15,74	
	%	8,3	6,56	3,39	
Turbina a gás	Potência útil	MW	171,08	168,15	
		%	34,68	35,03	
	Perdas	MW	27,57	21,42	
		%	10,27	4,74	
Turbina a vapor	Potência útil	MW	53,76	55,83	
		%	5,58	11,63	
	Perdas	MW	2,23	2,26	
		%	0,45	0,48	
Condensador		MW	130,51	134,44	
		%	26,45	28,01	
HRSG	Chaminé	MW	64,97	64,15	
		%	13,17	13,36	
	Perdas	MW	2,28	2,25	
		%	0,46	0,47	

K.6 REPOTENCIAMENTO COMO CICLO COMBINADO HÍBRIDO, QUEIMANDO GÁS NATURAL

Potência nominal (%)		100	75	50	25		
Combustível	MW	509,52	410,87	327,77	231,53		
	%	100	100	100	100		
Turbina a gás	Potência útil	MW	162,98	122,98	85,32	44,6	
		%	32	29,93	26,03	19,26	
	Perdas	MW	0,34	0,34	0,34	0,34	
		%	0,07	0,08	0,11	0,15	
Turbina a vapor	Potência útil	MW	71,6	53,03	32,7	15,42	
		%	14,05	12,9	10	6,66	
	Perdas	MW	3	2,23	1,49	0,73	
		%	0,59	0,54	0,5	0,32	
Condensador		MW	174,37	131,12	95,47	46,71	
		%	34,22	31,91	29,2	20,17	
HRSG + Caldeira	Chaminé	MW	92,75	97,77	109,19	121,78	
		%	18,2	23,79	33,31	52,6	
	Perdas	MW	4,48	3,4	3,26	1,95	
		%	0,88	0,85	0,85	0,84	

K.7 REPOTENCIAMENTO COMO CICLO COMBINADO HÍBRIDO BICOMBUSTÍVEL, QUEIMANDO ÓLEO DIESEL E ÓLEO COMBUSTÍVEL

Potência nominal (%)		100	75	50	25	
Combustível	MW	511,35	414,48	329,95	230,5	
	%	100	100	100	100	
Turbina a gás	Potência útil	MW	163	122,99	85,3	
		%	31,88	29,67	25,9	
	Perdas	MW	0,34	0,34	0,34	
		%	0,07	0,08	0,11	
Turbina a vapor	Potência útil	MW	71,6	53,01	32,72	
		%	14	12,79	9,92	
	Perdas	MW	2,93	2,17	1,45	
		%	0,58	0,52	0,44	
Condensador		MW	174,32	131,4	95,73	
		%	34,09	31,7	29,01	
HRSG + Caldeira	Chaminé	MW	96,81	103,7	113,59	
		%	18,93	25,02	34,43	
	Perdas	MW	2,35	0,87	0,84	
		%	0,45	0,22	0,19	
					0,02	