

ADRIANA LOPEZ VARGAS

**ANÁLISE DE OPORTUNIDADES DE POLIGERAÇÃO EM EDIFICAÇÕES E
CIDADES**

ADRIANA LOPEZ VARGAS

**ANALISE DE OPORTUNIDADES DE POLIGERAÇÃO EM EDIFICAÇÕES E
CIDADES**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Energia.

Orientador:
Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri

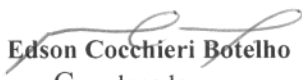
V297a	Vargas, Adriana Lopez Análise de oportunidades de poligeração para edifícios e cidades. / Adriana Lopez Vargas – Guaratinguetá, 2016. 157 f. : il. Bibliografia: f. 151-157 Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2016. Orientador: Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri 1. Energia elétrica - Distribuição 2. Energia elétrica e calor - Cogeração 3. Energia - Fontes alternativas 4. Edifícios sustentáveis I. Título CDU 621.316 (043)
-------	--

ADRIANA LOPEZ VARGAS

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Edson Cocchieri Botelho
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI
Orientador / UNESP-FEG


Prof. Dr. RUBENS ALVES DIAS
UNESP-FEG


Prof. Dr. JOSÉ RUI CAMARGO
UNITAU

Fevereiro de 2016

DADOS CURRICULARES**ADRIANA LOPEZ VARGAS**

NASCIMENTO	17.07.1982 – PALMIRA –VALLE/ COLOMBIA
FILIAÇÃO	Nancy Maria Vargas Capote. Fernando Lopez Alzate.
2003/2010	Curso de Graduação Engenharia Mecânica – Universidad Del Valle, Cali, Colômbia.
2011	Curso de Pós-Graduação lato sensu em Design de produtos – SENA, Cali, Colômbia.
2009/2014	Engenheira em Projeto Mecânico – Asmetales.
2014/2016	Curso de pós-graduação em Engenharia Mecânica, na área de Energia, Faculdade de Engenharia do campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista, UNESP.

Dedico este trabalho a minha mãe Nancy, por toda uma vida de exemplo e luta contra as adversidades, pelo amor e carinho, pela amizade e a sua incondicionalidade. Para você mãe, o tesouro mais prezado que tenho na minha vida.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus por me permitir viver esta experiência e me cuidar em todo momento e lugar, por me permitir dar mais um passo a frente na vida.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Jose A. Perrella, pela paciência e dedicação, por todos os ensinamentos na área de pesquisa e na vida mesma, pelo carinho e apoio.

Aos meus colegas e amigos da pós graduação pelo companheirismo e ajuda, especialmente a Gretta e o Carlos por me brindar sua amizade e ajuda, ao Luis Carlos e família pelo carinho e converter sua casa em um segundo lar para mim, para o Johan e o Santiago por me brindar seu amizade e ajuda sempre, ao Alexander pela confidencialidade e ajuda nesta caminhada e ao Justo pela sua valiosa ajuda neste trabalho.

A minha família, minha avó, meus primos, meu pai pelas orações e amor incondicional, especialmente a minha mãe por seu apoio e ao Germán por me apoiar e ajudar em todos os aspectos como amigo, colega e namorado.

Aos professores, funcionários da FEG e da secretaria da pós-graduação, em especial a Renata por me oferecer sua ajuda incondicional.

Para el cielo, un telescopio; una escafandra, para el mar,
un buen libro para el alma; una ventana pa' soñar,
para el verano, una pelota y barquitos de papel,
un buen mate pa'l invierno; para el barco, un timonel,
para la guerra, nada.

Marta Gómez - cantante.

VARGAS, A. L. **Análise de Oportunidades de Poligeração em Edificações e Cidades**. 2016, 119 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia do Campos de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

RESUMO

A geração de energia distribuída em edificações e cidades tem sido proposta como uma importante alternativa para que os países ampliem a base tecnológica de suas matrizes energéticas. No caso do Brasil, a possibilidade da incorporação da geração distribuída em edificações apresenta amparo legal por meio de recentes regulamentações do setor elétrico e das normas de melhoria da eficiência energética de edificações. Por estas razões, novos empreendimentos imobiliários com visão de sustentabilidade ambiental, estão avaliando o uso da geração distribuída na etapa de planejamento. Nesta dissertação, foi analisada uma proposta para atender as necessidades energéticas de um hospital (vapor, água quente, resfriamento e eletricidade) considerando as informações de demanda, classificadas em oito dias típicos do ano, dois por cada estação do ano (outono, inverno, primavera e verão) sendo um dia de trabalho normal e outro de final de semana. A proposta consiste na otimização de uma superestrutura composta de diferentes tecnologias de geração e cogeração incluindo equipamentos solares, para assim obter a melhor configuração em termos econômicos. A superestrutura é flexível, ou seja, permite a venda ou compra de eletricidade e analisa três casos, verificando-se a viabilidade de gerar mais eletricidade. Finalmente são apresentados os resultados da configuração final obtida pela otimização.

PALAVRAS-CHAVE: poligeração, otimização, sistemas térmicos, geração distribuída.

VARGAS, A. L. **Analysis of polygeneration opportunities in buildings and cities**. 2016, 119 f. Dissertation (Master in Mechanical Engineering) - Engineering Faculty - Guaratinguetá Campus, São Paulo State University, Guaratinguetá, 2016

ABSTRACT

Distributed generation in buildings and cities has been proposed as an important option for countries in order to include more technologies in their energy mixes. In Brazil, the possibility of including distributed generation in buildings has recent advances in energy policy and building energy efficiency standards. For these reasons, new construction projects of sustainable buildings include the assessment of distributed generation in the initial stages. In this work, we present an approach for attending energy needs (steam, hot water, cooling and electricity) of a hospital. The information about demand is classified in eight typical days, two for each season of the year (autumn, winter, spring and summer); a workday and a weekend day. The approach consists in the optimization of a superstructure containing different energy generation and cogeneration technologies like solar panels, for obtaining the best configuration in economic terms. The superstructure is flexible, this is, it allows buying or selling electricity. It also analyzes three cases, verifying the feasibility for generating more electricity. Finally, the results present the final configuration obtained from the optimization process.

KEYWORDS: Polygeneration, optimization, thermal systems, distributed generation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Comparação de geração de energia térmica e eletromecânica por separado (esquerda) vs. cogeração com produção térmica e elétrica em simultâneo (direita).....	32
Figura 2. Diagrama simplificado de um ciclo combinado.....	35
Figura 3. Tipos de Turbinas de Vapor usadas em cogeração.	38
Figura 4. (a) ângulo Zenital, inclinação, ângulo azimutal da superfície e o ângulo azimutal da superfície inclinada. (b) Vista de plano mostrando o ângulo azimutal.....	42
Figura 5. Curva característica I x V para vários níveis de radiação solar.	43
Figura 6. Eficiências dos Coletores solares planos.....	45
Figura 7. Árvore de classes de problemas de otimização.....	51
Figura 8. Estrutura apresentada no artigo de Safaeiet al. (2013).....	58
Figura 9. Superestrutura proposta.....	58
Figura 10. Turbina Capstone C600.....	59
Figura 11. Gráfico energia/temperatura da caldeira de recuperação calculada para a turbina a gás.	60
Figura 12. Motor VGF/L35	60
Figura 13. Gráfico energia vs. temperatura da caldeira de recuperação calculada para o motor a gás natural.	61
Figura 14. Motor Cummins QSK23	61
Figura 15. Gráfico energia vs. temperatura da caldeira de recuperação calculada para o motor Diesel.....	62
Figura 16. Demanda de eletricidade para as quatro estações, um dia de trabalho e outro dia de final de semana.	73
Figura 17. Demanda de água quente, para as quatro estações, um dia de trabalho e outro dia de final de semana.	73
Figura 18. Necessidade de vapor, para as quatro estações, um dia de trabalho e outro dia de final de semana.....	73
Figura 19. Necessidade de resfriamento, para as quatro estações, um dia de trabalho e outro dia de final de semana.	74
Figura 20. Foto do Hospital Campinas com as áreas disponíveis.	74

Figura 21. Superestrutura proposta.....	75
Figura 22. Esquema dos equipamentos para o caso A.	77
Figura 23. Linha de condição Turbina de Condensação Caso A, no diagrama de Mollier.....	78
Figura 24. Esquema dos equipamentos para o Caso B.....	79
Figura 25. Linha de condição Turbina de Contrapressão Caso B, no diagrama de Mollier.....	79
Figura 26. Esquema dos equipamentos para o caso C.....	80
Figura 27. Gráfico do Pinch Point para o vapor limite da faixa inferior - Caso A.....	80
Figura 28. Gráfico do Pinch Point para o vapor limite da faixa superior - Caso A.....	81
Figura 29. Curva de seleção das turbinas a gás - Caso A.....	82
Figura 30. Curva de seleção dos motores de combustão interna - Caso A.....	82
Figura 31. Gráfico do Pinch Point para o vapor limite da faixa inferior - Caso B.....	83
Figura 32. Gráfico do Pinch Point para o vapor limite da faixa superior - Caso B,.....	84
Figura 33. Curva de seleção da Turbina a Gás - Caso B.	86
Figura 34. Curva de seleção dos Motores de Combustão Interna - Caso B.	86
Figura 35. Gráfico do Pinch Point para o vapor limite da faixa inferior - Caso C.....	87
Figura 36. Gráfico do Pinch Point para o vapor limite da faixa superior - Caso C.....	88
Figura 37. Curva de seleção da Turbina a Gás - Caso C.	89
Figura 38. Curva de seleção dos Motores de combustão interna - Caso C.	89
Figura 39. Gráfico do Pinch Point dos gases e do vapor recuperado para a turbina Motor Sich Tv3-137.....	92
Figura 40. Gráfico do pinch point dos gases e do vapor recuperado para o motor Wärtsilä 16V34DF - 7200 @100% de carga.	94
Figura 41. Gráfico do pinch point dos gases e do vapor recuperado para o motor Waukesha16V 275 GL.....	95
Figura 42. Gráfico do pinch point dos gases e do vapor recuperado para o motor Waukesha12V 275 GL.....	96
Figura 43. Gráfico do pinch point dos gases e do vapor recuperado para o motor Wärtsilä 6L50DF.	97
Figura 44. Gráfico do Pinch Point dos gases e do vapor recuperado para o motor Wärtsilä 6L34DF (2700).....	98
Figura 45. Gráfico do Pinch Point dos gases e do vapor recuperado para o motor Waukesha16V 275 GL.....	99

Figura 46. Gráfico do Pinch Point dos gases e do vapor recuperado para o motor Wärtsilä 6L34DF (2700).....	100
Figura 47. Gráfico do Pinch Point dos gases e do vapor recuperado para o motor Wärtsilä 6L50DF.	101
Figura 48. Esquema do espaçamento entre equipamentos solares.	103
Figura 49. Fragmento da estrutura onde pode ser observado o nome das linhas de resfriamento 44, 18, 26 e 36.....	115
Figura 50. Fragmento da estrutura onde pode ser observado o nome das linhas de água quente 17, 27, 37, 7 e 42.....	117
Figura 51. Fragmento da estrutura onde pode ser observadas as linhas de geração e o consumo de energia elétrica.	120
Figura 52. Fragmento da estrutura onde pode ser observadas as linhas de vapor ao processo desde os casos propostos.....	120
Figura 53. Fragmento da superestrutura onde esta esquematizado o caso A.	121
Figura 54. Fragmento da superestrutura onde esta esquematizado o caso B.	122
Figura 55. Fragmento da superestrutura onde esta esquematizado o caso C.	123
Figura 56. Gráfico de demanda e oferta de eletricidade para um dia de trabalho em verão.....	130
Figura 57. Gráfico de demanda e oferta de eletricidade para um dia de final de semana em verão.....	131
Figura 58. Gráfico de demanda e oferta de eletricidade para um dia de trabalho em outono.	131
Figura 59. Gráfico de demanda e oferta de eletricidade para um dia de final de semana em outono.....	132
Figura 60. Gráfico de demanda e oferta de eletricidade para um dia de trabalho em inverno.	132
Figura 61. Gráfico de demanda e oferta de eletricidade para um dia de final de semana em inverno.	133
Figura 62. Gráfico de demanda e oferta de eletricidade para um dia de trabalho em primavera.	133
Figura 63. Gráfico de demanda e oferta de eletricidade para um dia de final de semana em primavera.....	134
Figura 64. Gráfico da demanda e oferta de vapor para um dia de trabalho em verão.....	135

Figura 65. Gráfico da demanda e oferta de vapor para um dia de final de semana em verão.....	135
Figura 66. Gráfico da demanda e oferta de vapor para um dia de trabalho em outono.....	136
Figura 67. Gráfico da demanda e oferta de vapor para um dia de final de semana em outono.	136
Figura 68. Gráfico da demanda e oferta de vapor para um dia de trabalho em inverno.	137
Figura 69. Gráfico da demanda e oferta de vapor para um dia de final de semana em inverno.	137
Figura 70. Gráfico da demanda e oferta de vapor para um dia de trabalho em primavera.	138
Figura 71. Gráfico de demanda e oferta de vapor pra um dia de final de semana em primavera.	138
Figura 72. Gráfico de demanda e oferta de resfriamento para um dia de trabalho em verão.....	139
Figura 73. Gráfico de demanda e oferta de resfriamento para um dia de final de semana em verão.....	140
Figura 74. Gráfico de demanda e oferta de resfriamento para um dia de trabalho em outono.	140
Figura 75. Gráfico de demanda e oferta de resfriamento para um dia de final de semana em outono.....	141
Figura 76. Gráfico de demanda e oferta de resfriamento para um dia de trabalho em inverno.	141
Figura 77. Gráfico de demanda e oferta de resfriamento para um dia de final de semana em inverno.	142
Figura 78. Gráfico de demanda e oferta de resfriamento para um dia de trabalho em primavera.	142
Figura 79. Gráfico de demanda e oferta de resfriamento para um dia de final de semana em primavera.....	143
Figura 80. Gráfico de demanda e oferta de água quente para um dia de semana em verão.....	144
Figura 81. Gráfico de demanda e oferta de água quente para um dia de final de semana em verão.....	144
Figura 82. Gráfico de demanda e oferta de água quente para um dia de semana em outono.	145

Figura 83. Gráfico de demanda e oferta de água quente para um dia de final de semana em outono.....	145
Figura 84. Gráfico de demanda e oferta de água quente para um dia de semana em inverno.	146
Figura 85. Gráfico de demanda e oferta de água quente para um dia de final de semana em inverno.	146
Figura 86. Gráfico de demanda e oferta de água quente para um dia de semana em primavera.	147
Figura 87. Gráfico de demanda e oferta de água quente para um dia de final de semana em primavera.....	147
Figura 88. Configuração final da superestrutura.	148

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Demanda do estudo de caso e eficiência solar e geração.	57
Tabela 2 - Informações cálculo caldeira de recuperação.....	60
Tabela 3 -- Calculo da caldeira de recuperação para o motor a gás.	62
Tabela 4 - Cálculo da caldeira de recuperação para o motor Diesel.	63
Tabela 5. Comparação artigo fonte e resultados obtidos pela metodologia proposta.	71
Tabela 6. Tipo de dia e quantidade de dias segundo estação.	72
Tabela 7. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação - Caso A.	81
Tabela 8. Valores para elaborar a curva da faixa inferior para seleção do equipamento - Caso A.	82
Tabela 9. Valores para elaborar a curva da faixa superior para seleção do equipamento - Caso A.	83
Tabela 10. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação - Caso B.....	84
Tabela 11. Valores para elaborar a curva da faixa inferior para seleção dos equipamentos - Caso B.....	85
Tabela 12. Valores para elaborar a curva da faixa superior para seleção dos equipamentos - Caso B.....	85
Tabela 13. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação - Caso C.....	87
Tabela 14. Valores para elaborar a curva da faixa inferior para seleção dos equipamentos - Caso C.....	88
Tabela 15. Valores para elaborar a curva da faixa superior para seleção dos equipamentos - Caso C.....	88
Tabela 16. Turbinas a Gás pré-selecionadas dos catálogos para todos os casos.	90
Tabela 17. Motores de Combustão Interna pré-selecionados dos catálogos para todos os casos.....	91
Tabela 18. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases da turbina Motor Sich TV3- Caso A, B e C.	93
Tabela 19. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases do Motor Wäertsilä 16V34DF com diferentes cargas- Caso A.....	94

Tabela 20. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases do Motor Waukesha16V 275 GL (General Electric) - Caso A.	95
Tabela 21. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases do Motor Waukesha12V 275 GL (General Electric) - Caso A.	96
Tabela 22. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases do Motor Wärtsila 6L50DF - Caso B.	97
Tabela 23. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases do Motor Wärtsila 6L34DF (2700) -Caso B.....	98
Tabela 24. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases do Motor Waukesha16V 275 GL - Caso B.	99
Tabela 25. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases do Motor Wärtsila 6L34DF (2700) -Caso C.....	100
Tabela 26. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases do Wärtsila 6L50DF-Caso C.	101
Tabela 27. Radiação solar meia para os oito casos analisados.....	102
Tabela 28. Informações painel Panda e geração de eletricidade obtida pela equação 6.4, segundo radiação solar	104
Tabela 29. Informações painel Kyocera e geração de eletricidade obtida pela equação 6.4,segundo radiação solar.....	105
Tabela 30. Informações painel SunWorld e geração de eletricidade obtida pela equação 6.4,segundo radiação solar.....	106
Tabela 31. Informações Aquecedor Solar Bosch e calor aproveitado obtida pela equação 6.5, segundo radiação solar.....	107
Tabela 32. Informações Aquecedor SolarHeliotek e calor aproveitado obtida pela equação 6.5,segundo radiação solar.....	108
Tabela 33. Informações Aquecedor Solar JellyFish e calor aproveitado obtida pela equação 6.5,segundo radiação solar.....	109
Tabela 34. Informações Aquecedor SolarSoletrol e calor aproveitado obtida pela equação 6.5,segundo radiação solar.....	110
Tabela 35. Informações do Sistema de Refrigeração por Compressão.	111
Tabela 36. Informações do sistema de Refrigeração por Absorção.	111
Tabela 37. Informação Técnica Básica da Caldeira de Vapor para a superestrutura.	111
Tabela 38. Informação Técnica Básica da Caldeira Auxiliar para Água Quente.....	111
Tabela 39. Significado dos subscritos - tipo de dia e estação.....	114

Tabela 40. Motores escolhidos com o caso correspondente.....	118
Tabela 41. Custos de investimento e de operação e manutenção dos equipamentos considerados na superestrutura proposta.....	129

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
COP	Coeficiente de desempenho para sistemas de refrigeração
edx	Subscrito que representa o tipo de dia e de estação.
HR	Heat Rate
HRSG	Caldeira de recuperação (sigla em inglês, <i>Heat Recovery System Generator</i>)
idt	Dia de trabalho em inverno
ifs	Dia de final de semana em inverno
odt	Dia de trabalho em outono
ofs	Dia de final de semana em outono
MCI	Motor de Combustão Interna
MILP	Programação Linear Inteira Mista
NOCT	Temperatura nominal de operação da célula.
PCI	Poder Calorífico Inferior de um combustível
pdt	Dia de trabalho em primavera
pfs	Dia de final de semana em primavera
PVT	Painéis fotovoltaico térmico híbrido.
RT	Toneladas de refrigeração (unidade)
SRA	Sistema de Refrigeração por Absorção
SRC	Sistema de Refrigeração por Compressão
vdv	Dia de trabalho em verão
vfs	Dia de final de semana em verão

LISTA DE SÍMBOLOS

P_{gsf}	Potência entregue pelo painel [W].
η_{gsf}	Eficiência instantânea do gerador solar fotovoltaico (GSF).
N_{gsf}	Número de painéis fotovoltaicos.
A_{gsf}	Área do painel fotovoltaico (em m ²).
$I_{T(\beta)}$	Radiação solar global num plano inclinado (W/m ²).
η_{rpf}	Eficiência de referência do painel FV à temperatura de referência.
η_{sp}	Eficiência do sistema de seguimento do ponto de máxima potência.
β_t	Coefficiente de temperatura da eficiência (1/°C).
T_a	Temperatura ambiente (°C).
T_r	Temperatura de referência da célula fotovoltaica (25°C).
D	Despesas.
R	Receita.
W	Potência nominal da microturbina a gás (caso hotel Coimbra, cap. 5).
PCI _{gn}	Poder calorífico inferior do gás natural.
$\dot{m}_{vapor}$	Vazão de vapor recuperado associada à microturbina a gás.
η_{cr}	Eficiência da Caldeira de Recuperação (caso hotel Coimbra, cap.).
$\dot{m}_{gases}$	Vazão dos gases de exaustão da microturbina a gás (caso hotel Coimbra, cap.5).
CP_{gas}	Calor específico dos gases de combustão (caso hotel Coimbra, cap.5).
T_{gas-in}	Temperatura dos gases de exaustão na entrada da caldeira de recuperação.
$T_{gas-out}$	Temperatura dos gases de exaustão na saída da caldeira de recuperação.
h_{v-tg}	Entalpia da água à entrada da caldeira (caso hotel Coimbra, cap.5).
h_{l-tg}	Entalpia da água à saída da caldeira (caso hotel Coimbra, cap.5).
$\dot{m}_{nom}$	Vazão nominal de combustível no motor Diesel (caso hotel Coimbra, cap.5).
$\dot{m}_{comb_T}$	Vazão de combustível no motor Diesel (caso hotel Coimbra, cap.5).
$\dot{W}_{mci_T}$	Potência do motor Diesel (caso hotel Coimbra, cap.5).
PCI _{diesel}	Poder Calorífico inferior do Diesel (caso hotel Coimbra, cap.5).
$\dot{m}_{gases_T}$	Vazão de gases de exaustão do motor Diesel (caso hotel Coimbra, cap.5).
$\dot{m}_{vapor_T}$	Vazão de vapor da caldeira de recuperação associada ao motor Diesel.

$\dot{m}_{nom}$	Vazão nominal do combustível do motor a gás natural.
$\dot{m}_{combgn_T}$	Vazão de combustível do motor a gás natural. (caso hotel Coimbra, cap.5)
$\dot{W}_{mcign_T}$	Potência do motor a gás natural (caso hotel Coimbra, cap.5)
$\dot{m}_{gasesgn_T}$	Vazão dos gases de exaustão do motor a gás natural.
$\dot{m}_{vaporgn_T}$	Vazão de vapor da caldeira de recuperação associado ao motor a gás natural.
$\dot{m}_{vaporb_T}$	Vazão de vapor produzida pela caldeira auxiliar.
η_{boiler}	Eficiência da caldeira auxiliar (caso hotel Coimbra, cap.5).
$\dot{m}_{combb_T}$	Vazão de combustível da caldeira auxiliar (caso hotel Coimbra, cap.5).
Q_{sra_T}	Calor rejeitado pelo sistema SRA (caso hotel Coimbra, cap.5).
COP_{sra}	Rendimento do sistema SRA.
$\dot{m}_{v_tg_T}$	Vazão de vapor de entrada da caldeira de recuperação da microturbina a gás.
$\dot{m}_{v_diesel_T}$	Vazão de vapor de entrada da caldeira de recuperação do motor Diesel.
$\dot{m}_{v_gasnat_T}$	Vazão de vapor de entrada da caldeira de recuperação do motor a gás nat.
Q_{src_T}	Calor rejeitado pelo sistema SRC (caso hotel Coimbra, cap.5).
COP_{src}	Rendimento do sistema SRC.
$W_{liq_src_T}$	Energia elétrica consumida pelo compressor do sistema SRC.
W_{pfv_T}	Energia elétrica gerada pelos painéis fotovoltaicos.
EE_{purch_T}	Energia elétrica comprada à rede.
EE_{sell_T}	Energia elétrica vendida à rede.
R_T	Demanda de resfriamento segundo o bloco de carga (caso hotel Coimbra).
Q_{aqsol_T}	Calor gerado pelos aquecedores solares.
Q_{jaq_diesel}	Calor gerado pela jaqueta de água do motor Diesel.
Q_{jaq_gn}	Calor gerado pela jaqueta de água do motor a gás natural.
Q_{boiler_T}	Calor gerado pela caldeira auxiliar.
Q_T	Demanda de aquecimento por bloco de carga (caso hotel Coimbra).
D_{inv}	Despesas pelos custos de investimento.
D_{comb}	Despesas pelos custos de combustível.
$D_{O\&M}$	Despesas pelos custos de operação de manutenção.
$custo_Diesel$	Preço do combustível Diesel dado em kg/s.
h_T	Duração em horas dos blocos de carga.
$custo_gn$	Preço do combustível gás natural dado em kg/s.

Custo_Ap	Custo do equipamento em função da potência, R\$/kW.
FRC	Fator de Recuperação de capital
W_{ger_T}	Potência elétrica gerada pelo equipamento em determinado bloco de carga.
CEC	Valor de venda de energia elétrica gerada pelo sistema.
$\dot{m}_{47}$	vazão de água que entra no aquecedor de mistura.
$\dot{m}_{14}$	vazão de vapor necessitado no aquecedor de mistura.
$\dot{m}_{17}$	vazão conhecida do valor máximo de água quente necessitada.
h_{47}	Entalpia da água no ponto 47 (ver figura 22).
h_{14}	Entalpia da água no ponto 14 (ver figura 22).
h_{17}	Entalpia da água no ponto 17 (ver figura 22).
$\dot{m}_{11}$	vazão de vapor necessitada para abastecer demanda de vapor, aquecimento e resfriamento do processo (ver figura 22).
$\dot{m}_{15}$	Vazão de vapor necessitada para o SRA para obter a vazão máxima de resfriamento das demandas (ver figura 22).
$\dot{m}_{16}$	Vazão de vapor máxima de processo necessitada (ver figura 22).
$\dot{m}_{13}$	Vazão de vapor de condensado (ver figura 22), sendo o 20% da vazão $\dot{m}_{12}$.
$\dot{m}_{12}$	Vazão de vapor da extração da turbina de condensação (ver figura 22)
W_{pv}	Energia elétrica obtida por painéis solares.
$A_{geração}$	Área de geração dos painéis fotovoltaicos.
<i>Radiação</i>	Radiação solar segundo o local (neste caso, para a cidade de Campinas)
η_{painel}	Eficiência do painel fotovoltaico.
Q_{solar}	Aquecimento gerado pelos aquecedores solares.
C_p	Calor específico da água.
ΔT	Diferença de temperatura na entrada e na saída do aquecedor solar.
edx_n	Sufixo para definir tipo de dia, estação e hora (caso hospital campinas, capítulo 6).
R_{SRC}	Resfriamento obtido pelo SRC.
R_{SRA}	Resfriamento obtido pelo SRA.
Re_{dx_n}	Dados de necessidade de resfriamento do hospital.
h_{Ve}	Entalpia do vapor na entrada ao sistema.
h_{Vs}	Entalpia do vapor na saída do sistema.
$\dot{m}_{24}$	Vazão de vapor para o SRA do caso B (ver figura 49)
$\dot{m}_{34}$	Vazão de vapor para o SRA do caso C (ver figura 49)

$\dot{m}_{mis_edx_n}$	Vazão da água quente obtida pelos aquecedores de mistura.
$\dot{m}_{jmci}$	Vazão da água quente proveniente da jaqueta do motor selecionado.
$\dot{m}_{caus_n}$	Vazão de água quente produzida pela caldeira de água quente auxiliar.
$\dot{m}_{aqs_edx_n}$	Vazão de água quente produzida pelo aquecedor solar.
$\dot{m}_{aguaquente_n}$	Vazão da demanda de água quente do hospital.
$Q_{aqs_edx_n}$	Calor gerado (água quente) pelo aquecedor solar.
$Q_{aqsbosch_edx_n}$	Calor gerado (água quente) pelo aquecedor solar marca Bosch.
$Q_{aqsheliotek_edx_n}$	Calor gerado (água quente) pelo aquecedor solar marca Heliotek.
$Q_{aqsJF_edx_n}$	Calor gerado (água quente) pelo aquecedor solar marca JellFish.
$Q_{aqssoletrol_edx_n}$	Calor gerado (água quente) pelo aquecedor solar marca Soletrol.
$Area_{aqs_nome}$	Área disponível do aquecedor solar.
η_{nome}	Eficiência de cada um dos aquecedores solares.
W_{tv}	Potência elétrica produzida pela turbina a vapor.
W_{pumps}	Energia elétrica consumida pelas bombas do sistema.
$EE_{dem_edx_n}$	Energia elétrica necessitada no Hospital.
$W_{tv_cond_edx_n}$	Potência elétrica produzida pela turbina a vapor de condensação.
$W_{tv_cpres_edx_n}$	Potência elétrica produzida pela turbina a vapor a contrapressão.
$W_{pv_edx_hn}$	Potência gerada pelo painel fotovoltaico.
$W_{panda_edx_hn}$	Potência gerada pelo painel fotovoltaico marca Panda.
$W_{kyocera_edx_hn}$	Potência gerada pelo painel fotovoltaico marca Kyocera.
$W_{sunW_edx_hn}$	Potência gerada pelo painel fotovoltaico marca SunWorld.
$Area_{ger_{pv_nome}}$	Área disponível para geração pelo painel fotovoltaico.
$Radiação_{edx_hn}$	Radiação solar do dia edx e da hora hn de sol.
$\dot{m}_{A_edx_n}$	Vazão de vapor de produto gerada pelo caso A.
$\dot{m}_{B_edx_n}$	Vazão de vapor de produto gerada pelo caso B.
$\dot{m}_{C_edx_n}$	Vazão de vapor de produto gerada pelo caso C.
h_{12}	Entalpia da água no ponto 12 (ver figura 51).
h_{13}	Entalpia da água no ponto 13 (ver figura 51).
h_{11}	Entalpia da água no ponto 11 (ver figura 51).
$\dot{m}_{21}$	Vazão de vapor de entrada na turbina de contrapressão (ver figura 54).
$\dot{m}_{22}$	Vazão de vapor da saída na turbina de contrapressão (ver figura 54).

$\dot{m}_{23}$	Vazão de vapor para o aquecedor de mistura caso B (ver figura 54).
$\dot{m}_{24}$	Vazão de vapor para o SRA caso B (ver figura 54).
$\dot{m}_{25}$	Vazão de vapor de processo produzido pelo caso B (ver figura 54).
$\dot{m}_{27}$	Vazão de água quente produzida pelo aquecedor de mistura - caso B (figura 54).
h_{21}	Entalpia da água no ponto 21 (ver figura 54).
h_{22}	Entalpia da água no ponto 22 (ver figura 54).
$\dot{m}_{31}$	Vazão de vapor de entrada na válvula de expansão (ver figura 55).
$\dot{m}_{32}$	Vazão de vapor da saída da válvula de expansão (ver figura 55).
$\dot{m}_{33}$	Vazão de vapor para o aquecedor de mistura caso C (ver figura 55).
$\dot{m}_{34}$	Vazão de vapor para o SRA caso C (ver figura 54).
$\dot{m}_{35}$	Vazão de vapor de processo produzido pelo caso C (ver figura 54).
$\dot{m}_{80}$	Vazão de vapor correspondente à caldeira de recuperação dos gases da turbina a gás.
$\dot{m}_{60}$	Vazão de vapor correspondente à caldeira de vapor auxiliar.
$\dot{m}_{70}$	Vazão de vapor correspondente à caldeira de recuperação dos gases de exaustão do motor.
$\dot{m}_{comb_TG}$	Vazão de combustível da turbina a gás.
$\dot{m}_{comb_bolieraq}$	Vazão de combustível da caldeira de água quente.
$\dot{m}_{comb_boiler_vapor}$	Vazão de combustível da caldeira de vapor auxiliar.
$\dot{m}_{comb_mci}$	Vazão de combustível do motor a gás natural.
W_{TG}	Potência elétrica produzida pela turbina a gás.
SRA_{bys100}	Custo do SRA marca BYS100.
SRC_{Trane}	Custo do SRC marca Trane.
M	Quantidade de equipamentos de refrigeração por compressão (SRC).
$k16v$	Custo do motor a gás natural Waukesha K16v
W_{k16v}	Potência nominal gerada pelo motor K16v.
$Boiler_{vap}$	Custo da caldeira de vapor auxiliar.
$Boiler_{aq}$	Custo da caldeira de água quente auxiliar.
U	Quantidade de caldeira de água quente.
TV_{cond}	Custo da turbina a vapor de condensação.

TV_{contrp}	Custo da turbina a vapor de contrapressão.
$Panda$	Custo do painel fotovoltaico marca Panda.
$Kyocera$	Custo do painel fotovoltaico marca Kyocera.
$sunworld$	Custo do painel fotovoltaico marca SunWorld.
$Bosch$	Custo do aquecedor solar marca Bosch.
$Heliotek$	Custo do aquecedor solar marca Heliotek.
$Jellyfish$	Custo do aquecedor solar marca JellyFish.
$soletrol$	Custo do aquecedor solar marca Soletrol.
k	Quantidade de aquecedores solares.
j	Quantidade de paineis fotovoltaicos.
AM	Custo aquecedor de mistura.
$Valv_exp$	Custo Válvula de expansão.
SRA_{om}	Custo de operação e manutenção do SRA.
SRC_{om}	Custo de operação e manutenção do SRC.
TG_{om}	Custo de operação e manutenção da Turbina a gás.
MCI_{om}	Custo de operação e manutenção do motor a gás natural.
TV_{om}	Custo de operação e manutenção da Turbina a vapor.
$Painelfv_{om}$	Custo de operação e manutenção do painel fotovoltaico.
AM_{om}	Custo de operação e manutenção do aquecedor de mistura.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	5
RESUMO	7
1 INTRODUÇÃO	27
1.1 OBJETIVOS DA DISSERTAÇÃO	29
1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	29
2 TECNOLOGIAS DE COGERAÇÃO	31
2.1 COGERAÇÃO E POLIGERAÇÃO	31
2.2 TECNOLOGIAS DE COGERAÇÃO ATUAIS	33
2.2.1 Cogeração com turbina a gás	34
2.2.1.1. Ciclo combinado	34
2.2.1.2 Microturbinas	35
2.2.2 Cogeração com motor de combustão interna	36
2.2.3 Cogeração com células combustíveis	37
2.2.4 Turbina a vapor	38
2.2.5 Sistemas de refrigeração	39
3 ENERGIA SOLAR E TECNOLOGIAS	40
3.1 CÁLCULO DE RADIAÇÃO SOLAR SOBRE SUPERFÍCIES INCLINADAS	40
3.2 PAINÉIS FOTOVOLTAICOS	42
3.3 AQUECEDORES SOLARES	44
3.4 COGERAÇÃO COM ENERGIAS RENOVÁVEIS	45
4 OTIMIZAÇÃO EM SISTEMAS TÉRMICOS DE COGERAÇÃO	49
4.1 PROJETO DE SISTEMAS TÉRMICOS	49
4.1.1 Avaliação da necessidade por diferentes formas de energia	49
4.1.2 Seleção de equipamentos e estrutura	50
4.1.3 Dados técnicos e avaliação econômica	50
4.2 OTIMIZAÇÃO	50
4.2.1 Técnicas de otimização	51
4.2.2 Software para Otimização	52
4.2.3 Exemplos de aplicação de técnicas de otimização	52
4.2.4 Características dos problemas de otimização	53
4.2.4.1 Restrições do sistema	53

4.2.4.2	Variáveis	53
4.2.4.3	Função objetivo	54
4.3	MODELAGEM TERMODINÂMICA	54
4.3.1	Suposições	54
4.3.2	Equações governantes	55
5	AVALIAÇÃO DA METODOLOGIA DE MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO	56
5.1	ESTUDO DE CASO	56
5.2	SUPERESTRUTURA PROPOSTA	57
5.3	MODELAGEM MATEMÁTICA	59
5.3.1	Equipamentos	59
5.3.2	Variáveis e informação de entrada	63
5.3.3	Restrições	64
5.3.4	Função objetivo	65
5.3.5	Equações governantes	65
5.3.6	Avaliação econômica	69
5.4	RESULTADOS	70
5.5	ANÁLISE E COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS	71
6	MODELAGEM Matemática E OTIMIZAÇÃO	72
6.1	ESTUDO DE CASO: HOSPITAL EM CAMPINAS (SP).....	72
6.2	SUPERESTRUTURA PROPOSTA	75
6.3	SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS DA SUPERESTRUTURA.	76
6.3.1	Caso A	76
6.3.2	Caso B	78
6.3.3	Caso C - Faixa de Vapor.....	79
6.3.4	Modelagem das Caldeiras de Recuperação e Curva de Seleção - Caso A	80
6.4	MODELAGEM MATEMÁTICA.....	112
6.4.1	Variáveis, Parâmetros e Informações de Entrada	112
6.4.2	Restrições	113
6.4.3	Função Objetivo	113
6.4.4	Equações Governantes.....	113
6.4.4.1	Equações das demandas energéticas.	113
6.4.4.2	Equações de Balanço de massa e energia dos casos propostos	121

6.5	RESULTADOS	130
7.	CONCLUSÕES	149
	REFERENCIAS	151

1 INTRODUÇÃO

Com o crescimento da população, vem o aumento das necessidades energéticas e, por conseguinte, a demanda de mais recursos de disponibilidade limitada como são os combustíveis fósseis. A tecnologia desenvolvida para converter aqueles recursos em energia não é tão eficiente, incluindo as perdas na sua distribuição, situação que causa problemas ambientais e econômicos. Portanto, a geração distribuída, utilizando tecnologias de poligeração junto com a otimização de sistemas energéticos, apresentam-se como uma solução factível para um maior aproveitamento dos recursos naturais disponíveis sem sacrificar as comodidades da vida moderna, tão dependente da energia.

Comumente a potência elétrica solicitada nas cidades, edifícios ou indústrias, é fornecida por grandes usinas geradoras, localizadas longe do lugar do uso. Este tipo de geração é conhecido como *geração centralizada*, onde precisam-se linhas de transmissão e equipamentos de controle para garantir a chegada da eletricidade ao usuário final. Embora seja o tipo de geração mais generalizada, as desvantagens são os impactos ambientais (independentemente do recurso utilizado) e as perdas técnicas devido ao efeito Joule nas linhas de transmissão.

Por outro lado, na *geração distribuída* a eletricidade é produzida próximo aos consumidores sem levar-se em consideração, para efeito de classificação, a capacidade gerada, a tecnologia ou a fonte de energia (BRITTO, 2013). Este tipo de geração tem diversas vantagens: maior confiabilidade, maior aproveitamento da energia gerada (o calor rejeitado pode ser usado para cogeração ou poligeração), não apresenta perdas por transporte, melhor aproveitamento de recursos ou fontes de energia perto do local de consumo e um menor impacto ambiental (BONA; RUPPERT FILHO, 2004).

A geração distribuída pode estar ou não conectada à rede de distribuição. Quando conectada, dependendo das legislações de cada país, permite-se aos usuários comprar eletricidade ou vender o excedente da geração à rede de distribuição. Isto é possível com sistemas flexíveis, bidirecionais os quais são os mais utilizados quando se faz uso de sistemas de cogeração. Diferentes tipos de tecnologias permitem este tipo de integração com a rede. Por exemplo, existem microturbinas que oferecem a possibilidade de trabalhar com conexão à rede, mas quando são ultrapassados determinados níveis de tensão ou de frequência, elas podem operar de forma autônoma (BONA; RUPPERT FILHO, 2004).

Em geral, a integração do uso de energias renováveis num sistema energético, é uma das alternativas para reduzir a contaminação gerada pelos sistemas térmicos e para fomentar o uso de tecnologias com fontes alternativas de energia. O uso destas tecnologias ainda está tentando superar os altos custos de investimento (KHOURY et al, 2016); no entanto, são muito utilizados em sistemas híbridos utilizando os equipamentos solares como sistemas auxiliares para fornecer energia tanto elétrica quanto térmica, fazendo que o investimento seja menor e obtendo as vantagens do sistema térmico convencional (estabilidade e economia), quanto das tecnologias renováveis (menor impacto ambiental).

Além de utilizar fontes renováveis de energia, uma das maneiras de minimizar o impacto ambiental é usando tecnologias de cogeração, as quais permitem obter de uma fonte energética dois ou mais produtos, os quais são traduzidos como maior eficiência no uso do combustível e permitem recuperar o calor que usualmente é jogado na atmosfera.

Associando a geração distribuída com o uso de energias renováveis e poligeração, é possível propor sistemas que integrem estes conceitos. Uma forma para que este tipo de proposta seja viável, é utilizando técnicas de otimização sobre uma superestrutura capaz de misturar diferentes tipos de tecnologias que visem satisfazer alguma necessidade particular, neste caso edificações ou cidades.

Com a união das anteriores considerações às tecnologias de computação, automatização e controle é que nasce o termo *Smart Grid*. Segundo o Departamento de Energia dos Estados Unidos¹, a *Smart Grid* permite uma comunicação bidirecional entre usuários e fornecedores com um controle nas redes elétricas. Alguns dos benefícios são: transmissão eficiente de eletricidade, maior integração dos sistemas de energia renovável, melhor segurança, restabelecimento rápido no caso de perturbações elétricas e redução de custos por gestão. Isto resulta numa maneira de obter maior controle dos recursos naturais, manter lugares específicos auto abastecidos energeticamente como hospitais, entre outros. Pode-se concluir que os sistemas de geração distribuída flexíveis são o núcleo deste conceito.

Neste trabalho, propõe-se um sistema de poligeração que é concebido como uma superestrutura capaz de atender às necessidades de consumidores do setor residencial-comercial. Primeiro, valida-se a metodologia proposta comparando os resultados de um caso encontrado na literatura: um complexo de hotéis na cidade de Coimbra (Portugal). Safaei et al. (2013) propõem três configurações que são otimizadas em separado, comparando os resultados. A superestrutura foi também otimizada em termos econômicos, obtendo resultados

¹ Site do departamento de energia dos Estados Unidos <http://energy.gov/oe/services/technology-development/smart-grid>

próximos dos obtidos no artigo citado. Posteriormente, propõe-se uma superestrutura para um hospital em Campinas, que inclui equipamentos selecionados conforme a pesquisa bibliográfica sobre o tema e calculados para atingir primeiramente as necessidades térmicas com uma produção igual ou superior à demanda. Finalmente, após a otimização obtém-se a melhor configuração para satisfazer as demandas e também minimizar os custos envolvidos.

1.1 Objetivos da dissertação

O presente trabalho tem como objetivos, identificar tecnologias de poligeração que possam ser aplicadas em edificações e cidades, considerando-se a possibilidade de incorporar fontes alternativas de energia. Depois da análise destas tecnologias, foi estruturado um modelo de otimização linear inteiro misto associado a uma superestrutura, para se obter uma configuração ótima do sistema de poligeração.

1.2 Estrutura da dissertação

O presente trabalho está dividido em seis capítulos que apresentam os principais conceitos aplicados na pesquisa, sendo a revisão de literatura realizada, a avaliação da metodologia utilizando o estudo de caso do complexo de hotéis descrito na literatura, e uma análise de um estudo de caso com informações de necessidades energéticas multitemporais onde foi proposta uma superestrutura, feita a sua otimização e discutido os resultados.

No capítulo 2 descrevem-se os conceitos de cogeração e poligeração. Também são estudadas as tecnologias de cogeração mais utilizadas segundo a literatura, com exemplos da aplicação dos equipamentos mencionados.

Já no seguinte capítulo, são apresentados conceitos de energia solar, tecnologias utilizadas e alguns cálculos para dimensionamento e uso da energia.

O estado da arte e os tipos de otimização em sistemas térmicos são apresentados no capítulo 4, descrevendo os passos para projetar estes sistemas, as principais técnicas de otimização e características da modelagem de otimização.

Os conceitos tratados nos capítulos anteriores foram aplicados no capítulo 5, onde foi realizada uma análise de um complexo de hotéis na cidade de Coimbra (Portugal). Os

resultados são comparados com os aqueles reportados no artigo de referência para assim comprovar a metodologia utilizada.

Posterior à comprovação da metodologia, no capítulo 6 é realizada uma análise completa para um Hospital na cidade de Campinas, estado de São Paulo, com informações de demanda multitemporais, obtendo com a otimização a melhor configuração em termos econômicos.

Finalmente, no capítulo 7 são apresentadas as conclusões finais deste trabalho de dissertação.

2 TECNOLOGIAS DE COGERAÇÃO

2.1 Cogeração e poligeração

A cogeração consiste em obter diferentes formas de energia útil simultaneamente a partir de uma mesma fonte energética para serem aproveitadas num processo determinado. As duas formas de energia obtidas usualmente são energia eletromecânica e térmica, onde a primeira pode ser usada para geração de potência elétrica ou acionamento de equipamentos, enquanto a energia térmica pode ser utilizada para aquecer ambientes, água, gerar vapor ou produzir resfriamento para diferentes aplicações em nível doméstico ou industrial.

De acordo com Balestieri (2002), "é o aproveitamento de uma parcela da energia que teria de ser obrigatoriamente rejeitada por força da Segunda Lei da Termodinâmica, resultando em um aumento da eficiência global do ciclo térmico". Os benefícios da cogeração são basicamente três:

- A quantidade de combustível utilizada é reduzida. O uso de um único combustível para gerar dois tipos de energia é menor que o uso de dois combustíveis como gasto individual para gerar cada uma delas, já que usualmente da metade a uma terceira parte da energia primária necessária para gerar eletricidade, é rejeitada ao ambiente em forma de calor segundo Certs (2002). Além disso, segundo Bona e Ruppert Filho (2004) o preço do combustível pode ter uma queda pela baixa demanda;
- Baixas emissões de poluentes pelo mesmo argumento anterior;
- Diminuição dos impactos ambientais pela redução de calor emitida à atmosfera devido ao melhor aproveitamento.

Portanto, a cogeração é um dos métodos para o uso racional da energia, no qual 80% do combustível podem ser aproveitáveis (JARAMILLO, 2011). Citando o exemplo de Barja (2006), considera-se um sistema de cogeração que produz vinte unidades de energia eletromecânica e cinquenta unidades de energia útil, a eficiência total seria de 70%. Realizando a comparação com uma configuração que gere essas quantidades de energia separadamente, seria necessária maior quantidade de combustível, com uma eficiência total de 58,5%. Na Figura 1 pode-se observar graficamente este exemplo.

O termo *poligeração* é derivado da cogeração, mas se diferencia por ter um maior aproveitamento da energia térmica. Em outras palavras, o calor gerado pode ser empregado tanto para suprir calor quanto resfriamento, além de produzir outros recursos, como água

potável ou até biocombustíveis. Em síntese, a cogeração obtém duas formas de energia a partir de uma fonte, enquanto a poligeração pode-se obter três ou mais tipos de energia (KHAN et al., 2014).

Figura 1. Comparação de geração de energia térmica e eletromecânica em separado (esquerda) vs. cogeração com produção térmica e elétrica em simultâneo (direita).



Fonte: Barja (2006).

Alguns casos na literatura, como Serra et al. (2009), utilizam um sistema de poligeração para aprimorar o uso dos recursos naturais e obter múltiplos produtos, aplicando este esquema na indústria e em edificações. Conforme tal referência, as entradas ao sistema são água do mar, cana de açúcar, milho, biomassa, combustíveis (óleo combustível, carvão, gás natural) e os produtos podem ser eletricidade, água quente, vapor, água potável, açúcar, biodiesel e biogás. As entradas e os produtos dependem das demandas e a natureza do usuário e, assim, a caracterização do sistema poligerador.

Piacentino et al. (2014) apresenta três casos de aplicação de poligeração em edifícios (um hotel, um hospital e um edifício de escritórios), no qual o sistema fornece eletricidade, aquecimento de ambientes, água quente e resfriamento. Buonomano et al. (2014), propõe um sistema poligerador para suprir as necessidades de aquecimento, resfriamento, água quente e eletricidade num hospital universitário em Nápoles (Itália) baseado em energias renováveis (coletores solares térmicos e fotovoltaicos).

O uso da cogeração na indústria é estimulado pelos ganhos em custos a longo prazo, pela oportunidade de venda de energia gerada à rede e por incentivos governamentais. Na Europa, a legislação para promover o uso da cogeração começou em 2004 com a regulação 2004/8/EC e, na atualidade, a legislação continua incentivando o crescimento da poligeração (PIACENTINO et al., 2014). No caso do Brasil, a resolução da ANEEL (BRASIL, 2006), define a cogeração qualificada, os requisitos técnicos e jurídicos para a instalação, e os incentivos correspondentes, como a redução das tarifas de uso dos sistemas de distribuição e a isenção de impostos.

Para o setor residencial-comercial (por exemplo, edifícios de escritórios, habitação, hotéis, hospitais, centros de ensino, centros comerciais e centros esportivos), o uso da cogeração é uma solução ótima para suprir as necessidades energéticas e minimizar os impactos ambientais, já que conforme Perez-Lombard et al. (2008), a energia usada para aquecimento, resfriamento e iluminação, são responsáveis por quase 40% das emissões de carbono dos países desenvolvidos.

Por estas razões, o setor residencial precisa de diferentes tipos de energia térmica, sendo a poligeração uma das melhores opções. Isto incentiva a geração distribuída, a qual é uma alternativa eficiente, confiável e ecologicamente correta na visão do Alanne e Saari (2006). Nesse sentido, no Brasil a ANEEL tem definido a geração de pequenas centrais como microgeração (até 100 kW) e minigeração (entre 100 kW e 1 MW). Logo, as pequenas centrais geradoras "utilizam fontes com base em energia hidráulica, solar, eólica, biomassa ou cogeração qualificada, conectadas à rede de distribuição, por meio de instalações de unidades consumidoras" (ANEEL, 2014).

2.2 Tecnologias de cogeração atuais

Na atualidade, existem tecnologias para implementação de sistemas de cogeração ou poligeração dependendo das demandas de eletricidade, calor e resfriamento. As demandas para edificações podem variar de acordo com as estações do ano, em que alguns meses do ano será necessário realizar resfriamento e em outros seria necessário realizar aquecimento. Tais tipos de tecnologias também podem utilizar diferentes tipos de combustíveis do tipo convencional, biocombustíveis ou biomassa.

Dependendo da maior demanda energética (térmica ou elétrica), os ciclos de cogeração pode ser projetados no regime *topping* ou *bottoming* (FERREIRA, 2008). Quando a prioridade de geração é de potência elétrica, o ciclo opera em regime *topping*, ou seja, a energia eletromecânica é gerada com prioridade sobre a térmica; e quando a maior necessidade é de energia térmica, o ciclo opera no regime de geração *bottoming* (BALESTIERI, 2002).

Os principais ciclos usados para sistemas de cogeração são: ciclo Diesel e ciclo Otto (motor de combustão interna), ciclo Rankine (turbina a vapor), ciclo Brayton (turbina a gás) e ciclo combinado (turbina a gás com caldeira de recuperação e turbina a vapor). Para micro e minigeração, também é utilizado, segundo a literatura (BULATOV e KUHN, 2008;

ONOVWIONA e UGURSAL, 2006; NAIMASTER IV e SLEITI, 2013 e CHEMISANA et al., 2013), motores Stirling, células combustíveis e tecnologias com energia solar.

2.2.1 Cogeração com turbina a gás

A turbina a gás é um conjunto compacto de equipamentos, os quais são: compressor, câmara de combustão e turbina, onde tanto o compressor quanto a turbina compartilham o eixo. Esta máquina trabalha com o ciclo Brayton aberto, entrando o ar no compressor e passando para a câmara de combustão, sendo queimado o combustível. Os gases quentes da combustão são expandidos na turbina de vários estágios, convertendo a energia cinética em energia mecânica fazendo girar o eixo que pode estar unido a um gerador e assim obter potência elétrica.

As vantagens que tem este tipo de equipamento é que atualmente trabalha com uma variedade de combustíveis, tanto líquido quanto gasosos, como, por exemplo, gás natural, biomassa gaseificada ou óleos combustíveis; também como descrito por Jaramillo (2011), os gases de escape depois de passar pela turbina apresentam temperaturas entre 450°C e 650°C, o que permite serem aproveitados para processo térmicos. As turbinas a gás são classificadas em dois tipos dependendo o propósito principal de aplicação:

- As aeroderivadas, as quais são máquinas térmicas originalmente construídas para o segmento aeronáutico e empregadas para geração de eletricidade após a vida útil nesse tipo de aplicação; apresentam construção compacta e alto rendimento (35% a 42% de eficiência);
- As industriais *heavy duty*, são turbinas com rendimento inferior, com a finalidade de obter gases de exaustão a temperaturas elevadas para aproveitar em ciclo combinado ou em algum outro processo onde é aproveitado o calor rejeitado.

Em cogeração, a relação de produção de eletricidade/calor é da ordem de 0,5 a 0,8 (BARJA, 2006).

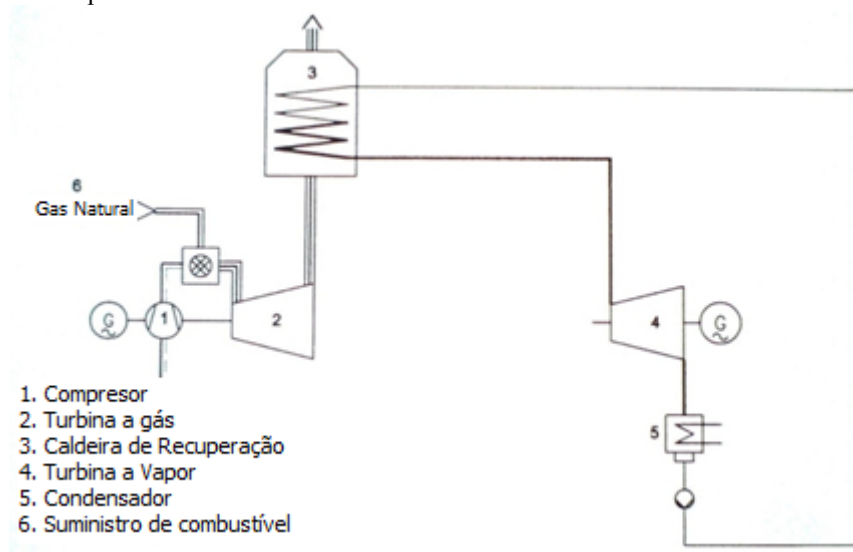
2.2.1.1. Ciclo combinado

Corresponde principalmente à combinação de um ciclo de turbina a gás aberto e um ciclo a vapor. Só na década de 1970, a tecnologia permitiu obter temperaturas elevadas dos gases de exaustão, o suficiente para projetar ciclos combinados eficientes. Este ciclo tem

várias vantagens, sendo adaptável tanto no regime *topping* quanto no regime *bottoming*. Como descrito por Kehlhofer et al. (1999), o ar pode ser introduzido a uma alta temperatura nas modernas turbinas a gás (acima os 1100°C) facilitando o ciclo *topping*; e para o ciclo *bottoming*, como o vapor/água são baratos, tem disponibilidade e não são perigosos, são adequados para médias a baixas temperaturas. A Figura 2 apresenta o diagrama simplificado de um ciclo combinado.

Como exemplo do uso desta tecnologia, Ferreira et al. (2010) propõe um sistema de poligeração onde é selecionado um conjunto de turbinas a gás em ciclo combinado, efetuando um modelo de otimização misto linear inteiro. As turbinas podem utilizar gás natural e gás de síntese de biomassa como combustível, para atender as necessidades de Ubatuba, cidade do litoral paulista. Esta estrutura atinge as necessidades de água potável usando uma síntese com dessalinizador por osmose reversa, energia elétrica e energia térmica (vapor de água quente para aquecimento ou resfriamento).

Figura 2. Diagrama simplificado de um ciclo combinado



Fonte: Kehlhofer et al. (1999)

2.2.1.2 Microturbinas

São turbinas a gás de pequeno porte. Esta tecnologia evoluiu das aplicações industriais para aplicações de geração distribuída, com peso e dimensões reduzidas e baixas emissões de poluentes e de ruído (BRUNO et al., 2002). Segundo Hamilton (2003), as microturbinas tem eficiências próximas de 30%, mas sua eficiência total quando instalada em sistemas de cogeração, pode ser maior de 80%.

Atualmente no mercado, existem microturbinas em potências de 30 kW até 250 kW, e os principais fabricantes são Capstone, Elliot, Ingersoll Rand, Bowman e a Tubec (BONA; RUPPERT FILHO, 2004). Apesar das vantagens para o uso em edifícios, incluindo os baixos custos de manutenção (devido à simplicidade da construção e das poucas partes em movimento), o custo de investimento da tecnologia é ainda alto. Isto representa um dos inconvenientes para sua implantação.

2.2.2 Cogeração com motor de combustão interna

Os motores de combustão (ciclos Otto e Diesel) trabalham com uma variedade de combustíveis, estando disponíveis no mercado em uma grande faixa de potência (segundo Jaramillo (2011), alguns quilowatts até 100 MW), bom fator de disponibilidade e construção compacta, além de atingirem elevadas temperaturas. Os gases de exaustão se situam entre 300 °C e 400°C, os quais podem ser utilizados diretamente em processos ou através de uma caldeira de recuperação.

A energia térmica de um motor pode ser recuperada de quatro formas: a partir dos gases de exaustão, da água de refrigeração do motor, do óleo lubrificante e da refrigeração do turbocompressor (BARJA, 2006).

Na pesquisa realizada por Ehyaei et al. (2012), descreve-se o uso de um motor de combustão interna como gerador elétrico com cogeração (com água da jaqueta para resfriamento do motor e obter água quente e recuperação dos gases de exaustão por um trocador de calor). Neste caso, o usuário corresponde a um conjunto de edifícios na cidade de Teerã para satisfazer as necessidades elétricas, água quente, resfriamento e aquecimento. Foi escolhido um motor de combustão interna como equipamento para geração de energia, incluindo a cogeração para aproveitar a água de resfriamento do motor e o calor dos gases de exaustão.

Realizou-se uma estimativa das necessidades, dimensionamento da estrutura (por exemplo, o número de motores requeridos), assim como diferentes configurações da estrutura para inverno e verão, bem como foi realizada uma análise energética, exergética e econômica. Finalmente, os autores compararam os resultados em dois casos: primeiro, colocando a estrutura sem alterar o edifício de nenhuma maneira e segundo, isolando paredes, teto e outras técnicas para ganho de energia, e assim conseguiram diminuir três dos cinco motores que constavam na estrutura inicial.

No caso proposto por Celador et al. (2011) foi estudado a viabilidade de um sistema de cogeração para habitação com as leis espanholas e um estudo econômico. A estrutura apresentada foi a de um motor alternativo e uma caldeira usando gás natural como combustível para satisfazer as necessidades de eletricidade, aquecimento e resfriamento. Os autores avaliam motores com diferente geração de potência, mas concluíram que a variação no custo do combustível pode fazer com que as escolhas sejam alteradas. Foram analisados seis cenários diferentes, considerando a variação do custo do combustível, o armazenamento térmico e o tamanho do motor.

2.2.3 Cogeração com células combustíveis

As células combustíveis se constituem em uma tecnologia emergente, que apresenta múltiplos benefícios para a cogeração, tais como: baixo nível de ruído, baixas emissões e uma alta eficiência (por volta de 85 - 90%). Contudo, os altos custos de investimento, o armazenamento de hidrogênio e a relativa curta vida útil destes sistemas são os maiores obstáculos para a implantação da tecnologia. (ONOVWIONA; UGURSAL, 2006). Os principais tipos de células combustíveis são:

- Célula combustível tipo alcalina (AFC);
- De membrana polimérica (PEM);
- De ácido fosfórico (PAFC);
- De carbonato fundido (MCFC);
- De óxidos sólidos (SOFC);
- Demetanol direta (DMFC).

Raj et al. (2011) mencionam que a célula combustível de óxidos sólidos (SOFC) é a mais utilizada para cogeração. Classificada como célula de alta temperatura (opera entre 950-1000°C), utiliza hidrogênio ou uma mistura de hidrogênio e monóxido de carbono, que pode ser obtido pela gaseificação de carvão. As altas temperaturas de operação e alto calor residual gerado fazem desta tecnologia uma opção para aplicações residenciais ou comerciais.

Em Weber et al. (2006) utilizam uma célula de combustível tipo SOFC para obter eletricidade, calor e resfriamento para um edifício de escritórios em Tóquio (Japão). O sistema de poligeração está composto pela SOFC usando gás natural como combustível, obtendo eletricidade e calor. Este calor pode ser usado num trocador de calor para aquecer o local ou pode ser utilizado para resfriamento usando um *chiller* de absorção.

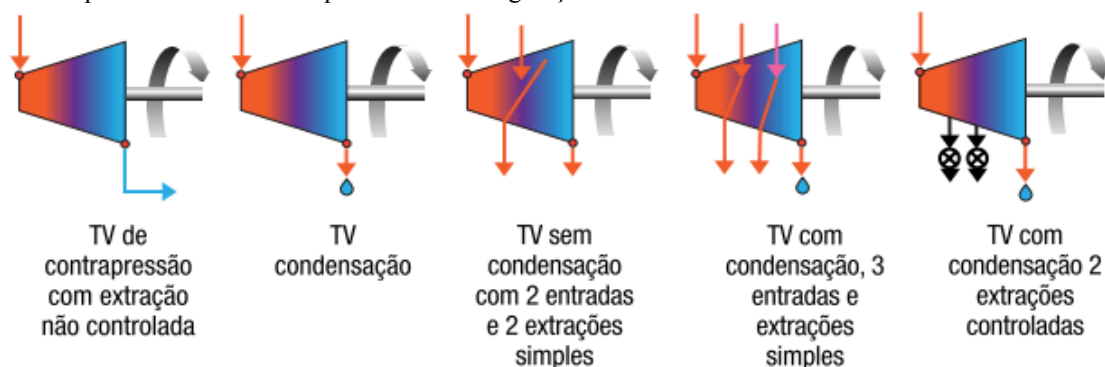
O sistema inclui dois tanques de armazenamento, um *chiller* alternativo e uma bomba de calor, os dois últimos como unidades de apoio para resfriamento e aquecimento, como também usa energia da rede para o mesmo propósito. O modelo de otimização foi desenvolvido como um modelo de programação linear utilizando a linguagem de programação AMPL² e como objetivo tem minimizar os custos e as emissões de CO₂.

2.2.4 Turbina a vapor

A turbina a vapor opera no ciclo Rankine, no qual é utilizada a água como fluido de trabalho e a combustão é externa. O ciclo fechado apresenta a pressurização do fluido de trabalho por uma bomba que faz circular a água em um gerador de vapor (caldeira), de onde o vapor é expandido por uma turbina para converter a energia cinética em energia mecânica, movimentando um eixo. O vapor, depois de sair da turbina, apresenta baixa pressão e temperatura (mas pode ser aproveitado para cogeração), vai para o condensador e depois para fechar o ciclo, a água condensada é bombeada novamente ao gerador de vapor. Esta tecnologia é utilizada habitualmente no setor industrial.

No mercado, podem ser encontradas em diferentes configurações: para diversas pressões, número de estágios, de condensação ou extração simples e controlada, simples ou múltiplas entradas, entre outros (ÇENGEL, 2006). Na Figura 3 são apresentados alguns dos tipos de turbina que são geralmente utilizadas para cogeração.

Figura 3. Tipos de Turbinas de Vapor usadas em cogeração.



Fonte: Elektro (2011).

² AMPL é uma linguagem de modelagem algébrica para programação matemática, para expressar problemas de otimização tais como problemas de programação linear.

2.2.5 Sistemas de refrigeração

O sistema de refrigeração por absorção é utilizado nos sistemas de poligeração para obter resfriamento a partir de energia térmica recuperada, já que esta tecnologia utiliza calor em vez de eletricidade. Este tipo de equipamento tem um consumo energético maior que a sua produção de resfriamento e por isso, seu coeficiente de desempenho (COP) é baixo (0,4 a 0,8) comparado com os sistemas de compressão (3 a 8). Nos casos de *chillers* multiestágio, o COP pode atingir 1 a 1,4 como caracteriza Balestieri (2002).

Em Eicker e Pietruschka (2009), encontra-se uma análise de tecnologias de refrigeração e energia solar. Foram examinados *chillers* de absorção solares por concepção, desempenho e fatores econômicos. Foram avaliados dois casos de estudo: um edifício de escritórios em Madri (Espanha) e outro na Alemanha. A pesquisa apresenta que para a demanda de aquecimento é necessário ter grandes e diferentes tipos de superfícies coletoras e unidades de armazenamento dependendo das características da carga de energia do edifício, da tecnologia escolhida e do sistema de controle.

Para os casos de estudo, por cada megawatt-hora (MWh) necessário de resfriamento eram necessários de 1,6 a 3,5 m² de área coletora no caso de Madri e de 4,6 a 6,2 m² no caso de Alemanha. Os custos do equipamento dependem das cargas de resfriamento e do sistema de controle, mas as maiores partes dos investimentos para esta tecnologia estão no sistema térmico solar e no *chiller*. Para climas mais moderados, os custos dos investimentos incrementam.

3 ENERGIA SOLAR E TECNOLOGIAS

A energia solar é a fonte mais abundante no planeta e uma das energias renováveis que tem maiores vantagens, já que pode-se encontrar em qualquer lugar, é de certa forma ilimitada e com maior disponibilidade. A energia solar disponível entra na superfície em uma taxa de 120 petawatts, quantidade suficiente para satisfazer a demanda mundial por mais de 20 dias, segundo dados da pesquisa de Khan e Arsalan (2016). Também cabe lembrar que a radiação solar é a responsável da existência de outras fontes de energia, tais como a hidrelétrica, eólica, maremotriz e até fontes não renováveis de energia como o petróleo, carvão e gás natural porque eles foram gerados dos resíduos de plantas e animais que quando vivos, obtiveram a energia solar para a sua supervivência (CRESESB, 2008).

O aproveitamento da energia solar pode ser por meio de aquecedores de água, arquitetura bioclimática, painéis fotovoltaicos, coletores solares entre outros. No caso de sistemas híbridos, as tecnologias mais utilizadas são os painéis fotovoltaicos e os aquecedores solares e a cogeração solar (MOKHEIMER et al, 2015). O uso desta energia também depende da disponibilidade no lugar de uso, dependendo assim das condições climáticas e geográficas. No caso do Brasil, a maior parte do território está localizado relativamente próximo da linha do Equador, portanto as variações na duração solar no dia não são tão grandes (ANEEL, 2005).

3.1 Cálculo de radiação solar sobre superfícies inclinadas

Os níveis de radiação solar num plano horizontal variam com as estações do ano por causa da inclinação do eixo da terra. A radiação solar também varia por regiões devido as diferenças de latitude, altitude e condições meteorológicas. Apesar de não ser regular, pode-se admitir um valor médio de radiação incidente de 1367 W/m^2 para a radiação extraterrestre, segundo dados recentes da WMO (*World Meteorological Organization*).

Para o maior aproveitamento da energia solar, é necessário que os equipamentos das instalações do hemisfério sul (por exemplo, no Brasil), devam estar orientados em direção ao norte, e ter uma inclinação em relação ao horizontal com respeito a sua latitude. Aliás, a inclinação ótima dos painéis ao longo do ano corresponde à latitude do local mais 10 graus (VILLALVA e GAZOLI, 2012).

Os dados de radiação solar usualmente são obtidos a partir de medições realizadas sobre superfícies horizontais, o que faz necessário corrigir estas informações para a inclinação escolhida. Neste caso, o local de instalação é um hospital na cidade de Campinas, da qual a latitude é de $22^{\circ}54'20''$ sul³. Porém, acrescentando os 10 graus na latitude, a inclinação e as informações de radiação a corrigir serão as correspondentes a 33 graus.

As relações geométricas entre o plano de qualquer orientação e a radiação incidente podem ser descrita em termos de ângulos, segundo Duffie et al. (2003). Alguns dos ângulos convencionais para este tipo de cálculo estão representados na Figura 4 e são os seguintes:

- Ângulo de Incidência (θ): ângulo medido entre o raio solar e a normal (n) à superfície de captação;
- Ângulo Azimutal da Superfície (γ): ângulo medido entre a projeção da normal à superfície no plano horizontal e a direção Norte-Sul. O deslocamento angular é tomado a partir do Norte e está compreendido entre -180° e 180° , sendo considerado positivo quando a projeção se encontra à esquerda do Norte e negativo quando se encontra à sua direita;
- Inclinação da Superfície (β): ângulo medido entre o plano da superfície coletora e a horizontal;
- Ângulo Zenital (θ_z): ângulo formado entre o raio solar e o Zênite; equivale à distância angular entre o feixe solar e a vertical do local de incidência;
- Ângulo Horário do Sol (ω): definido como o deslocamento angular Leste-Oeste do Sol, a partir do meridiano local, devido ao movimento de rotação da Terra.

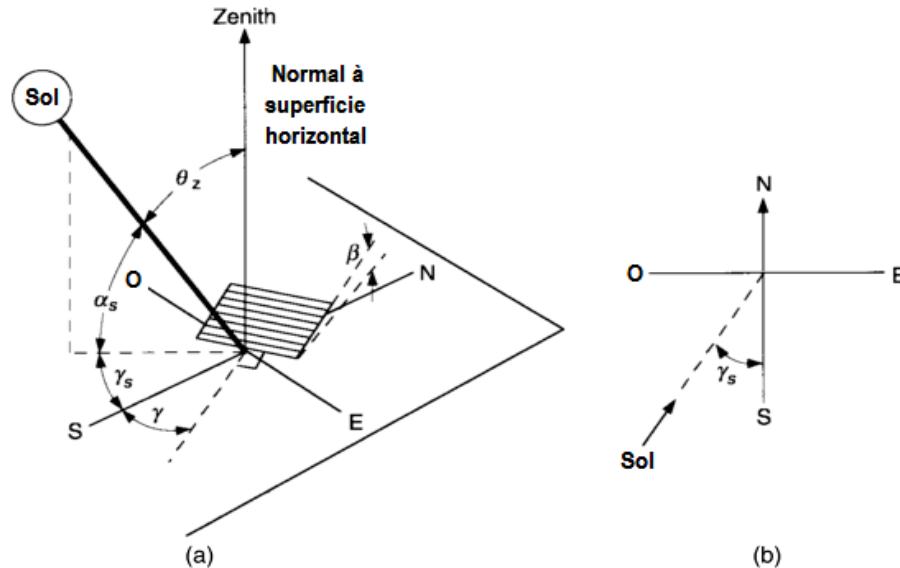
Para os cálculos da radiação levando em conta a inclinação, foi utilizado o algoritmo criado na dissertação do Roberts (2012), baseado no modelo difuso isotrópico desenvolvido por Liu e Jordan (1963). Neste modelo, a radiação sobre uma superfície inclinada considera três componentes: a direta, a difusa isotrópica e a radiação que incide na superfície após ser refletida pelo solo, também considerada isotrópica.

Deve-se calcular a radiação extra-atmosférica incidente sobre uma superfície horizontal de área unitária por uma hora, levando em conta o ângulo horário do sol no começo e no final do período considerado. Posteriormente, calcular o índice de claridade, que representa a atenuação sofrida pela radiação solar ao atravessar a atmosfera; calcular as componentes, direta e difusa, da radiação solar e a razão entre radiação incidente sobre o plano inclinado;

³ Coordenadas geográficas obtidas no site www.geografos.com.br

também a radiação sobre o plano horizontal, lembrando que para sistemas no hemisfério sul o ângulo azimutal da superfície é de 180° .

Figura 4. (a) ângulo Zenital, inclinação, ângulo azimutal da superfície e o ângulo azimutal da superfície inclinada. (b) Vista de plano mostrando o ângulo azimutal.



Fonte: Duffie et al. (2003)

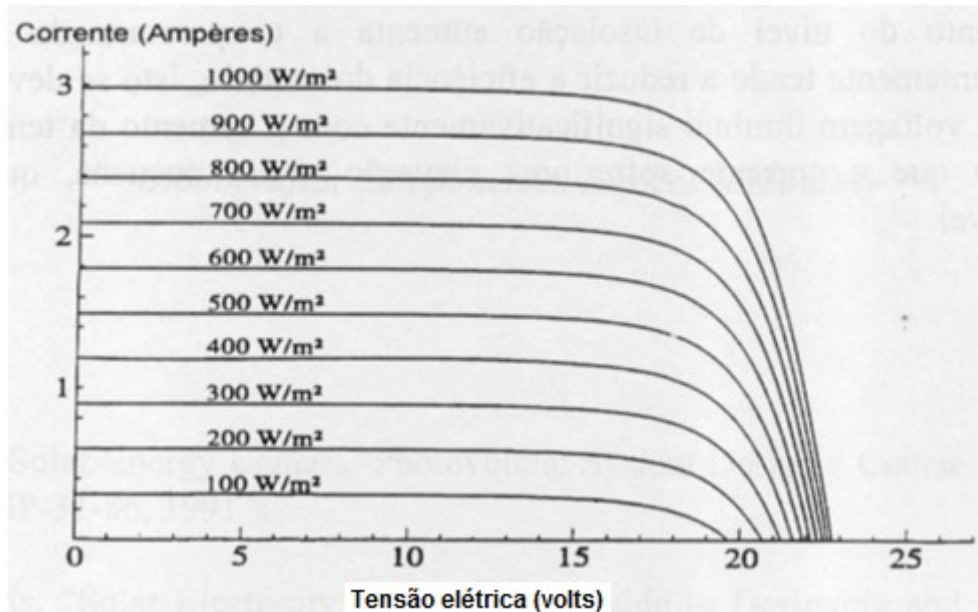
3.2 Painéis Fotovoltaicos

O aproveitamento da energia solar para produção direta de eletricidade teve começo no ano de 1839, quando Alexandre Edmund Becquerel descobriu o efeito fotovoltaico. No entanto, isso não atraiu interesse só até 1954, quando Daryl Chapin, Calvin Fuller e Gerald Pearson desenvolveram a primeira célula fotovoltaica de silício com eficiência de 6% e capaz de converter energia solar em eletricidade suficiente para alimentar equipamentos elétricos. O efeito fotovoltaico decorre da excitação dos elétrons de alguns materiais na presença da radiação solar (BRASIL, 2005).

O desenvolvimento da tecnologia foi primeiramente apoiada por empresas do setor de telecomunicações na procura de fontes de energia para sistemas instalados em localidades remotas. O segundo agente impulsionador foi o uso em aplicações aeroespaciais, na qual esta tecnologia era (e continua sendo) o meio mais adequado para fornecer a quantidade de energia necessária para longos períodos de permanência no espaço (CRESESB 2008). Atualmente tem outros usos além dos já comentados, por exemplo, em iluminação pública, geração distribuída, eletrificação rural, sinalização, entre outros.

Os principais fatores que influem na operação de um módulo fotovoltaico são a intensidade da radiação solar e a temperatura ambiente de operação. A medida que a radiação solar aumente ou diminua, a corrente produzida acompanhará na mesma proporção (RÜTHER, 2011). Na Figura 5 é apresentada a curva característica corrente vs. Tensão elétrica para vários níveis de radiação solar.

Figura 5. Curva característica I x V para vários níveis de radiação solar.



Fonte: Rüther (2011)

Os diferentes tipos de células são fabricados usando o silício, podendo ser constituída de cristais monocristalinos, policristalinos ou de silício amorfo. As células de silício monocristalino são as mais eficientes e, por conseguinte as mais comercializadas; no entanto, seu custo é alto em comparação às outras configurações. As células policristalinas são mais baratas porque tem menores custos de fabricação, porém são de baixa eficiência. Da mesma forma, as células de silício amorfo são baratas porque a produção é mais simples, além que esta configuração permite a possibilidade de fabricar células com grandes áreas. As desvantagens são a eficiência baixa e que nos primeiros meses de uso são afetadas por um processo de degradação, reduzindo ainda mais a eficiência (ARAGON e SOUZA (2011).

Para encontrar a potência fornecida pelos painéis solares, são tomados como dados de entrada: a radiação no plano inclinado, temperatura ambiente e os dados técnicos do equipamento fornecido pelo fabricante. Segundo Markvart e Castañer (2003), a potência entregue pelo painel é calculada pela equação 3.1:

$$P_{gsf} = \eta_{gsf} N_{pf} A_{pf} I_{T(\beta)} \quad (3.1)$$

Sendo,

P_{gsf} = Potência entregue pelo painel [W];

η_{gsf} = eficiência instantânea do gerador solar fotovoltaico (GSF);

N_{gsf} = Número de painéis fotovoltaicos;

A_{gsf} = Área do painel fotovoltaico (em m²);

$I_{T(\beta)}$ = Radiação solar global num plano inclinado (W/m²).

A eficiência instantânea pode ser obtida pela equação 3.2:

$$\eta_{gsf} = \eta_{rpf} \eta_{sp} \left\{ 1 - \beta_t (T_a - T_r) - \beta_T I_{T(\beta)} \left(\frac{NOCT - 20}{800} \right) (1 - \eta_r \eta_{sp}) \right\} \quad (3.2)$$

Sendo,

η_{rpf} = eficiência de referência do painel FV à temperatura de referência;

η_{sp} = eficiência do sistema de seguimento do ponto de máxima potência;

considerando igual a 1 no caso de utilizar um sistema de ótimo seguimento.

β_t = coeficiente de temperatura da eficiência (1/°C);

T_a = Temperatura ambiente (°C);

T_r = Temperatura de referência da célula fotovoltaica (25°C);

$NOCT$ = Temperatura nominal de operação da célula.

Valores como β_t , η_{rpf} , T_r e $NOCT$ são fornecidos pelos fabricantes dos painéis e dependem do tipo de módulo utilizado.

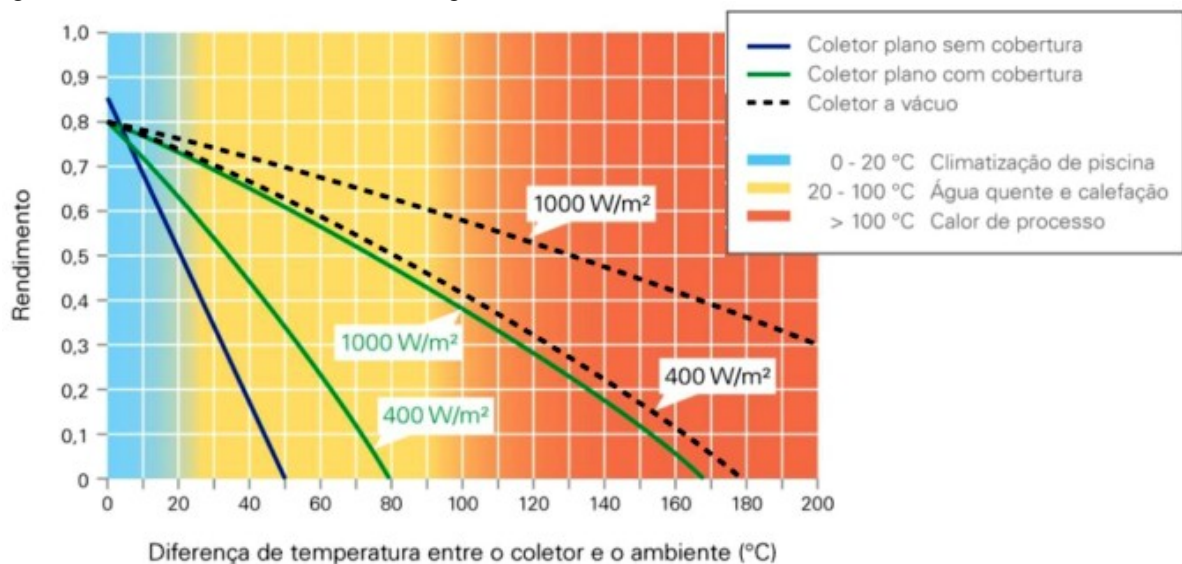
3.3 Aquecedores Solares

Os aquecedores solares são trocadores de calor que transforma a energia solar radiante em calor. No Brasil, os aquecedores solares são utilizados desde a década dos anos 1960, sendo os mais comuns aqueles de circulação natural. Esta tecnologia tem sido aplicada principalmente em residências, hotéis, restaurantes industriais e aquecimento de piscinas. Apesar de que os custos de aquisição dos equipamentos ainda são altos, o governo brasileiro apóia iniciativas para a implantação desta tecnologia com isenção de impostos e facilidades de financiamento (BRASIL, 2005).

O melhor aproveitamento desta tecnologia precisa de uma correta instalação, considerando as configurações locais; isto é, localizando os aquecedores na direção norte (no caso de Brasil que esta no hemisfério sul) e corrigindo a inclinação segundo a latitude do lugar (vide secção 3.1, cálculo de radiação solar sobre superfícies inclinadas).

Existem diferentes tipos de aquecedores solares: coletores planos com cobertura, sem cobertura, coletores a vácuo e dependendo da circulação da água (natural ou forçada) (DUFFIE et al, 2003). A eficiência dos coletores depende muito das condições do local onde foi instalado. Na Figura 6 é apresentado um gráfico comparativo de rendimento dos diferentes tipos de coletores segundo as temperaturas de entrada e de saída da água.

Figura 6. Eficiências dos Coletores solares planos.



Fonte: Abrinstal Brasil (2011)

Neste trabalho, a energia gerada pelos aquecedores solares foi calculada a partir da diferença de entalpia da água na entrada e na saída, e a vazão de água que circula a través dos coletores. Foi assumida uma temperatura de entrada de 25°C e a vazão de água foi fornecida pelos dados técnicos dos equipamentos escolhidos, assim como a eficiência média e a energia média por mês (kWh/mês).

3.4 Cogeração com energias renováveis

As energias renováveis para uso em cogeração são a biomassa e a energia solar. No caso da biomassa, utiliza-se como combustível sólido, líquido ou gaseificado para diferentes geradores de potência. A biomassa pode ser obtida de resíduos agrícolas ou florestais, bem

como resíduos orgânicos industriais ou restos da poda de árvores e parques. Por sua vez, a energia solar pode ser integrada nos sistemas de poligeração para geração de potência através de painéis fotovoltaicos, aquecimento de água por meio de aquecedores solares ou aquecimento de ar por meio de coletores solares.

Na cogeração solar utiliza-se os painéis PVT, os quais integram em um mesmo equipamento a obtenção de potência elétrica e aquecimento de um fluido (normalmente água). Isto permite um ganho do espaço utilizado, que corresponde a um dos maiores inconvenientes na hora da implantação de tecnologias de aproveitamento solar.

A cogeração solar começou na década dos anos 1970, utilizando aquecedores solares de água e colando acima deles células fotovoltaicas para gerar energia. As primeiras pesquisas na matéria foram de tipo experimental e computacional, sendo os experimentais feitos com aquecedores solares os quais trocavam a placa de absorção por células solares (Wolf, 1976), concluiu que isto era tecnicamente factível e tinha uma boa relação custo-benefício para aplicações residenciais.

Na mesma época, Hendrie (1979) faz uma comparação experimental de dois aquecedores (um de água e outro de ar) com células fotovoltaicas coladas sobre eles, e começou a utilizar o termo “coletor combinado fotovoltaico/termal (PV/T)”, sendo o autor um dos pioneiros deste tipo de tecnologia. Posteriormente, Cox e Raghuraman (1985), baseado nos estudos do anterior pesquisador, fizeram uma análise das variáveis que afetam a eficiência dos painéis combinados utilizando simulações computacionais. Aproveitando a maior eficiência das células solares nos começos dos anos 1990, Garg e Agarwal (1995) realizaram um painel híbrido e a energia gerada pelas células solares foi utilizada para bombeamento de água para prover o sistema.

No entanto, nos finais da década dos 1990, Harbi et al. (1998) mudou o modelo usado até o momento, utilizando um painel fotovoltaico com uma lâmina de cobre e tubulação do mesmo material colado debaixo e isolado onde a água circulava. A partir desta data, o desenvolvimento nesta área levou a ter dois tipos de coletores dependendo do fluido a aquecer: água e ar e a outra classificação e pela configuração dos painéis PVT. Zondag et al. (2003) efetuaram uma comparação de diferentes tipos de desenhos de painéis PVT (*sheet and tube PVT*, *Channel PVT*, *PVT de fluxo livre*, *Two absorber PVT*) com água e utilizando laminas fotovoltaicas (PV) transparentes.

Pelo desenvolvimento da tecnologia dos painéis fotovoltaicos, as eficiências foram melhores e começaram a ter aplicações maiores de tipo industrial (KALOGIROU; TRIPANAGNOSTOPOULOS, 2007), utilizando diferentes tipos de células (monocristalinas,

policristalinas e de silício amorfo). A partir do ano 2010, as pesquisas estão mais focadas na obtenção de melhores eficiências melhorando o desenho e mudando os materiais que são utilizados para fazer os painéis PVT.

No artigo de revisão de Chow (2010), descreve os tipos de painéis PVT/w (painéis PVT com água) e os painéis PVT/a (PVT com ar); explica o potencial de comercialização e descreve as análises realizadas (teóricas, experimentais e computacionais). As principais vantagens deste tipo de painéis são descritas por Hasan e Sumathy (2010), tais como: duplo propósito (obter energia e calor de uma sola fonte), eficiente e flexível (a eficiência combinada é maior sempre que dois sistemas separados), tem um campo de aplicação grande (a água aquecida pode ser utilizada para aquecimento ou resfriamento), e finalmente, é uma tecnologia prática e barata.

Atualmente, a pesquisa neste campo está encaminhada a melhorar a eficiência destes sistemas a partir do uso de materiais, desenvolvimento da tecnologia das células fotovoltaicas, desenho físico aperfeiçoado, isolamento usado e outros fatores. Chow (2010) descreve os tipos de painéis para cogeração solar: PVT/w (painéis PVT com água) e os painéis PVT/a (PVT com ar). No artigo, explica-se o potencial de comercialização desta tecnologia e descrevem-se as análises realizadas (teórico, experimental e computacional). As principais vantagens desses painéis são descritas por Hasan e Sumathy (2010):

- Duplo propósito (obter energia elétrica e térmica de uma única fonte);
- Eficiente e flexível (a eficiência combinada é maior sempre que dois sistemas separados);
- Campo de aplicação grande (a água aquecida pode ser utilizada para aquecimento ou resfriamento);
- Tecnologia prática.

O artigo de Aste et al. (2014) expõe que os painéis PVT com água apresentam melhores eficiências do que os PVT com ar. Atualmente, os painéis oferecidos no mercado atual são de tipo casco e tubo, e sua eficiência depende do material fabricado, da tubulação e a relação largura/diâmetro (quando esta relação é menor, a eficiência melhora) e das condições climáticas do local de aplicação.

Em relação à integração de equipamentos solares, Calise et al. (2012) propõem uma estrutura de poligeração utilizando um motor de combustão interna como principal componente de cogeração usando óleo vegetal como combustível e também é utilizada a energia solar tanto para aquecimento quanto para resfriamento.

O *chiller* de absorção funciona com o calor do aquecedor solar e o calor recuperado do motor. Esta estrutura é analisada no programa TRNSYS® e além de otimizar a estrutura e que esta fosse flexível para comprar ou vender energia da rede, economicamente esta proposta é mais cara, mesmo considerando subsídios governamentais pelo fato de produzir energia distribuída. O estudo de caso foi um edifício universitário na cidade de Nápoles, Itália. Buonomano et al. (2014) utiliza um sistema trigerador solar composto por painéis, aquecedores e coletores solares parabólicos para obter resfriamento, água quente e água fria.

O caso de estudo de Galvão et al. (2011) foi realizado em um pequeno hotel em Portugal, tendo sido desenvolvido um modelo de energia baseado num sistema misto com energia solar e biomassa, utilizando um sistema de cogeração empregando motor de combustão interna com biogás e painéis fotovoltaicos; foram também analisadas as perdas de calor pela falta de isolamento adequado de paredes, janelas e teto. A estrutura proposta foi analisada econômica e tecnicamente, sendo viável em ambos os sentidos, já que por regulamentações do país, este hotel precisava de uma certidão de eficiência energética.

Dagdougui et al. (2012) desenvolveram uma estrutura híbrida que pode se integrar com a rede, utilizando energias renováveis (solar, biomassa, eólica) com as seguintes tecnologias: painel solar, aquecedor solar, turbina eólica e planta de aquecimento térmico com biomassa. Eles analisaram dois casos: com e sem armazenamento de energia, concluindo ser o melhor dos casos o que utiliza armazenamento. O modelo foi analisado elétrico, térmica e tecnologicamente para suprir as necessidades de uma casa de campo na Itália.

4 OTIMIZAÇÃO EM SISTEMAS TÉRMICOS DE COGERAÇÃO

O termo otimização é definido como a melhor escolha de um grupo de escolhas (BOEHM, 1987). Matematicamente, significa encontrar o mínimo ou máximo de uma função de uma ou mais variáveis. Em relação aos sistemas térmicos, a otimização é definida segundo Bejan et al. (1996) como: “Modificação à estrutura e aos parâmetros de projeto de um sistema, para minimizar os balanços de custos totais que o sistema produz sob as condições limite associadas com materiais disponíveis, fontes de financiamento, proteção ambiental e legislação governamental, tendo na conta a segurança, operação, confiabilidade, disponibilidade e manutenção do sistema”. Dessa forma, é importante o projeto do sistema térmico e a modelagem matemática para otimizá-lo.

4.1 Projeto de sistemas térmicos

Na visão de Lozano et al. (2009), para se projetar sistemas de poligeração é importante considerar dois aspectos. Primeiro, a síntese da configuração da planta (quantidade e capacidade dos equipamentos) e o segundo, o planejamento operacional (por exemplo, fluxos de energia, venda/compra de eletricidade). Podem-se resumir os passos para o projeto destes sistemas baseado nas informações de Balestieri (1997), Ramos (2012), Rubio-Maya; Uche et al. (2011), Boehm (1987) e Bejan et al. (1996), nos seguintes pontos.

4.1.1 Avaliação da necessidade por diferentes formas de energia

Nos países que tem estações climáticas bem definidas, existem variações nas necessidades de energia térmica e sua natureza (resfriamento ou aquecimento). No verão, por exemplo, são necessárias maiores cargas de resfriamento de ambientes e água fria, ao contrário do inverno, quando são mais intensamente necessárias as cargas de aquecimento de ambientes e a água quente. A variação também acontece com a demanda de energia elétrica, pelo fato do consumo ao longo do dia não ser igual e estar intimamente ligado ao estilo de vida de cada população. Por tanto, é necessário conhecer os tipos de energia requeridos pelo usuário e a quantidade que este necessita como ponto de partida relevante para o projeto.

4.1.2 Seleção de equipamentos e estrutura

No capítulo anterior foram descritas as tecnologias mais utilizadas para sistemas de cogeração. A escolha das tecnologias apropriadas depende da necessidade, por diferentes formas de energia (elétrica ou térmica), dos recursos disponíveis e das legislações vigentes, sempre que podem se adaptar as condições descritas. Assim, o próximo passo para o projeto de sistemas térmicos consiste em criar uma superestrutura com várias opções de equipamentos para atingir as necessidades do sistema, com seleção dos componentes que irão compor o projeto a partir do emprego de um modelo de otimização linear inteiro.

A superestrutura é o arranjo de todos os equipamentos selecionados, incluindo diferentes opções de aparelhos de cogeração. Estes aparelhos vão competir entre eles no plano técnico (eficiências, restrições e geração de energia) e econômico (custo de investimento e operacionais), para finalmente se reduzir a um só sistema otimizado (RAMOS-SARAVIA, 2012).

4.1.3 Dados técnicos e avaliação econômica

Para a otimização da superestrutura, informações tecnológicas dos equipamentos escolhidos para fazerem parte da superestrutura são importantes, enquanto na avaliação econômica é necessário conhecer informações como o custo de investimento dos equipamentos, custos operacionais (de combustível, de manutenção e operação), retorno do investimento, juros, vida útil econômica, entre outros.

4.2 Otimização

Modelos de otimização constituem uma classe de problemas matemáticos empregados para se obter condições limites associadas a determinadas funções ou variáveis. Desse modo, os modelos de otimização são compostos por funções objetivo (que podem ser minimizadas ou maximizadas) e por funções de restrição (que limitam o espaço de soluções).

Todos os problemas que envolvem situações reais apresentam mais de um objetivo, sendo, portanto, multiobjetivos. Entretanto, dadas as limitações matemáticas para a solução de determinados problemas reais considerando-se os múltiplos objetivos envolvidos, bem como a grande complexidade e dificuldade de convergência de resultados associada à consideração de

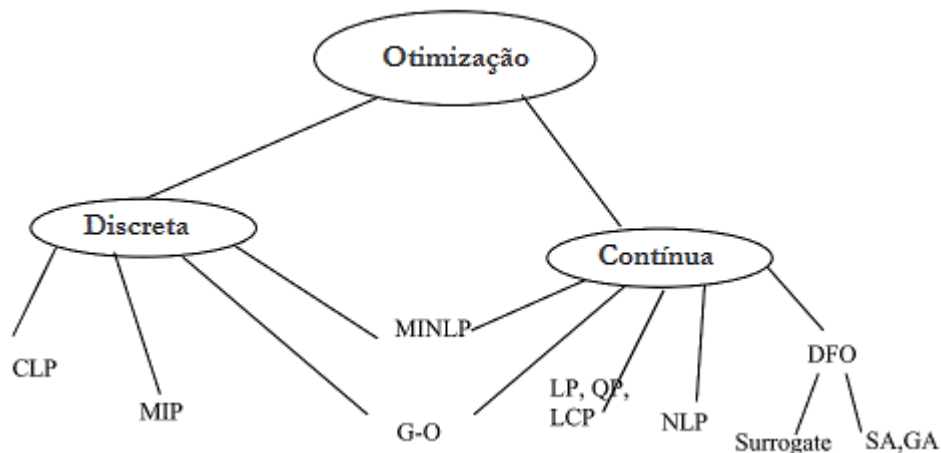
múltiplas funções objetivo simultaneamente em um problema, é comum limitar-se a função objetivo do problema real à condição mais impactante (na maior parte das vezes, de ordem econômica).

4.2.1 Técnicas de otimização

As técnicas mais utilizadas para sistemas de geração distribuída e redes de resfriamento e aquecimento, são a programação matemática, algoritmos genéticos sistemas de lógica *fuzzy* e redes neurais. Biegler e Grossmann (2004) apresentam a classificação dos tipos de problemas de otimização (independente dos métodos de solução) como pode ser observado na Figura 7. Inicialmente, a otimização é definida em termos de variáveis discretas ou contínuas.

Os problemas de otimização contínua são, em sua maioria, de programação linear (LP) e não linear (NLP). Dentro da programação linear, encontram-se a programação linear complementar (LCP) e a programação quadrática (QP). Por sua vez, a otimização discreta é classificada em programação linear inteira mista (MILP) e programação não linear inteira mista (MINLP), como as principais. Outras são a Programação lógica com Restrições (PLR ou CLP), Otimização Global (G-O), Otimização Livre de Derivadas (DFO), modelo de otimização baseado em relaxações Langragiana ou Surrogate, Algoritmo Genético (GA) e Aferrecimento simulado (SA).

Figura 7. Árvore de classes de problemas de otimização



Fonte: Biegler; Grossmann (2004)

Ortiga et al. (2007) descrevem no seu artigo de revisão, que a otimização de sistemas de poligeração é multiobjetivo, sendo as mais comuns: econômico, as emissões de poluentes,

qualidade da produção, segurança ou flexibilidade. Este tipo de algoritmos pode ser útil para comparar diferentes tipos de plantas geradoras.

4.2.2 Software para Otimização

Comercialmente, existem diferentes tipos de software para otimização, tais como TRSYS®, MATLAB®, LINGO® e EXCEL®. Nesta pesquisa, o software utilizado é LINGO®, o qual utiliza o *solver* baseado no algoritmo de Branch and Bound proposto originalmente por Narendra e Fukunga no ano de 1977. Este algoritmo pode-se interpretar como uma árvore de soluções onde cada ramo leva a uma possível solução, mas o algoritmo pode analisar em quais ramos tem soluções que não estão sendo ótimas, retirando (ou podando) aqueles ramos para não desperdiçar recursos e assim se aproximar à melhor solução (NAKARIYAKUL, 2014).

4.2.3 Exemplos de aplicação de técnicas de otimização

As técnicas de otimização mais aplicadas nos sistemas de cogeração e poligeração, são a programação linear inteira, inteira mista e não linear.

Alguns exemplos como Piacentino et al. (2014) utilizam a programação linear inteira para obter uma otimização em custos nos sistemas de poligeração projetados para a aplicação nos seus estudos de caso. Utiliza o programa Lindo API 6.0 para resolver o algoritmo. Ortiga et al. (2007) utilizaram um modelo NPL usando GAMS (modelo matemático para planejamento regional no programa TIMES) para otimizar o tamanho e a operação da superestrutura incluindo biomassa, cogeração, energia solar, absorção (simples e duplo efeito), adsorção e *chillers* de compressão. Este modelo tem sido aplicado à planta de poligeração em Cerdanyola Espanha no projeto denominado *PolyCity*.

Bracco et al. (2013), realizaram uma otimização por programação linear inteira mista para uma estrutura de cogeração. Neste caso, a função objetivo foi reduzir os custos e as emissões de CO₂. Este modelo foi aplicado a uma área urbana da cidade de Arenzano, Itália. O estudo de caso se baseou na análise de quatro edificações, nos quais foram considerados quatro dias representativos da média diária do consumo de energia elétrica e térmica. Os edifícios podem compartilhar a energia elétrica com a rede (compra ou venda segundo a necessidade), mas não entre eles. O caso contrário acontece com a energia térmica, na qual

foram colocadas tubulações entre os edifícios para que pudessem trocar energia em caso de necessidade. Neste caso, o consumo de energia térmica é maior do que a energia elétrica.

Kong et al. (2009) pesquisaram a otimização de sistemas de cogeração de sistemas pequenos para produzir resfriamento, aquecimento e energia elétrica, apresentando uma estrutura com um motor a gás, um *chiller* de adsorção, uma caldeira acionada com gás, trocador de calor e um *chiller* elétrico. Foi utilizada uma programação não linear para minimizar os custos, obtendo-se por resultado que a operação ótima do sistema dependia das cargas e dos custos de energia.

No caso apresentado por Rubio-Maya et al. (2011), utilizam a programação mista inteira não linear para otimizar uma superestrutura proposta que contém uma longa lista de possíveis configurações para uma planta de poligeração que produz eletricidade, aquecimento, água fria e água potável para um resort de turismo espanhol.

4.2.3 Características dos problemas de otimização

Autores como Ferreira (2008) e Bejan et al. (1996) mencionam que uma elaboração adequada do problema facilita o processo de otimização, permitindo obter resultados coerentes. Para isto, a modelagem matemática apresenta alguns termos e definições, necessários para sua correta implantação.

4.2.3.1 Restrições do sistema

São condições que definem os limites do sistema a ser otimizado, que afetam as variáveis de decisão. As restrições podem ser expressas por equações ou inequações e são dadas por restrições técnicas dos equipamentos selecionados, pelas condições de operação e por legislações quando for o caso. As restrições permitem delimitar a região fatível de soluções para o problema, simplificando a busca das soluções (BALESTIERI, 2002).

4.2.2.2 Variáveis

A criação de variáveis que caracterizam as opções de projeto permite direcionar a análise matemática. Por este motivo, é importante que todas as variáveis que afetam o

desempenho do sistema, dos custos e outros detalhes sejam inclusas. Distinguem-se os seguintes tipos de variáveis: variáveis de decisão, dependentes e parâmetros.

As variáveis de decisão podem mudar em diferentes estudos de otimização e em alguns sistemas térmicos afetam os custos sem influir no seu desempenho termodinâmico. Alguns exemplos de variáveis de decisão são as eficiências dos equipamentos, temperaturas de entrada do ar nas máquinas térmicas e temperatura dos gases de exaustão.

As variáveis dependentes são aquelas que podem ser calculadas com as variáveis independentes segundo a modelagem matemática feita, por exemplo, a partir de um balanço de massa, a vazão pode ser encontrada a partir das outras variáveis dadas no problema.

Os parâmetros são variáveis que tem valores fixos para uma situação particular. Exemplos deste tipo de variáveis num sistema térmico são as potências nominais dos equipamentos escolhidos na superestrutura.

4.2.2.3 Função objetivo

Nesta equação se expressa o objetivo da otimização em função das variáveis declaradas no problema. A função pode ser de minimização ou de maximização, dependendo da concepção do problema e do propósito a ser alcançado. Na literatura, nota-se que a opção de minimização é utilizada quando a busca reduzir custos ou emissões, enquanto a maximização é utilizada para encontrar produtividade ou receita econômica (FERREIRA, 2008).

4.3 Modelagem termodinâmica

Depois de projetar o sistema térmico de cogeração (ou poligeração), de escolher a técnica de otimização e ter certeza acerca das características do problema, faz-se necessário aplicar os princípios termodinâmicos para a modelagem do sistema. A seguir, são descritas os passos necessários da modelagem.

4.3.1 Suposições

Pelo fato de ser uma modelagem termodinâmica, tem-se que assumir alguns estados de operação tanto das entradas como das saídas do sistema. Normalmente são assumidas as seguintes condições:

- O sistema de cogeração ou poligeração opera em regime permanente;
- A combustão é completa;
- Água e ar de entrada a condições ambientais, sendo assumidas em condições técnicas de 100 kPa e 25°C de temperatura.

Dependendo da natureza dos equipamentos e dos fluidos utilizados, são assumidas outras condições para facilitar a análise do sistema.

4.3.2 Equações governantes

As equações principais vêm da conservação da massa e da energia, considerando volumes de controle em cada um dos equipamentos. Também são formuladas equações que relacionam as potências produzidas (dos equipamentos da superestrutura) com as demandas do usuário.

5 AVALIAÇÃO DA METODOLOGIA DE MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO

5.1 Estudo de caso

O estudo de caso analisado, foi tomado da proposta feita por Safaei et al. (2013). Trata-se de um complexo de hotéis na cidade de Coimbra, Portugal, onde foram medidas e calculadas as necessidades de eletricidade, aquecimento e resfriamento. A informação foi classificada por segmentos, aos quais eles chamaram de:

- "*Hot* (H)" à estação quente ou verão, composta pelos meses de junho, julho e agosto;
- "*Mild* (M)" as estações primavera e outono, composta pelos meses de fevereiro, março, abril, maio, setembro e outubro;
- "*Cold* (C)" à estação fria ou inverno, composto pelos meses de novembro, dezembro e janeiro.

As demandas de segmento foram divididas em sete blocos de carga: peak1 (P1), peak 2 (P2), High 1 (H1), High 2 (H2), Mild 1 (M1), Mild 2 (M2) e Low (L). Estes blocos de carga também foram ajustados segundo o preço da eletricidade da rede, como: peak (pico), high (alta), médium (média) e low (baixa). Na Tabela 1, é apresentada a informação das demandas descritas, e adicionalmente a quantidade de hora para cada bloco de carga, o preço de eletricidade, a eficiência solar térmica, a potência obtida pelo painel fotovoltaico e o aquecedor solar.

Na pesquisa, os autores propõem três estruturas, nas quais incluem painéis fotovoltaicos, aquecedores solares e uma caldeira auxiliar: o que se altera entre tais estruturas é a tecnologia empregada no equipamento cogrador. Os equipamentos cogradores considerados nas três estruturas distintas são motor de combustão interna, microturbina e célula combustível tipo SOFC, sendo que todos eles são acionados por gás natural. A Figura 8 apresenta o esquema geral da estrutura proposta pelos pesquisadores.

No artigo de Safaei et al. (2013) é empregado um modelo de programação linear inteira mista, no qual a função objetivo consiste em minimizar os custos do ciclo de vida, sendo que os equipamentos cogradores têm diferentes cargas de trabalho. Feito isso, eles compararam as três estruturas otimizadas, concluindo que:

- O melhor dos equipamentos de cogeração foi o motor de combustão interna;

- Apesar dos incentivos governamentais para o uso da energia solar, ainda não é suficiente para reduzir o custo da tecnologia;
- Nas estruturas propostas otimizadas, revelou-se mais viável utilizar *chiller* de absorção do que *chiller* de compressão;
- A célula combustível (SOFC) é economicamente inviável.

Tabela 1. Demanda do estudo de caso e eficiência solar e geração.

Bloco de Carga	Sigla	Duração [h/ano]	Demanda de Potência [kW]	Demanda de Aquecim. [kW]	Demanda de Resfriam. [kW]	Preço Eletricidade de rede [€/kW]	Preço Eletricidade Rede [R\$/kW]	Eficiência Solar Térmica [%]	Potência Pannel solar [kW]	Potência Aquec. Solar [kW]
Hot Peak1	HP1	276	369	0	101	0,2103	0,721	0,64	1,69	1,68
Hot Peak2	HP2	276	460	0	106	0,2103	0,721	0	0,17	0
Hot High 1	HH1	184	366	0	71	0,1136	0,390	0,35	0,8	0,37
Hot High 2	HH2	552	389	0	122	0,1136	0,390	0,63	1,02	1,55
Hot Medium1	HM1	184	293	9	25	0,0757	0,260	0	0,14	0
Hot Medium2	HM2	368	363	0	51	0,0757	0,260	0	0	0
Hot Low	HL	368	239	16	23	0,0704	0,241	0	0	0
MildPeak1	MP1	543	305	86	37	0,2103	0,721	0,59	1,72	1,44
MildPeak2	MP2	543	378	92	52	0,2103	0,721	0	0	0
Mild High 1	MH1	362	303	120	28	0,1136	0,390	0,29	0,8	0,31
Mild High 2	MH2	1086	306	64	50	0,1136	0,390	0,52	1,17	0,9
MildMedium1	MM1	362	230	133	1	0,0757	0,260	0	0	0
MildMedium2	MM2	724	287	101	45	0,0757	0,260	0	0,1	0
MildLow	ML	724	165	132	9	0,0704	0,241	0	0	0
ColdPeak1	CP1	184	284	153	0	0,2103	0,721	0,42	1,31	0,69
ColdPeak2	CP2	184	329	107	0	0,2103	0,721	0	0	0
Cold High 1	CH1	644	271	97	0	0,1136	0,390	0,41	1,35	0,61
Cold High 2	CH2	184	342	123	0	0,1136	0,390	0	0	0
ColdMedium1	CM1	276	230	206	0	0,0757	0,260	0	0,06	0
ColdMedium2	CM2	368	249	164	0	0,0757	0,260	0	0	0
ColdLow	CL	368	153	191	0	0,0704	0,241	0	0	0

Fonte: Safaei et al. (2013)

5.2 Superestrutura proposta

Com as informações sobre a demanda, obtidas segundo a Tabela 1, propõe-se uma maneira diferente de abordar o problema. A proposta consiste em uma superestrutura que contempla todas as tecnologias de cogeração consideradas isoladas por Safaei et al. (2013), sendo que cabe à modelagem matemática escolher a melhor alternativa. A superestrutura é, então, composta por microturbina, motor de combustão interna, trocador de calor, caldeira auxiliar, sistema de refrigeração por absorção, sistema de refrigeração por compressão, painel

5.3 Modelagem matemática

O modelo desenvolvido nesta proposta também é um modelo de programação linear inteira mista, para o qual foi utilizado o software LINGO® para a sua resolução. As características do problema são descritas a seguir.

5.3.1 Equipamentos

Para compor a superestrutura, escolheu-se a microturbina Capstone C600, o motor de combustão interna acionado a gás natural VGF/L35 e o motor de combustão interna Diesel Cummins QSK23. Na Figura 10 são apresentadas as características principais da microturbina e na Tabela 2 os cálculos para a caldeira de recuperação. Foi assumida uma eficiência da caldeira de recuperação de 80% e a pressão de entrada de água a 0,5 MPa. Na saída, o vapor tem 250°C a 0,5 MPa e uma diferença de temperatura de *pinch point* de 17,5°C. A curva do *pinch point* é apresentada na Figura 11.

Figura 10. Turbina Capstone C600

Fabricante	Modelo	Heat Rate [kJ/kWh]	Vazão de gas de exaustão [kg/s]	Temperatura gas de exaustão [°C]
Capstone	C600	10900	4	280

Fonte: site de catálogos de máquinas térmicas www.gsgnet.net.

Na Figura 12 estão representadas as características do motor de combustão interna VGF/L35 queimando gás natural. Para o motor foi calculada a caldeira de recuperação correspondente, na qual a água de entrada está a 3 MPa e 25 °C. A informação da caldeira encontra-se disponibilizada na Tabela 3 e na Figura 13 se apresenta o gráfico de energia versus a temperatura, evidenciando o *pinch point* de 23,9 °C.

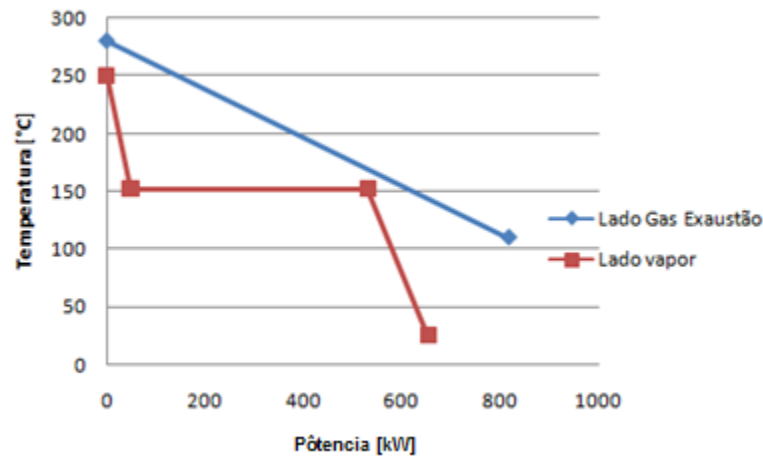
Tabela 2 - Informações cálculo caldeira de recuperação.

MODELAGEM HRSG					
Lado Gas					
Q	816 kW	η_{CR}	80%		
m_g [kg/s]	4	m_{agua} [kg/s]	0,229		
h_v [kJ/kg]	2961	T_v [°C]	250	Q_v [kW]	0
h_{vsat} [kJ/kg]	2749	T_{vsat} [°C]	151,9	Q_{vsat} [kW]	48,46223
$h_{l sat}$ [kJ/kg]	640,2	T_{lsat} [°C]	151,9	Q_{Lsat} [kW]	530,5243
h_L [kJ/kg]	105,3	T_L [°C]	25	Q_L [kW]	652,8
Pressão lado vapor: 0,5 MPa					

Pontos para curvas

lado gas		lado vapor	
T [°C]	Q[kW]	T[°C]	Q [kW]
280	0	250	0
110	816	151,9	48,46223
		151,9	530,5243
		25	652,8

Figura 11. Gráfico Potência/temperatura da caldeira de recuperação calculada para a turbina a gás.



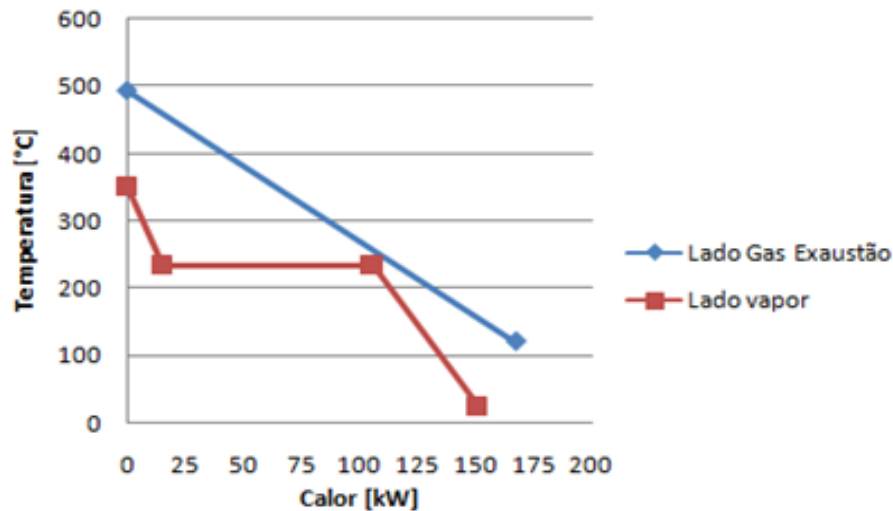
Fonte: Elaboração própria.

Figura 12. Motor VGF/L35

Fabricante	Modelo	Heat Rate [kJ/kWh]	Vazão de gas de exaustão [kg/s]	Temperatura gas de exaustão [°C]
GE Energy's Waukesha gas engines	C600	10900	4	280

Fonte: site de catálogos de máquinas térmicas www.gsgnet.net.

Figura 13. Gráfico energia vs. temperatura da caldeira de recuperação calculada para o motor a gás natural.



Fonte: Elaboração própria.

Na Figura 14 são apresentadas as características do motor de combustão interna Cummins QSK23 queimando óleo Diesel. A informação do cálculo da caldeira de recuperação encontra-se na Tabela 4 e o gráfico de energia por temperatura é igual ao apresentado na Figura 15. Isto se deve ao fato dos dois motores apresentarem temperaturas similares nas caldeiras de recuperação, já que para ambos os casos foi suposta uma mesma temperatura de saída dos gases de exaustão de 493°C. A água entra a 25°C e a 3 MPa, com uma diferença de temperatura de *pinch point* de 23,9°C. A vazão de vapor muda em cada uma das caldeiras de recuperação.

Figura 14. Motor Cummins QSK23

Fabricante	Modelo	Combustível	Potencia Nominal [kW]
Cummins	QKS23	Diesel	708

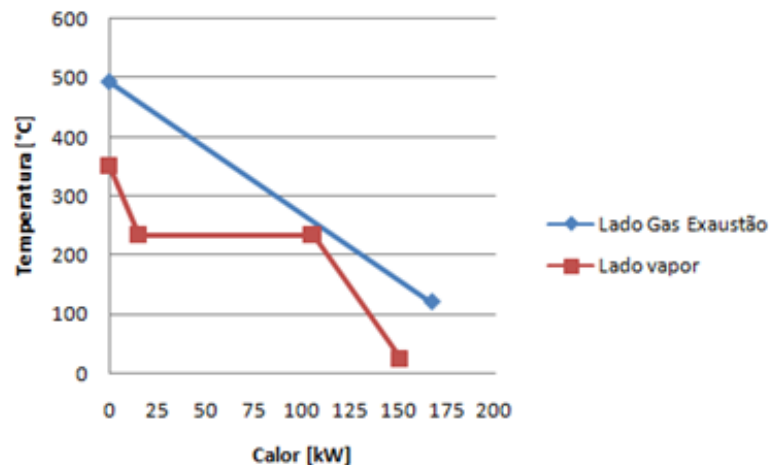
Fonte: site de catálogos de máquinas térmicas www.gsgnet.net.

Tabela 3 -- Calculo da caldeira de recuperação para o motor a gás.

MODELAGEM HRSG					
Lado Gas					
Q	206,0171	kW	η_{CR}	90%	
$\dot{m}_g$ [kg/s]	0,460271		$\dot{m}_{agua}$ [kg/s]	0,062	
Entalpias [kJ/kg]			Temperatura [°C]		
h_v [kJ/kg]	3115	T_v [°C]	350	Q_v [kW]	0
h_{vsat} [kJ/kg]	2808	T_{vsat} [°C]	233,9	Q_{vsat} [kW]	18,92749
h_{lsat} [kJ/kg]	1008	T_{lsat} [°C]	233,9	Q_{lsat} [kW]	129,903
h_L [kJ/kg]	107,6	T_L [°C]	25	Q_L [kW]	185,4154
Pressão lado vapor: 3 Mpa					
Pontos para curvas					
lado gas			lado vapor		
T [°C]	Q[kW]		T [°C]	Q [kW]	
493	0		350	0	
120	206,02		233,9	18,92749	
			233,9	129,903	Q liq saturado
			25	185,4154	

Tanto os painéis fotovoltaicos quanto os aquecedores solares, foram selecionados daqueles que Safaei et al. (2013) informaram na Tabela 1. A caldeira auxiliar pode gerar até 224kW de potência térmica e o sistema de refrigeração por compressão pode gerar até 17,7kW (ar condicionado de 60000 BTU/h). O sistema de refrigeração por absorção apresenta um COP de 0,8 e pode utilizar o vapor gerado pela caldeira de recuperação do equipamento de cogeração selecionado pelo programa de otimização.

Figura 15. Gráfico nergia vs. temperatura da caldeira de recuperação calculada para o motor Diesel.



Fonte: Elaboração própria.

Tabela 4 - Cálculo da caldeira de recuperação para o motor Diesel.

MODELAGEM HRSG					
Lado Gas					
Q	167,2532 kW	η_{CR}	90%		
$\dot{m}_g$ [kg/s]	0,373667	$\dot{m}_{agua}$ [kg/s]	0,050		
Entalpias [kJ/kg]		Temperatura [°C]			
h_v [kJ/kg]	3115	T_v [°C]	350	Q_v [kW]	0
h_{vsat} [kJ/kg]	2808	T_{vsat} [°C]	233,9	Q_{vsat} [kW]	15,36612
h_{lsat} [kJ/kg]	1008	T_{lsat} [°C]	233,9	Q_{lsat} [kW]	105,4606
h_l [kJ/kg]	107,6	T_L [°C]	25	Q_L [kW]	150,5279
Pressão lado vapor: 3 MPa					
Pontos para curvas					
lado gas			lado vapor		
T [°C]	Q [kW]		T [°C]	Q [kW]	
493	0		350	0	
120	167,25		233,9	15,36612	
			233,9	105,4606	
			25	150,5279	

Fonte: Elaboração própria.

5.3.2 Variáveis e informação de entrada

As variáveis independentes, parâmetros, informações de entrada e variáveis dependentes do programa são as seguintes:

- Informação de entrada:

Toda a informação fornecida na Tabela 1, que corresponde a demanda de eletricidade, aquecimento, resfriamento, quantidade de horas e o preço de eletricidade de cada bloco de carga considerado, e a potência gerada tanto pelo painel fotovoltaico quanto pelo aquecedor solar.

- Parâmetros:

Potência nominal da microturbina: 600 kW

Heat Rate turbina: 10.900 kJ/kWh

Custo de energia de cogeração: 0,326R\$/kWh (Preço em Portugal convertido a reais)

Potência nominal do motor a gás natural: 460 kW

Heat Rate MCI gás natural: 10.017 kJ/kWh

Potência nominal do motor Diesel: 567 kW

Heat Rate MCI Diesel: 5435 kJ/kWh

PCI gás natural: 50000 kJ/kg

PCI Diesel: 42000 kJ/kg

Potência nominal SRC: 17,7 kW (60000 BTU/h)

COP SRA: 0,8

COP SRC: 3

Área painel solar: 1 m²

Área aquecedor solar: 1 m²

Período de amortização: 20 anos

Taxa de juros: 12%

Custos de equipamentos em R\$/kWh

Custos de manutenção e operação de 3,25% do investimento.

- Variáveis independentes:

N1: para associar o número de painéis fotovoltaicos (variável inteira)

N2: para associar o número de aquecedores solares (variável inteira)

N3: para associar o número de SRC se for necessário (variável inteira)

y1: para determinar a existência do motor Diesel no sistema otimizado (variável booleana que pode assumir valor 0 ou 1)

y2: para determinar a existência do motor a gás natural no sistema otimizado (variável booleana que pode assumir valor 0 ou 1)

y3: para determinar a existência da microturbina a gás (variável booleana que pode assumir valor 0 ou 1).

- Variáveis dependentes:

As vazões de vapor das caldeiras de recuperação, dos combustíveis, da potência gerada dos motores e dos SRA, a água quente produzida, a quantidade de energia para venda, a quantidade de energia para compra (se for necessário) e fator de recuperação de capital FRC.

5.3.3 Restrições

As restrições supostas para o modelo são:

- $y1 + y2 + y3 = 1$, para se referir que, na otimização, faça a escolha de só uma tecnologia de cogeração, sendo que cada uma das variáveis pode ter o valor de 0

ou 1. Esta restrição faz que somente seja uma delas que tenha o valor 1 e assim, adicionando outros cálculos e restrições, a tecnologia de cogeração associada para aquela variável seja eleita;

- Variação da vazão de combustível entre 50% a 100% no caso dos motores;
- $N1 + N2 \leq 530$, para delimitar a quantidade de painéis e aquecedores com a área disponível; sendo 530 a área em metros quadrados no hospital para aproveitamento solar (neste caso, só os tetos das edificações), calculando a geração por metro cuadrado de cada equipamento (painel ou aquecedor);
- A potência elétrica de venda E_{sell} tem que ser menor de 1 MW (limites de legislação para minigeração);
- $N3$ ou a quantidade de SRC também é limitada com o máximo resfriamento requerido;
- A turbina a gás trabalha em carga plena, no ponto de projeto;
- Variação de vazão de combustível entre 60% a 100% no caso da caldeira auxiliar.

5.3.4 Função objetivo

Corresponde a minimização dos custos associados a investimento, combustíveis, operação e manutenção do sistema e maximizar a receita por venda de energia gerada. Logo a equação é definida pela equação (5.1):

$$Min = D - R \quad (5.1)$$

Sendo D as despesas, R a receita e Min alude à minimização. Cada uma será explicada na avaliação econômica apresentada na seção 5.3.5.

5.3.5 Equações governantes

Para cada equipamento, foi realizado o balanço de massa e energia (FERREIRA, 2008), assim como um balanço da demanda e das potências fornecidas pelos diferentes equipamentos. Desta forma, a equação (5.2) expressa a vazão de combustível em função do *Heat Rate* da turbina (HR), da potencia nominal W e do poder calorífico inferior de gas natural, PCI_{gn} .

Microturbina a gás:

$$\dot{m}_{comb} = \left[(HR \cdot W_{TG}) / (3600 \cdot PCI_{gn}) \right] \cdot y_3 \quad (5.2)$$

A equação (5.3) expressa a vazão de vapor da caldeira de recuperação associada à microturbina a gás, calculada em função da eficiência da caldeira η_{cr} , vazão dos gases de exaustão $\dot{m}_{gases}$, o calor específico dos gases de exaustão CP_{gas} , temperatura dos gases de exaustão na entrada da caldeira T_{gas_in} , temperatura dos gases de exaustão na saída da caldeira de recuperação T_{gas_out} , entalpia da água a entrada da caldeira h_{l_tg} e entalpia do vapor à saída da caldeira h_{v_tg} .

$$\dot{m}_{vapor} - \left[\eta_{cr} \cdot \dot{m}_{gases} \cdot CP_{gas} \cdot (T_{gas_in} - T_{gas_out}) / (h_{v_tg} - h_{l_tg}) \right] \cdot y_3 = 0 \quad (5.3)$$

No caso do motor Diesel, a equação (5.4) representa a faixa de variação da vazão de combustível do motor Diesel $\dot{m}_{comb_T}$ ao respeito da vazão nominal do combustível $\dot{m}_{nom}$. Na expressão (5.5), a potência do motor Diesel é calculada em função do poder calorífico inferior do Diesel PCI_{Diesel} , do *heat rate* (HR) e da vazão de combustível $\dot{m}_{comb_T}$. O subscrito “T” indica os 21 diferentes blocos de carga do problema analisado, sendo em total 21 equações.

$$0,5 \cdot \dot{m}_{nom} \cdot y1 \leq \dot{m}_{comb_T} \cdot y1 \quad (5.4)$$

$$W_{mcid_T} - \left[(3600 \cdot PCI_{diesel} \cdot \dot{m}_{comb_T}) / HR \right] = 0 \quad (5.5)$$

Para a caldeira de recuperação associada à motor Diesel, a equação (5.6) representa a vazão de gases de exaustão $\dot{m}_{gases_T}$ da caldeira de recuperação associada ao motor Diesel em função da vazão de combustível $\dot{m}_{comb_T}$. Na equação (5.7), a vazão do vapor da caldeira de recuperação $\dot{m}_{vapor_T}$ é calculada em função da eficiência da caldeira η_{cr} ; a vazão $\dot{m}_{gases_T}$, o calor específico CP_{gas} dos gases de exaustão; a temperatura na entrada da caldeira T_{gas_in} ; temperatura dos gases de exaustão à saída da caldeira de recuperação T_{gas_out} ; a entalpia da água na entrada da caldeira h_{l_tg} e entalpia do vapor na saída da caldeira h_{v_tg} . O subscrito “T” indica os 21 diferentes blocos de carga do problema analisado, sendo em total 21 equações.

$$\dot{m}_{gases_T} - 19 \cdot \dot{m}_{comb_T} = 0 \quad (5.6)$$

$$\dot{m}_{\text{vapor_T}} - [\eta_{cr} \cdot \dot{m}_{\text{gases_T}} \cdot CP_{\text{gas}} \cdot (T_{\text{gas-in}} - T_{\text{gas-out}}) / (h_{v_tg} - h_{l_tg})] = 0 \quad (5.7)$$

No caso do motor a gás natural, a equação (5.8) expressa a faixa de variação da vazão de combustível do motor a gás $\dot{m}_{\text{comb_T}}$ a respeito da vazão nominal do combustível $\dot{m}_{\text{nom}}$. A expressão (5.9) a potência do motor a gás é calculada em função do poder calorífico inferior do gás natural PCI_{gn} , do *heat rate* (HR) e da vazão de combustível $\dot{m}_{\text{combgn_T}}$. O subscrito “T” indica os 21 diferentes blocos de carga do problema analisado, sendo em total 21 equações.

$$0,5 \cdot \dot{m}_{\text{nom}} \cdot y2 \leq \dot{m}_{\text{comb_T}} \leq \dot{m}_{\text{nom}} \cdot y2 \quad (5.8)$$

$$W_{\text{mcign_T}} - [(3600 \cdot PCI_{\text{gn}} \cdot \dot{m}_{\text{combgn_T}}) / HR] = 0 \quad (5.9)$$

Para a caldeira de recuperação associada à motor a gás natural, a equação (5.10) expressa a vazão de gases de exaustão do motor a gás natural $\dot{m}_{\text{gases_T}}$ em função da vazão de combustível $\dot{m}_{\text{combgn_T}}$. Na equação (5.11), a vazão do vapor da caldeira de recuperação associada ao motor a gás natural $\dot{m}_{\text{vaporgn_T}}$ é calculada em função da eficiência da caldeira η_{cr} , vazão dos gases de exaustão $\dot{m}_{\text{gasesgn_T}}$, o calor específico dos gases de exaustão CP_{gas} , temperatura dos gases de exaustão à entrada da caldeira $T_{\text{gas_in}}$, temperatura dos gases de exaustão à saída da caldeira de recuperação $T_{\text{gas_out}}$, entalpia da água a entrada da caldeira h_{l_tg} e entalpia do vapor à saída da caldeira h_{v_tg} . O subscrito “T” indica os 21 diferentes blocos de carga do problema analisado, sendo em total 21 equações.

$$\dot{m}_{\text{gasesgn_T}} - 19 \cdot \dot{m}_{\text{combgn_T}} = 0 \quad (5.10)$$

$$\dot{m}_{\text{vaporgn_T}} - [\eta_{cr} \cdot \dot{m}_{\text{gasesgn_T}} \cdot CP_{\text{gas}} \cdot (T_{\text{gas-in}} - T_{\text{gas-out}}) / (h_{v_tg} - h_{l_tg})] = 0 \quad (5.11)$$

No caso da caldeira auxiliar, a equação (5.12) expressa o cálculo da vazão do vapor da caldeira $\dot{m}_{\text{vaporb_T}}$ em função da eficiência da caldeira η_{boiler} , vazão de combustível $\dot{m}_{\text{combb_T}}$, e o poder calorífico inferior do gás natural PCI_{gn} . O subscrito “T” indica os 21 diferentes blocos de carga do problema analisado, sendo em total 21 equações.

$$\dot{m}_{\text{vaporgn_T}} \cdot (h_{v_tg} - h_{l_tg}) - (\eta_{\text{boiler}} \cdot \dot{m}_{\text{combb_T}} \cdot PCI_{\text{gn}}) = 0 \quad (5.12)$$

No Sistema de Refrigeração por Absorção SRA, a expressão (5.13) expressa o cálculo do calor rejeitado pelo sistema Q_{sra_T} em função do rendimento do sistema COP_{sra} , das entalpias do fluido na entrada e na saída do sistema h_v e h_{out} , e as vazões de vapor de cada uma das máquinas cogeradoras: vazão de vapor da caldeira de recuperação da microturbina $\dot{m}_{v_tg}$, vazão de vapor da caldeira de recuperação do motor Diesel $\dot{m}_{v_diesel}$ e a vazão de vapor da caldeira de recuperação do motor a gás natural $\dot{m}_{v_gn}$. Finalmente, a otimização escolherá uma das vazões de vapor. O subscrito “T” indica os 21 diferentes blocos de carga do problema analisado, sendo em total 21 equações.

$$Q_{SRA_T} - [COP_{SRA} \cdot (\dot{m}_{v_tg_T} + \dot{m}_{v_diesel_T} + \dot{m}_{v_gn_T}) \cdot (h_{v_tg} - h_{l_tg})] = 0 \quad (5.13)$$

Para o Sistema de Refrigeração por Compressão SRC, a equação (5.14) expressa o cálculo do calor rejeitado pelo sistema Q_{src_T} em função do rendimento do sistema COP_{src} e a potência do compressor $W_{liq_src_T}$. O subscrito “T” indica os 21 diferentes blocos de carga do problema analisado, sendo em total 21 equações.

$$Q_{SRC_T} - (COP_{SRC} \cdot W_{liq_SRC_T}) = 0 \quad (5.14)$$

No caso da potência gerada e demandada, a equação (5.15), expressa a somatória das potências geradas pelos diferentes equipamentos e a demanda segundo o bloco: W_{tg} é a potência gerada pela turbina a gás, W_{mcid_T} é potência gerada pelo motor Diesel, W_{mcign_T} é a potência gerada pelo motor a gás natural, W_{pfv_T} é a potência gerada pelos painéis fotovoltaicos, $N1$ é a quantidade de painéis, EE_{purch_T} é a potência comprada se for o caso, EE_{sell_T} é a potência vendida à rede se for o caso, W_{liqsrc_T} é a potência consumida pelo SRC e o P_T é a potência demandada segundo o bloco de carga. Igualmente, o subscrito “T” indica as potências geradas pelos equipamentos nos diferentes blocos de carga do problema.

$$W_{TG} + W_{MCID_T} + W_{MCIGN_T} + W_{pfv_T} \cdot N1 + EE_{purch_T} - EE_{sell_T} - W_{liq_SRC_T} \leq P_T \quad (5.15)$$

Para o caso do resfriamento gerado e demandado, a equação (5.16) expressa o calor rejeitado Q_{sra_T} pelo SRA, o calor rejeitado Q_{src_T} pelo SRC, $N3$ refere-se à quantidade de SRC necessitados e R_T é a demanda de resfriamento segundo o bloco de carga. O subscrito “T” indica as potências geradas pelos equipamentos nos diferentes blocos de carga do problema.

$$Q_{SRA_T} + Q_{SRC_T} \cdot N3 \leq R_T \quad (5.16)$$

No caso do aquecimento gerado e demandado e apresentado na equação (5.17), sendo Q_{aqsol_T} é o calor gerado pelos aquecedores solares, $N2$ é o número de aquecedores solares, Q_{jaq_Diesel} é o calor gerado pela jaqueta de água do motor Diesel, Q_{jaq_gn} é o calor gerado pela jaqueta de água do motor a gas natura, Q_{boiler_T} é o calor gerado pela caldeira auxiliar e Q_T é a demanda de aquecimento no bloco de carga. O subscrito "T" indica as potências geradas pelos equipamentos nos diferentes blocos de carga do problema.

$$Q_{aqsol_T} \cdot N2 + Q_{jaq_diesel} + Q_{jaq_gn} + Q_{boiler_T} \geq Q_T \quad (5.17)$$

5.3.6 Avaliação econômica

Como descrito na seção 5.3.2, referentes às variáveis, foram assumidos os seguintes valores para o fator de retorno de capital: amortização a 20 anos e juros de 12%. Os custos dos equipamentos estão em função da potência gerada (R\$/kW), os preços de compra de energia são dados no artigo de referência, os custos de combustível estão dados em R\$/kg e a potência gerada final por cada equipamento é dada pela otimização. Assim, as despesas (D) e a receita (R) é calculada segundo equação (5.18). Esta análise esta baseada nos estudos de Ferreira (2008), Balestieri (2002), Bejan et al. (1996) e del Carlo (2007).

$$D = D_{inv} + D_{comb} + D_{O\&M} + \sum EE_{purch_T} \quad (5.18)$$

Na qual D_{inv} são as despesas pelos custos de investimento, D_{comb} são as despesas pelos custos de combustível e $D_{o\&m}$ são as despesas pelos custos de manutenção e operação. As despesas por operação e manutenção são assumidas como o 3,25% dos custos de investimento (RAMOS, 2012). O EE_{purch_T} refere-se a energia comprada por bloco de carga. Os custos do combustível D_{comb} pode se calcular pela equação (5.19).

$$D_{comb} = [(custo_Diesel \cdot \dot{m}_{comb_T} \cdot 3600 \cdot h_T) + (custo_gn \cdot \dot{m}_{comb_gn_T} \cdot 3600 \cdot h_T) + (custo_gn \cdot \dot{m}_{comb_boiler_T} \cdot 3600 \cdot h_T)] \quad (5.19)$$

Sendo $custo_Diesel$ o preço do Diesel dado em R\$/kg, m_{comb_T} é a vazão de combustível (neste caso, de Diesel) em kg/s o qual é um dos resultados da otimização e varia com o bloco de carga. O número 3600 é um fator de conversão de segundos para horas, h_T é as horas do ano de duração do bloco de carga em h/ano, $custo_gn$ é o preço de gás natural em R\$/kg, $m_{comb_gn_T}$ é a vazão de combustível do motor a gás natural em kg/s o qual varia com o bloco de carga e $m_{comb_boiler_T}$ é a vazão de combustível da caldeira auxiliar (neste caso, gás natural), que pode variar com o bloco de carga. Os custos por investimentos D_{inv} , são calculados segundo equação (5.20):

$$D_{inv} = \sum (Custo_Ap \cdot FRC \cdot W_{ger_T}) \quad (5.20)$$

Sendo $Custo_Ap$ o custo do equipamento (motor Diesel, motor a gás natural, caldeira auxiliar, painel fotovoltaico, aquecedor solar, SRC, SRA, caldeiras de recuperação) em função da potencia R\$/kW, FRC que é o fator de recuperação de capital calculado com os juros e o tempo de amortização [1/ano] e W_{ger_T} a potência gerada pelo equipamento em determinado bloco de potência em kW. Na equação (5.21) representa a Receita.

$$R = \sum (EE_{sell_T} \cdot CEC \cdot h_T) \quad (5.21)$$

Sendo EE_{sell_T} é a energia vendida por bloco de carga em kW/h, CEC é o valor de venda da energia gerada em R\$/kW e h_T é as horas do ano de duração do bloco de carga em h/ano.

5.4 Resultados

Depois da otimização realizada com o programa LINGO[®], foram obtidos os seguintes resultados:

- O equipamento cogador escolhido foi o motor a gás natural;
- Nenhum equipamento solar foi escolhido, nem o painel fotovoltaico e nem o aquecedor solar;
- O resfriamento foi obtido somente com equipamentos SRA;
- O valor da função objetivo foi de -2.713.886 [R\$/ano], na qual as despesas foram de 141.873,60 [R\$/ano] e a receita foi de 2.855.759,60 [R\$/ano];
- Não teve compra de energia, mas sim venda de excedente.

5.5 Análise e comparação dos resultados

Comparando os resultados obtidos com os resultados do artigo de referência, a proposta chegou a resultados similares devido a que os autores afirmam que a melhor escolha é o motor a gás natural. A tecnologia solar, apesar dos incentivos governamentais em Portugal, ainda é uma tecnologia de alto custo. A célula combustível é uma tecnologia ainda mais cara em comparação aos outros equipamentos cogeneradores. No caso dos sistema de refrigeração, os SRA são favorecidos quando se tem um sistema cogenerador. Foi obtida uma função objetivo negativa porque a receita foi maior que as despesas, obtendo lucro pela venda de energia excedente à rede. Na tabela 5 é apresentado as comparações do artigo fonte com os resultados obtidos.

Tabela 5. Comparação artigo fonte e resultados obtidos pela metodologia proposta.

	SAFAEI, FREIRE, ANTUNES	A.L.VARGAS
Equipamento Cogrador	motor a gás natural	motor a gás natural
Uso de caldeira auxiliar	não	não
Uso de aquecedor solar	não	não
Uso de painel fotovoltaico	não	não
Resfriamento com SRA	sim	sim
Resfriamento com SRC	não	não
Compra eletricidade	sim	não
Venda eletricidade	sim	sim
Demanda Térmica	satisfeita	satisfeita
Valor Função Objetivo	não reportada	2713886 R\$/ano

Elaboração própria.

6 MODELAGEM MATEMÁTICA E OTIMIZAÇÃO

6.1 Estudo de caso: Hospital em Campinas (SP)

As informações do estudo de caso foram obtidas do artigo de Santo (2014), onde foi realizado uma análise energética e exergética de um motor Diesel utilizado em trigerção. A pesquisa utiliza os dados de uso de vapor, resfriamento, água quente e eletricidade do Hospital da Universidade de Campinas por um ano no estado de São Paulo.

Estas informações são fornecidas em gráficos de Demanda vs. Hora, para as 24 horas do dia, para oito dias típicos ao longo do ano, sendo dois dias por estação: um deles da semana de trabalho e outro do final de semana. Nas Figuras 16, 17, 18 e 19 são apresentadas os gráficos que descrevem os requerimentos energéticos do hospital.

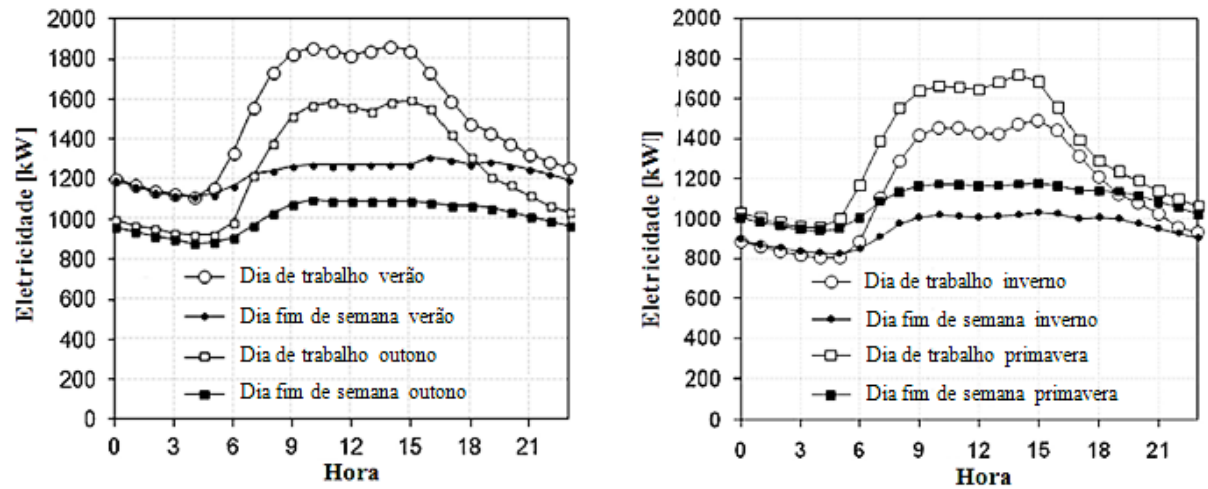
As condições do vapor de saída são 800 kPa e 175°C de temperatura, para a água quente a temperatura deve ser de 50°C. Os dias do ano são classificados em cada estação (verão, outono, inverno e primavera) dependendo se são dias de trabalho ou não, estão apresentados na Tabela 5.

Tabela 6. Tipo de dia e quantidade de dias segundo estação.

Tipo de dia	Quantidade de dias por ano
Dias de trabalho de Verão	60
Dias do fim de semana de Verão	29
Dias de trabalho de Outono	65
Dias do fim de semana de Outono	28
Dias de trabalho de Inverno	67
Dias do fim de semana do Inverno	27
Dias de trabalho de Primavera	60
Dias do fim de semana de Primavera	29
Total	365

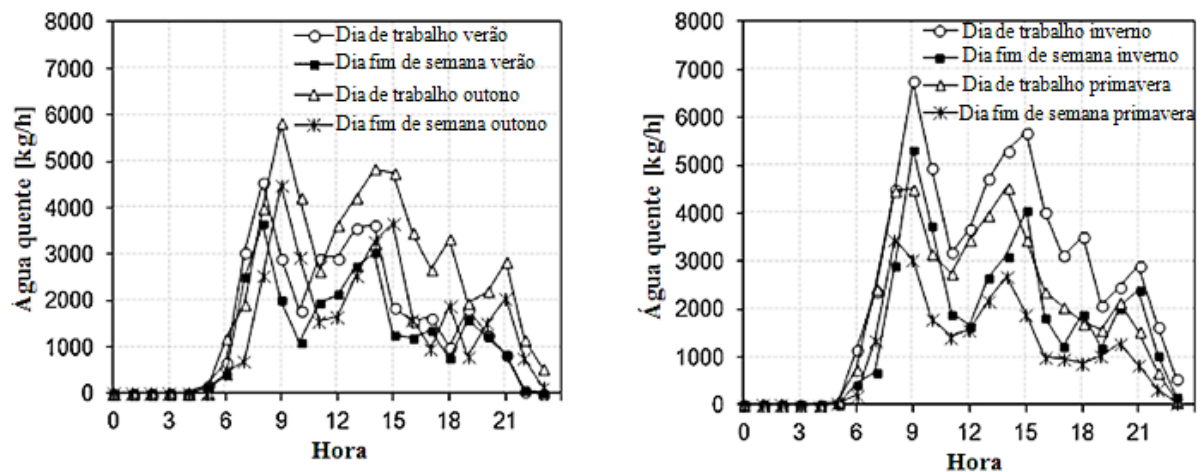
Fonte: Elaboração própria.

Figura 16. Demanda de eletricidade para as quatro estações, um dia de trabalho e outro dia de final de semana.



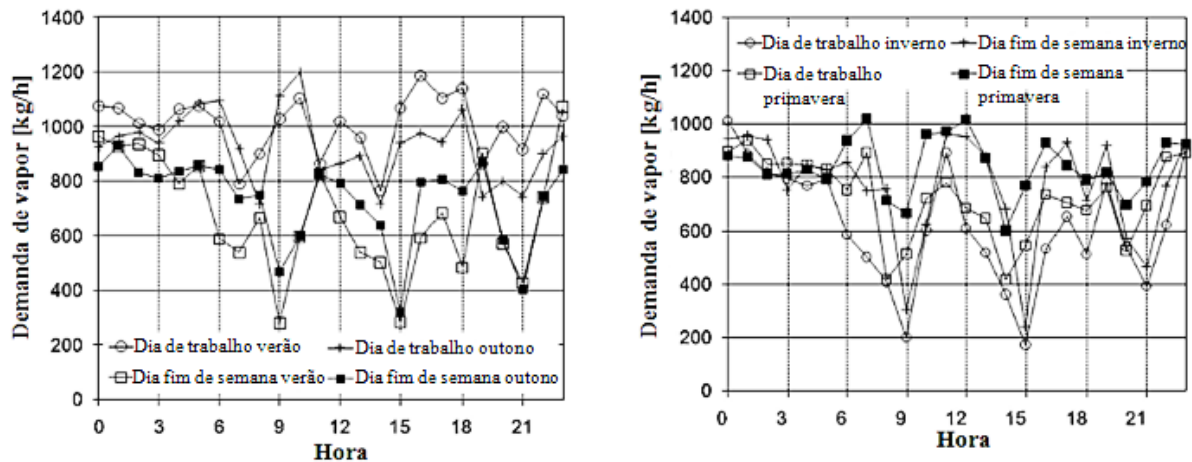
Fonte: Santo (2014)

Figura 17. Demanda de água quente, para as quatro estações, um dia de trabalho e outro dia de final de semana.



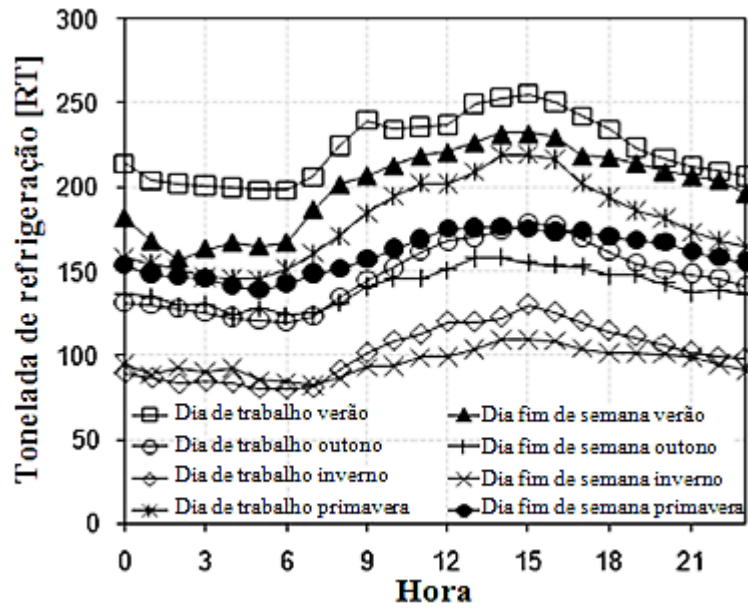
Fonte: Santo (2014)

Figura 18. Necessidade de vapor, para as quatro estações, um dia de trabalho e outro dia de final de semana.



Fonte: Santo (2014)

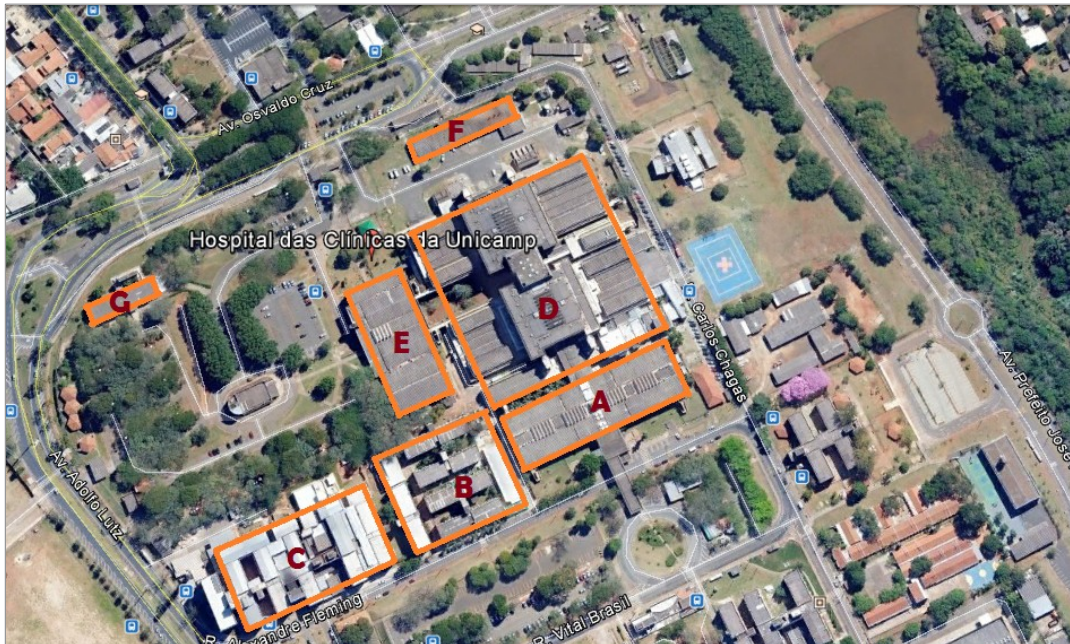
Figura 19. Necessidade de resfriamento, para as quatro estações, um dia de trabalho e outro dia de final de semana.



Fonte: Santo (2014)

Da área total do hospital, 34102 m² aproximadamente está disponível para o uso de equipamentos solares (painéis fotovoltaicos e aquecedores solares) opção de aproveitamento de energias renováveis considerada na superestrutura proposta. Na Figura 20 pode se observar uma vista aérea do hospital onde estão ressaltadas as áreas mencionadas.

Figura 20. Foto do Hospital Campinas com as áreas disponíveis.



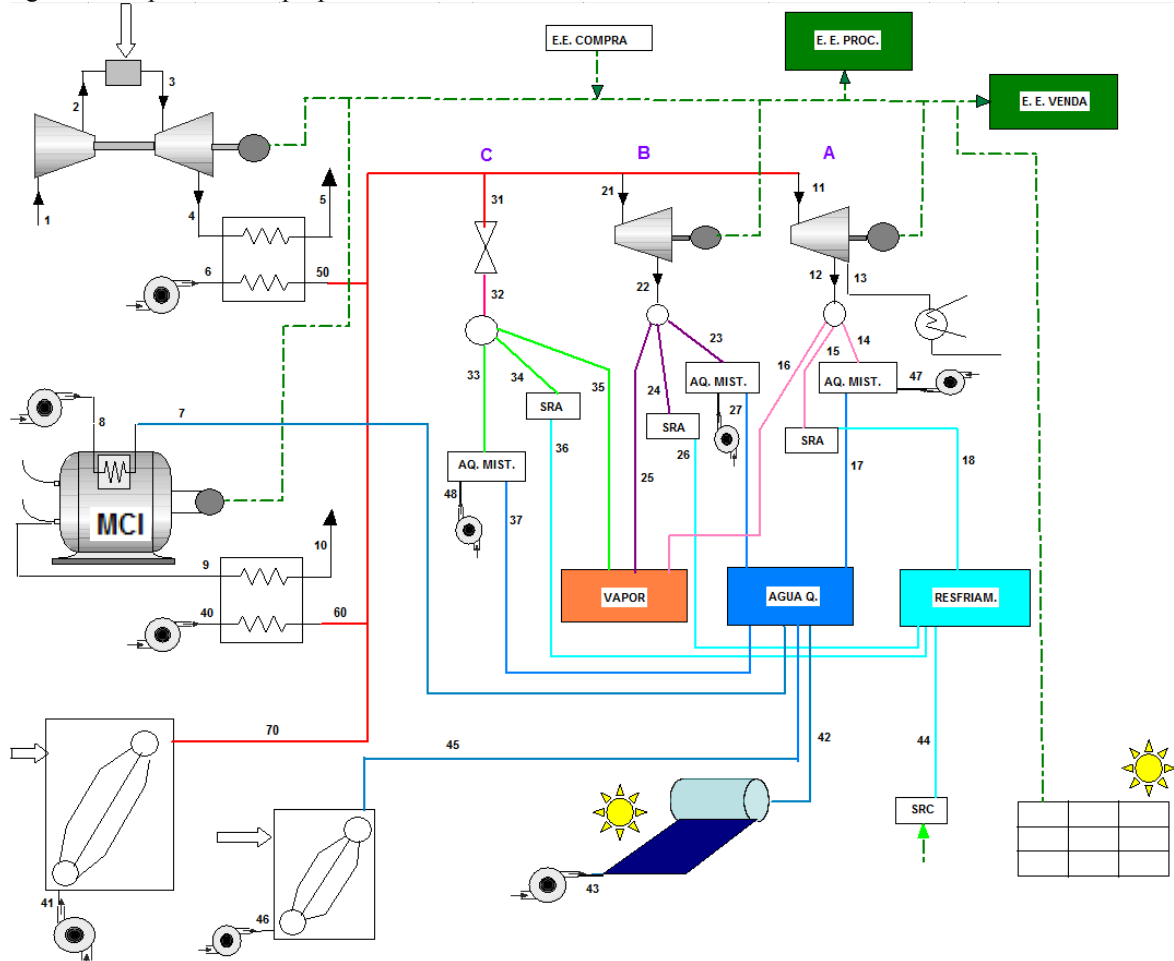
Fonte: Elaboração própria com ajuda de Google Maps®.

6.2 Superestrutura Proposta

Segundo a revisão bibliográfica realizada neste trabalho e as necessidades do hospital, propõe-se uma superestrutura com tecnologias tanto de cogeração quanto de geração para suprir todos os requerimentos. Na Figura 21 é apresentado um esquema da proposta.

Foram escolhidos três tipos de tecnologias para geração de energia e vapor, as quais são: turbina a gás, motor de combustão interna e caldeira. No caso da turbina a gás e do motor de combustão interna, foi dimensionada uma caldeira de recuperação para o aproveitamento dos gases de combustão. No caso do motor, foi aproveitada também a água da jaqueta como fonte de água quente.

Figura 21. Superestrutura proposta.



Fonte: Elaboração própria.

Para reaproveitar o vapor das caldeiras de recuperação, foram propostos três casos para o uso do vapor:

- Caso A: Utilizar uma turbina de condensação com uma extração para obter eletricidade e o vapor nas condições requeridas pelo hospital;

- Caso B: Utilizar uma turbina de contrapressão para gerar eletricidade e o vapor nas condições requeridas pelo hospital;
- Caso C: Utilizar uma válvula para queda de pressão e assim obter vapor nas condições requeridas pelo hospital.

Para todos os usos, no caso de obter vapor em excesso, poderia se utilizar uma parte em um sistema de refrigeração por absorção para obter o resfriamento necessário, e a parte restante em um aquecedor de mistura para obter água quente. Foram inclusos também equipamentos de aproveitamento de energias renováveis, como são os painéis fotovoltaicos e os aquecedores solares. Também para resfriamento, foram considerados sistemas de refrigeração por compressão.

6.3 SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS DA SUPERESTRUTURA.

Foi estabelecido como prioridade o atendimento da demanda térmica, especialmente a geração de vapor. O vapor restante será utilizado para gerar as outras formas de energia necessárias, tais como eletricidade, resfriamento e água quente.

Conforme as informações da demanda, a maior vazão de vapor requerida é de 1200kg/h (0,333 kg/s) a 800 kPa e 175 °C de temperatura. O 110% do vapor é 0,367 kg/s, sendo esse valor a base para a escolha dos equipamentos.

Para cada um dos casos propostos (a, b e c) mencionados anteriormente, pode-se observar que o vapor de entrada pode suprir a demanda de vapor, além de suprir o vapor necessário para obter resfriamento com um Sistema de Refrigeração por Absorção e água quente usando um aquecedor de mistura.

6.3.1 Caso A

A configuração deste caso, descrita na secção 6.2 é apresentada na Figura 22. Como já mencionado, a vazão de vapor máxima é de 0,367 kg/s. No caso da água quente, a vazão máxima é de 1,861 kg/s. Para o resfriamento, o valor máximo de necessidade de resfriamento é de 255 TR (897,6 kW). Para obter a vazão de vapor de um SRA, foi selecionado um equipamento com um de capacidade igual ou superior de resfriamento as 255 TR.

No caso do Chiller por absorção, foi escolhido o Broad X Model BVS100, cuja capacidade de resfriamento de 1163 kW (330,4 TR). No catálogo deste equipamento é apresentada a vazão de vapor para a capacidade de resfriamento desejada, neste caso é de

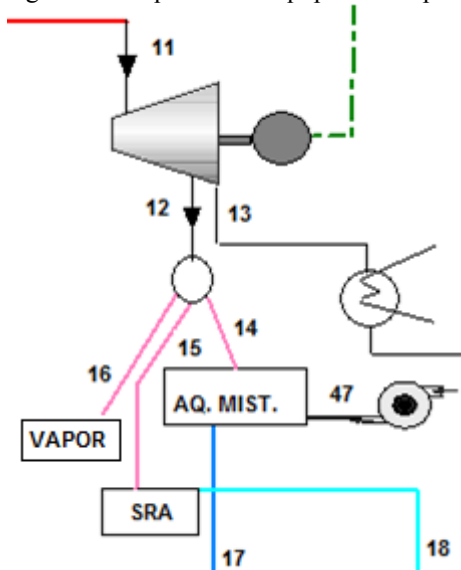
0,349 kg/s. Portanto, é obtida a vazão necessária para o SRA, representado na Figura 22 como a vazão 15 ou $\dot{m}_{15}$.

Para calcular a vazão suficiente de vapor para um aquecedor de mistura, foram aplicadas as equações (6.1) e (6.2) de conservação da massa e da energia:

$$\dot{m}_{47} + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{17} \quad (6.1)$$

$$\dot{m}_{47}h_{47} + \dot{m}_{14}h_{14} = \dot{m}_{17}h_{17} \quad (6.2)$$

Figura 22. Esquema dos equipamentos para o caso A.



Fonte: Elaboração própria.

Sendo $\dot{m}_{17}$ a vazão conhecida do máximo valor de água quente necessitada (1.861 kg/s), $\dot{m}_{14}$ é a vazão de vapor necessitada, $\dot{m}_{47}$ é a vazão de água a aquecer e h são as entalpias de cada um dos pontos.

As propriedades termodinâmicas de cada ponto são obtidas a partir dos seguintes supostos: Para o ponto 47 (Figura 22) a água está a 1 atmosfera de pressão (101,3 kPa) e uma temperatura de 25 °C, tendo entalpia $h_{47} = 105$ kJ/kg. Para o ponto 14, o vapor está a 0,8 kPa e uma temperatura de 175 °C, e entalpia de $h_{14} = 2780$ kJ/kg. Finalmente, para o ponto 17 (Figura 7), é necessário que a água quente esteja a 1 atmosfera de pressão (101,3 kPa), uma temperatura de 70°C e uma entalpia de $h_{17} = 293$ kJ/kg.

Com as informações anteriores, a vazão de vapor necessária para o aquecedor de mistura é $\dot{m}_{14} = 0,131$ kg/s. Agora, realizando o balanço de massa na turbina a vapor por condensação, foi obtido pela equação (6.3).

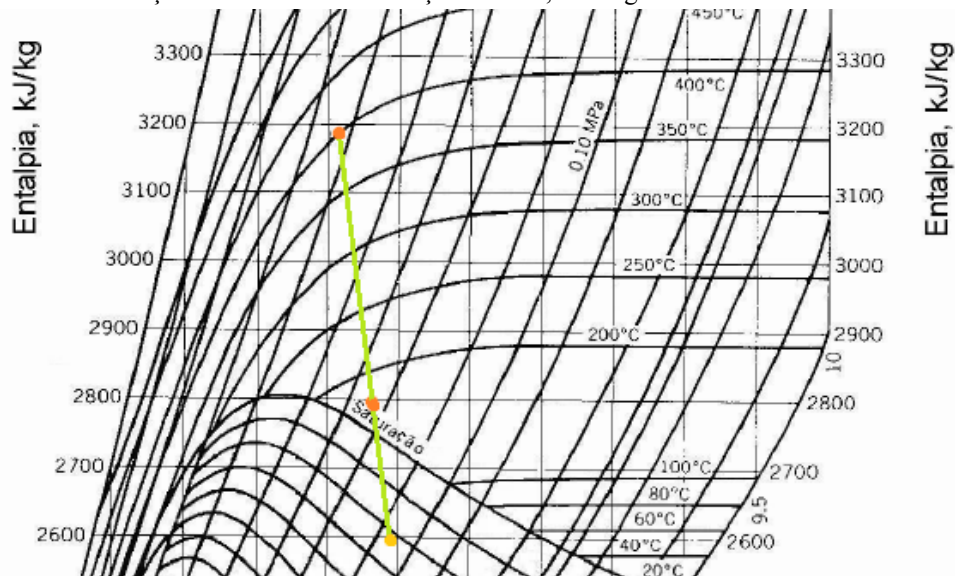
$$\dot{m}_{11} = (\dot{m}_{14} + \dot{m}_{15} + \dot{m}_{16}) + \dot{m}_{13} \quad (6.3)$$

Sendo $\dot{m}_{13}$ o 20% da vazão total $\dot{m}_{11}$. Finalmente, a vazão de vapor que pode abastecer tanto a demanda de vapor de processo, quanto aquecimento de água e resfriamento é de $\dot{m}_{11} = 1,059$ kg/s. Pode se concluir que a faixa de vapor necessária neste caso, é de 0,367 kg/s a 1,059 kg/s.

No caso da turbina a vapor, foi projetada a linha de condição no diagrama de Mollier, levando em conta que o ponto 12 tem 0,8 MPa de pressão e 175°C de temperatura e que na entrada, a pressão tem que coincidir com o valor de pressão de uma caldeira de recuperação comercial. Com aquelas considerações, foi suposta a linha de condição apresentada na Figura 23, com uma pressão do ponto 11 de 6,3 MPa e 400°C de temperatura.

Dessa forma, foi encontrada a eficiência isentrópica e a geração de energia da turbina a vapor por condensação, sendo 82,6% e 457,1 kW os valores respectivos no caso do vapor na faixa máxima e para a faixa mínima de vapor, a eficiência é de 82,6% e a potência fornecida de 198,1 kW.

Figura 23. Linha de condição Turbina de Condensação Caso A, no diagrama de Mollier.



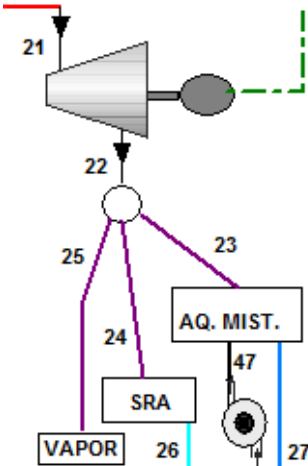
Fonte: Elaboração própria.

6.3.2 Caso B

Na Figura 24 é apresentada a configuração deste caso, onde foi selecionada uma turbina de vapor de contrapressão sem extrações. A vazão mínima será a vazão necessária de vapor do processo que é 0,367 kg/s e a vazão máxima é a somatória das vazões de vapor para o aquecedor de mistura e para o sistema de refrigeração. Portanto, a faixa de vapor utilizada neste caso, é de 0,367 kg/s a 0,847 kg/s.

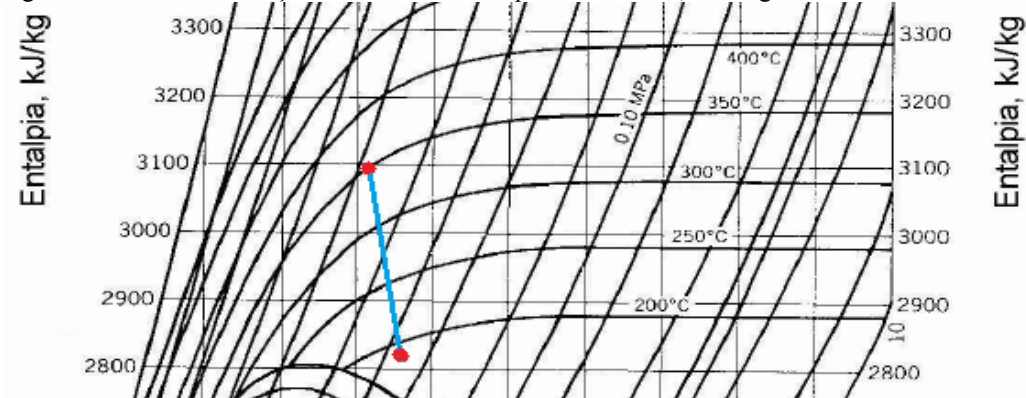
Foi suposto que o ponto 21 tem uma pressão de 6,3 MPa e 350°C de temperatura. Assim, desenhando a linha de condição da turbina, apresentada na Figura 25, foi obtida uma eficiência isentrópica de 79,4% e uma potência elétrica de 308 kW.

Figura 24. Esquema dos equipamentos para o Caso B.



Fonte: Elaboração própria.

Figura 25. Linha de condição Turbina de Contrapressão Caso B, no diagrama de Mollier

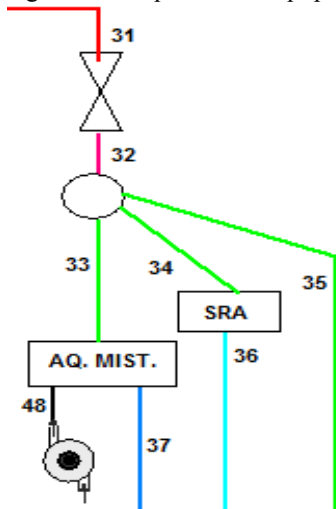


Fonte: Elaboração própria.

6.3.3 Caso C - Faixa de Vapor

Para o caso C, foi considerada uma válvula de expansão, na qual faz descer a pressão da caldeira a 800 kPa, pressão necessária para satisfazer a demanda de vapor do processo. Foi suposta uma pressão de entrada de 6,3 MPa a 350°C de temperatura. A faixa de vapor é igual do caso B, sendo de 0,367 kg/s até 0,847 kg/s. O esquema deste caso está representado na figura 26.

Figura 26. Esquema dos equipamentos para o caso C.



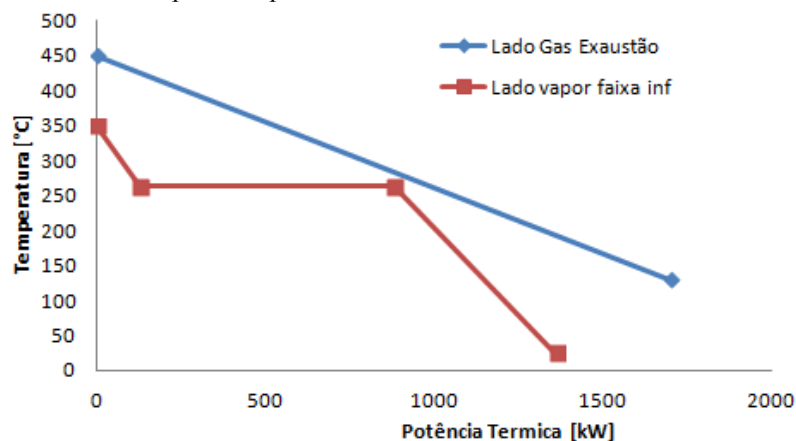
Fonte: Elaboração própria.

6.3.4 Modelagem das Caldeiras de Recuperação e Curva de Seleção - Caso A

De acordo com as faixas das vazões de vapor, foi modelada a caldeira de recuperação. A eficiência assumida foi de 80%, lembrando que o vapor obtido tem 6,3 MPa de pressão e 400 °C de temperatura. Os cálculos correspondentes estão resumidos no quadro da Tabela 6 e as gráficas do *pinch point*, tanto para a o limite de vapor da faixa inferior quanto a superior, estão nas Figuras 27 e 28 nessa ordem. A temperatura do *pinch point* foi de 18,9 °C.

Foram realizadas umas curvas de seleção para as turbinas a gás e para os motores de combustão interna, pré-selecionando segundo as vazões de todos os casos, 21 turbinas a gás e 40 motores de combustão interna. Para realizar as curvas de seleção, foram efetuados cálculos os quais estão nas Tabela 7 e 8 para o valor superior e inferior da faixa do vapor e a curva de seleção para as turbinas na Figura 29 e para os motores de combustão interna, na Figura 30.

Figura 27. Gráfico do *Pinch Point* para o vapor limite da faixa inferior - Caso A.



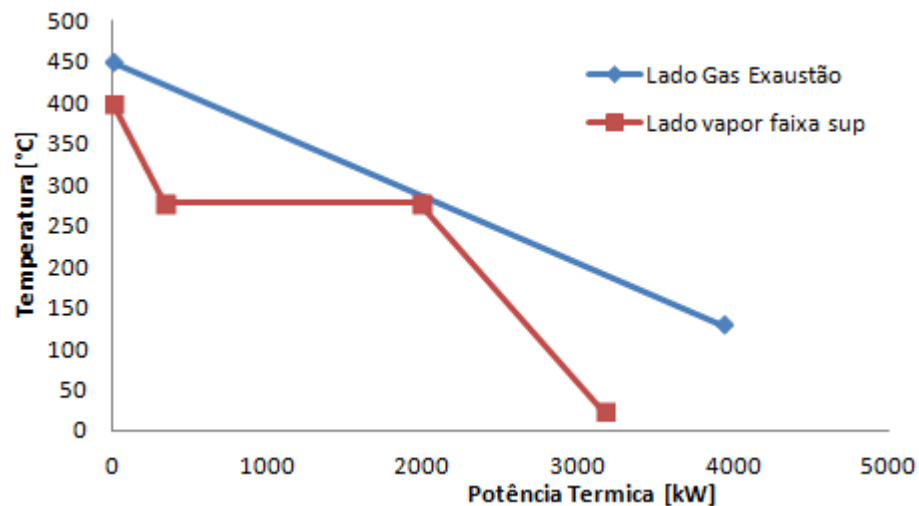
Fonte: Elaboração própria.

Tabela 7. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação - Caso A.

MODELAGEM HRSG - CASO A							
Lado Gás				Lado Vapor			
	faixainf	faixasup			faixainf.	faixasup	
$\dot{m}_g$ [kg/s]	4,879	11,257		$\dot{m}_{\text{agua}}$ [kg/s]	0,459	1,059	
Q	1756,421	4052,396	kW	η_{CR}	80%		
Lado Vapor				Pressão:	6,3MPa		
Entalpias [kJ/kg]				Temperatura [°C]		Faixa inf.	Faixa sup.
h_v [kJ/kg]	3172	T_v [°C]		400	Q_v [kW]	0	0
h_{vsat} [kJ/kg]	2781	T_{vsat} [°C]		278,8	Q_{vsat} [kW]	179,469	414,069
h_{lsat} [kJ/kg]	1230	T_{lsat} [°C]		278,8	Q_{lsat} [kW]	891,378	2056,578
h_l [kJ/kg]	110,7	T_L [°C]		25	Q_L [kW]	1405,1367	3241,9167
Pontos para curvas - Pinch Point				lado vapor			
lado gas				lado vapor			
T [°C]	Qinf [kW]	Qsup [kW]		T [°C]	Q (faixainf)	Q (faixasup)	
450	0	0		400	0	0	
150	1756,42	4052,396		278,8	179,469	414,069	
				278,8	891,378	2056,578	Q liq. sat.
				25	1405,137	3241,917	

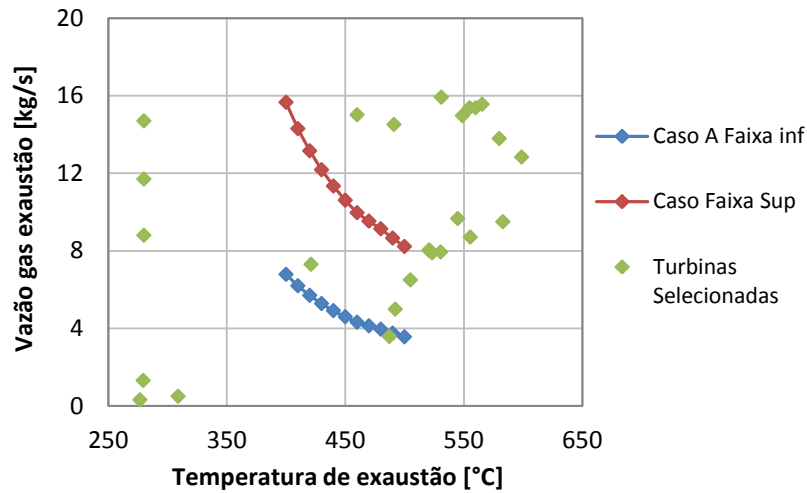
Fonte: Elaboração própria.

Figura 28. Gráfico do Pinch Point para o vapor limite da faixa superior - Caso A.



Fonte: Elaboração própria.

Figura 29. Curva de seleção das turbinas a gás - Caso A.



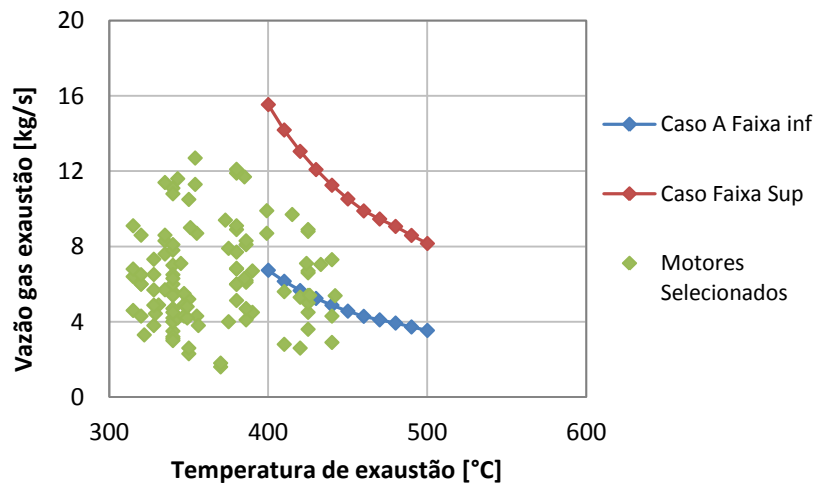
Fonte: Elaboração própria.

Tabela 8. Valores para elaborar a curva da faixa inferior para seleção do equipamento - Caso A.

Faixa Inferior - Caso A					
T_{ch} [°C]	T_g [°C]	m_g [kg/s]	Q_{gases} [kW]	T_{sat} [°C]	pinchpoint [°C]
190	400	6,969	1756,420	293,425	29,425
180	410	6,363	1756,420	293,275	29,275
170	420	5,854	1756,420	293,125	29,125
160	430	5,421	1756,420	292,973	28,975
150	440	5,047	1756,420	292,825	28,825
140	450	4,721	1756,420	292,675	28,675
130	460	4,435	1756,420	292,526	28,526
125	470	4,242	1756,420	294,913	30,913
120	480	4,065	1756,420	297,301	33,301
110	490	3,851	1756,420	297,151	33,151
100	500	3,659	1756,420	297,001	33,001

Fonte: Elaboração própria.

Figura 30. Curva de seleção dos motores de combustão interna - Caso A.



Fonte: Elaboração própria.

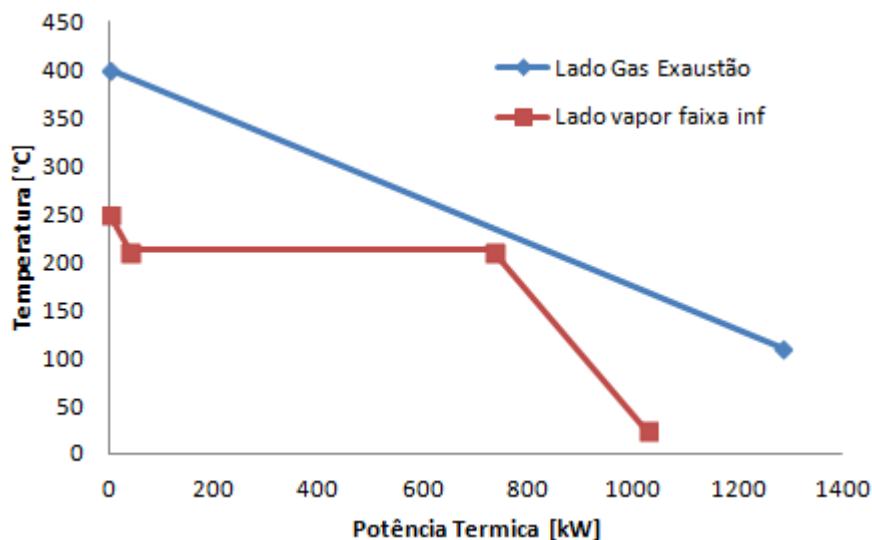
Tabela 9. Valores para elaborar a curva da faixa superior para seleção do equipamento - Caso A.

Tch [°C]	Tg [°C]	mg [kg/s]	Q gases [kW]	T sat [°C]	pinchpoint [°C]
190	400	16,080	4052,395	293,425	29,425
180	410	14,682	4052,395	293,275	29,275
170	420	13,507	4052,395	293,125	29,125
160	430	12,507	4052,395	292,973	28,975
150	440	11,644	4052,395	292,825	28,825
140	450	10,893	4052,395	292,675	28,675
130	460	10,233	4052,395	292,526	28,526
125	470	9,788	4052,395	294,913	30,913
120	480	9,380	4052,395	297,301	33,301
110	490	8,886	4052,395	297,151	33,151
100	500	8,442	4052,395	297,001	33,001

Fonte: Elaboração própria.

6.3.5 Modelagem das Caldeiras de Recuperação e Curva de Seleção - Caso B

Para o caso B, foi assumida a mesma eficiência das caldeiras de recuperação (80%), lembrando que o vapor tem 6,3 MPa de pressão e 370°C de temperatura. Os cálculos realizados estão resumidos no quadro da tabela 9 e as gráficas do *pinch point* para as faixas superior e inferior, estão representadas nas Figuras 31 e 32. A temperatura do *pinch point* foi de 23,4 °C. Os cálculos feitos para as curvas de seleção estão nas tabelas 10 e 11 e a curva de seleção para as turbinas a gás estão na Figura 33 e para os motores de combustão interna, na Figura 34.

Figura 31. Gráfico do *Pinch Point* para o vapor limite da faixa inferior - Caso B

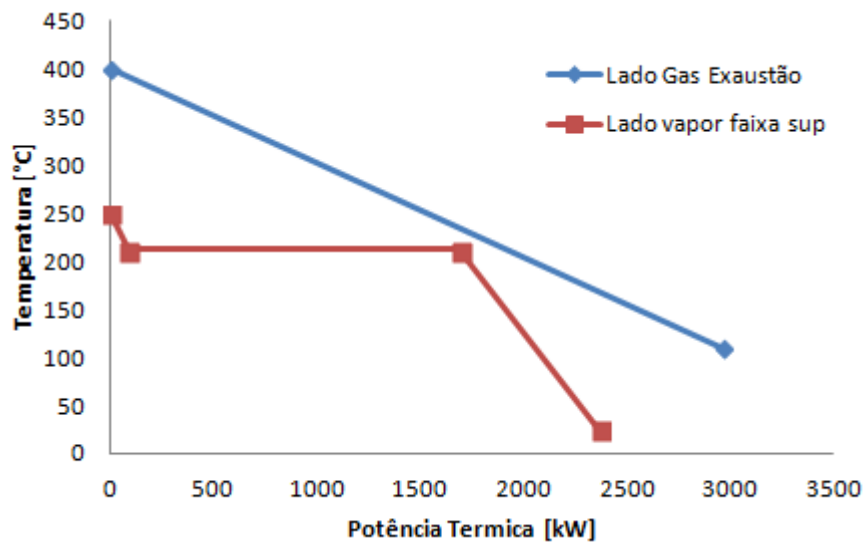
Fonte: Elaboração própria.

Tabela 10. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação - Caso B.

MODELAGEM HRSG - CASO B							
Lado Gas							
	faixainf	faixasup		faixainf	faixasup		
$\dot{m}_g$ [kg/s]	4,559	10,522	$\dot{m}_{\text{agua}}$ [kg/s]	0,367	0,847		
Q	1367,671	3156,451 kW	η_{CR}	80%			
Lado Vapor							
			Pressão:	6,3 MPa			
Entalpias [kJ/kg]			Temperatura [°C]		Faixa	inf	sup
h_v [kJ/kg]	3092	T_v [°C]	370	Q_v [kW]	0		0
h_{vsat} [kJ/kg]	2781	T_{vsat} [°C]	278,8	Q_{vsat} [kW]	114,137		263,417
h_{lsat} [kJ/kg]	1230	T_{lsat} [°C]	278,8	Q_{lsat} [kW]	683,354		1577,114
h_l [kJ/kg]	110,7	T_l [°C]	25	Q_l [kW]	1094,1371		2525,1611
Pontos para curvas							
lado gas				lado vapor			
T	Q			T	Q (faixainf)	Q (faixasup)	
400	0		0	370	0	0	
150	1367,67		3156,451	278,8	114,137	263,417	
				278,8	683,354	1577,114	Q liq. Sat.
				25	1094,137	2525,161	

Fonte: Elaboração própria.

Figura 32. Gráfico do Pinch Point para o vapor limite da faixa superior - Caso B,



Fonte: Elaboração própria.

Tabela 11. Valores para elaborar a curva da faixa inferior para seleção dos equipamentos - Caso B.

Faixa Inferior - Caso B					
Tch [°C]	Tg [°C]	mg [kg/s]	Q gases [kW]	T sat [°C]	pinchpoint [°C]
200	280	14,246	1367,671	240,028	27,628
190	290	11,397	1367,671	240,035	27,635
180	300	9,497	1367,671	240,042	27,642
170	310	8,140	1367,671	240,049	27,649
160	320	7,123	1367,671	240,056	27,656
150	330	6,331	1367,671	240,063	27,663
140	340	5,698	1367,671	240,070	27,670
130	350	5,180	1367,671	240,077	27,677
120	360	4,748	1367,671	240,084	27,684
110	370	4,383	1367,671	240,091	27,691
100	375	4,144	1367,671	237,596	25,196
100	380	4,070	1367,671	240,098	27,698
100	385	3,999	1367,671	242,600	30,200
100	386	3,985	1367,671	243,100	30,700

Fonte: Elaboração própria.

Tabela 12. Valores para elaborar a curva da faixa superior para seleção dos equipamentos - Caso B.

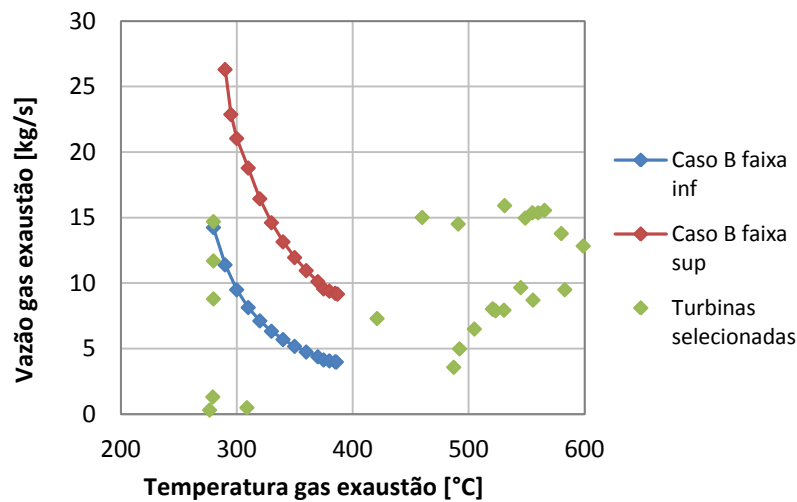
Faixa Superior - Caso B					
Tch [°C]	Tg [°C]	mg [kg/s]	Q gases [kW]	T sat [°C]	pinchpoint [°C]
190	290	26,303	3156,451	240,035	27,635
180	295	22,872	3156,451	237,540	25,140
175	300	21,043	3156,451	237,544	25,144
170	310	18,788	3156,451	240,049	27,649
160	320	16,439	3156,451	240,056	27,656
150	330	14,613	3156,451	240,063	27,663
140	340	13,151	3156,451	240,070	27,670
130	350	11,956	3156,451	240,077	27,677
120	360	10,956	3156,451	240,084	27,684
110	370	10,116	3156,451	240,091	27,691
100	375	9,565	3156,451	237,596	25,196
100	380	9,394	3156,451	240,098	27,698
100	385	9,229	3156,451	242,600	30,200
100	387	9,165	3156,451	243,601	31,201

Fonte: Elaboração própria

6.3.6 Modelagem das Caldeiras de Recuperação e Curva de Seleção - Caso C

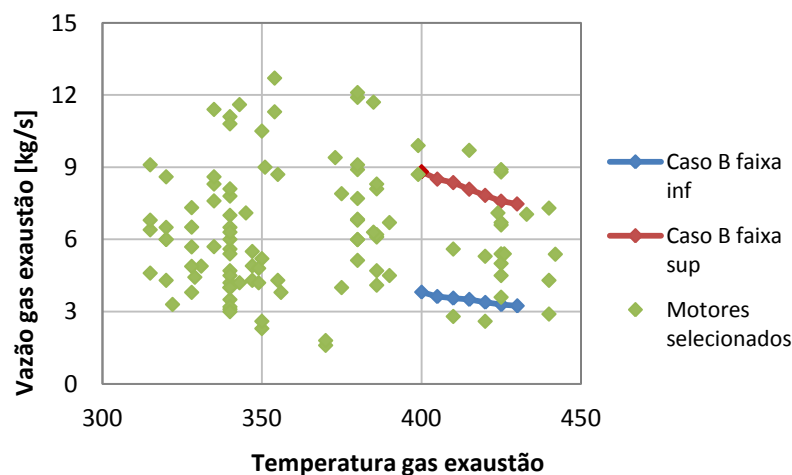
Para o caso C, foi assumida a mesma eficiência das caldeiras de recuperação (80%), lembrando que o vapor tem 6,3 MPa de pressão e 370°C de temperatura. Os cálculos realizados estão resumidos no quadro da tabela 12 e os gráficos do *pinch point* para as faixas superior e inferior, estão representadas nas Figuras 35 e 36. A temperatura do *pinch point* foi de 20,5 °C. Os cálculos feitos para as curvas de seleção estão nas Tabelas 13 e 14 e a curva de seleção para as turbinas a gás estão na Figura 37 e para os motores de combustão interna, na Figura 38. As informações das turbinas a gás e os motores de combustão interna pré-selecionados, estão nas Tabelas 15 e 16 na devida ordem.

Figura 33. Curva de seleção da Turbina a Gás - Caso B.



Fonte: Elaboração própria.

Figura 34. Curva de seleção dos Motores de Combustão Interna - Caso B.



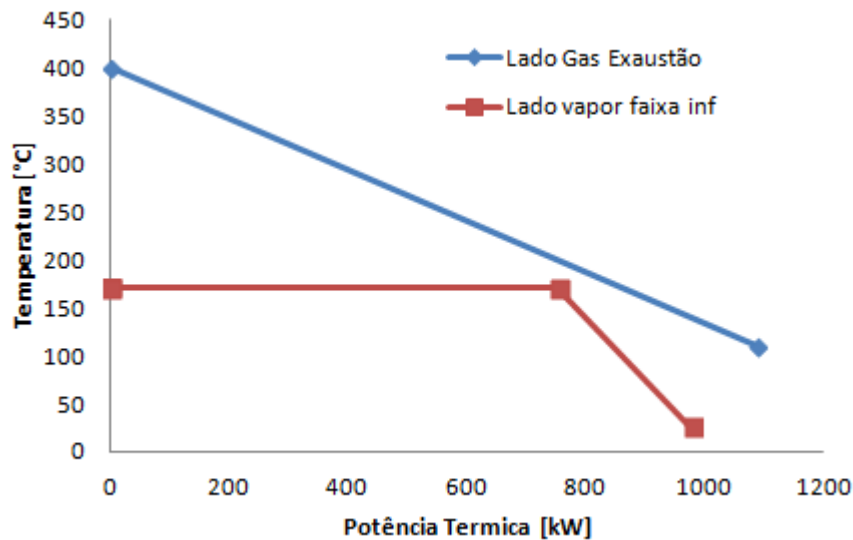
Fonte: Elaboração própria.

Tabela 13. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação - Caso C.

MODELAGEM HRSG - CASO C							
Lado Gas				Lado Vapor			
	faixainf	faixasup			faixainf	Faixasup	
$\dot{m}_g$ [kg/s]	4,559	10,522		$\dot{m}_{\text{agua}}$ [kg/s]	0,367	0,847	
Q	1367,671	3156,451	kW	η_{CR}	80%		
Lado Vapor				Pressão: 6,3 MPa			
Entalpias [kJ/kg]				Temperatura [°C]		Faixa	faixasup
h_v [kJ/kg]	3092	T_v [°C]		370	Q_v [kW]	0	0
h_{vsat} [kJ/kg]	2781	T_{vsat} [°C]		278,8	Q_{vsat} [kW]	114,137	263,417
$h_{\text{l sat}}$ [kJ/kg]	1230	T_{lsat} [°C]		278,8	Q_{lsat} [kW]	683,354	1577,114
h_L [kJ/kg]	110,7	T_L [°C]		25	Q_L [kW]	1094,137	2525,161
Pontos para curvas							
lado gas				lado vapor			
T	Q			T	Q (faixainf)	Q (faixasup)	
400	0	0		370	0	0	
150	1367,671	3156,451		278,8	114,137	263,417	
				278,8	683,354	1577,114	Q liq. sat.
				25	1094,137	2525,161	

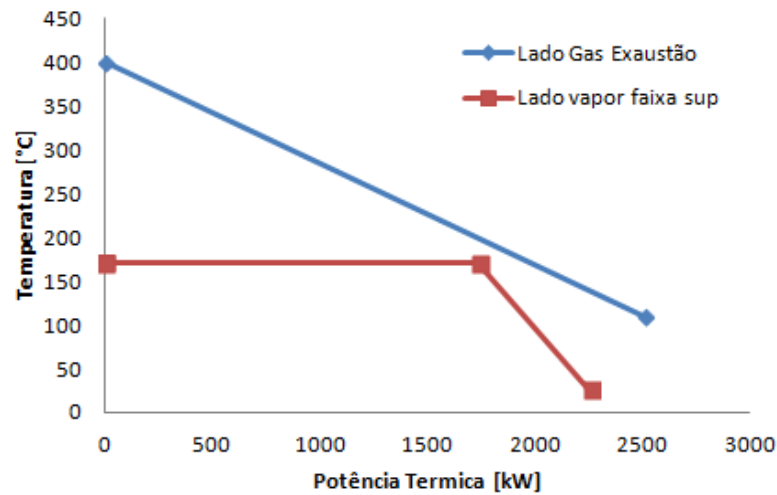
Fonte: Elaboração própria.

Figura 35. Gráfico do Pinch Point para o vapor limite da faixa inferior - Caso C.



Fonte: Elaboração própria.

Figura 36. Gráfico do *Pinch Point* para o vapor limite da faixa superior - Caso C.



Fonte: Elaboração própria.

Tabela 14. Valores para elaborar a curva da faixa inferior para seleção dos equipamentos - Caso C.

Faixa Inferior					
Tch [°C]	Tg [°C]	mg [kg/s]	Q gases [kW]	T sat [°C]	pinchpoint [°C]
190	210	56,986	1367,671	200,007	29,607
180	220	28,491	1367,671	200,014	29,614
170	230	18,995	1367,671	200,021	29,621
160	240	14,246	1367,671	200,028	29,628
150	250	11,397	1367,671	200,035	29,635
140	260	9,497	1367,671	200,042	29,642
130	270	8,140	1367,671	200,049	29,649
120	280	7,123	1367,671	200,056	29,656
110	290	6,331	1367,671	200,063	29,663
100	295	5,844	1367,671	197,568	27,168
100	300	5,698	1367,671	200,070	29,670

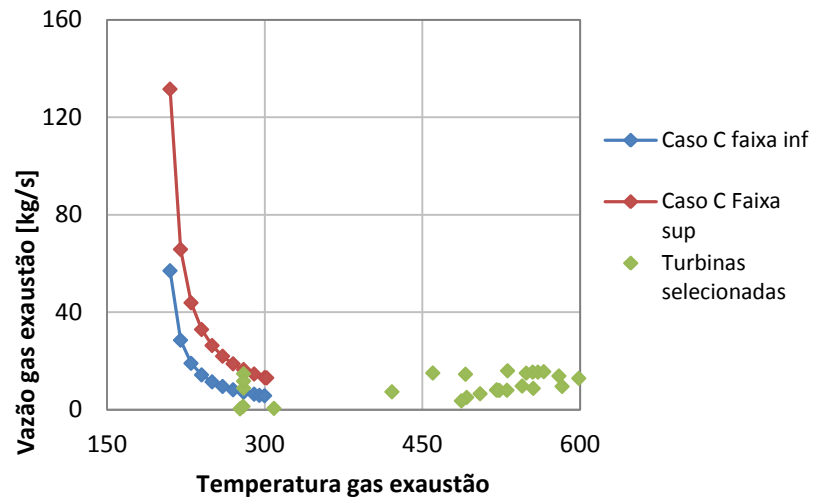
Fonte: Elaboração própria.

Tabela 15. Valores para elaborar a curva da faixa superior para seleção dos equipamentos - Caso C.

Faixa Superior					
Tch [°C]	Tg [°C]	mg [kg/s]	Q gases [kW]	T sat [°C]	pinchpoint [°C]
190	210	131,518	3156,451	200,007	29,607
180	220	65,759	3156,451	200,014	29,614
170	230	43,839	3156,451	200,021	29,621
160	240	32,879	3156,451	200,028	29,628
150	250	26,303	3156,451	200,035	29,635
140	260	21,919	3156,451	200,042	29,642
130	270	18,788	3156,451	200,049	29,649
120	280	16,439	3156,451	200,056	29,656
110	290	14,613	3156,451	200,063	29,663
100	300	13,151	3156,451	200,070	29,670
100	302	13,021	3156,451	201,071	30,671

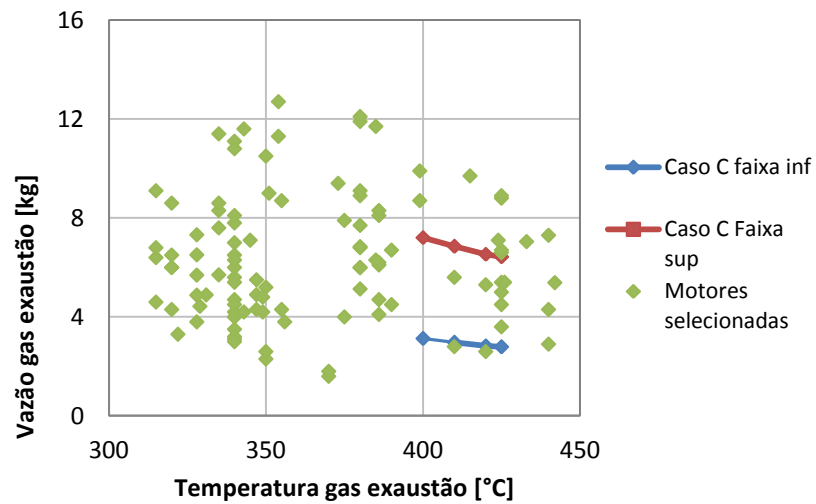
Fonte: Elaboração própria.

Figura 37. Curva de seleção da Turbina a Gás - Caso C.



Fonte: Elaboração própria.

Figura 38. Curva de seleção dos Motores de combustão interna - Caso C.



Fonte: Elaboração própria.

Tabela 16. Turbinas a Gás pré-selecionadas dos catálogos para todos os casos.

MARCA	MODELO	FLOW RATE	HR	GAS TEMP	POTENCIA
		[kg/s]	[BTU/kWh]	[°C]	[kW]
Motor Sich	TV3-137	7,303	13655	421,11	1100
OrendaAerospace	OGT2500	15,014	12780	460,00	2670
MitsuiEngineering&Shipbuilding	SB15	14,515	13330	491,11	2720
MitsuiEngineering&Shipbuilding	SB5	4,990	13390	492,22	1080
Kawasaki Heavy Industries	M1A-13A	8,029	14095	520,56	1485
Kawasaki Heavy Industries	M1A-17D	8,029	12841	521,11	1685
Kawasaki Heavy Industries	M1A-13X	7,893	14463	523,33	1425
Kawasaki Heavy Industries	M1A-13D	7,938	14238	530,56	1485
Kawasaki Heavy Industries	M1T-13D	15,921	14444	531,11	2930
IHI PowerSystem	IM270	9,662	13880	545,00	2000
Dressend Rand	KG2-3E	14,969	21543	548,89	1895
Central Gas Turbine	CX501- KB5	15,377	11747	555,00	3897
Opra Turbine	OP16-3A	8,709	12732	555,56	1910
RollsRoyce	501-KB5	15,377	11747	560,00	3897
Hitachi Zosen	GT10	15,558	11582	565,56	4130
Vericor	VPS4	13,789	11906	580,00	3522
Vericor	VPS3	12,837	12560	598,89	3152
Capstone Turbine	C30	0,318	13100	276,67	30
Capstone Turbine	C65	0,499	11800	308,89	65
Capstone Turbine	C200	1,315	10300	279,44	200
Vericor	VPS1	3,583	16378	487,22	504
Solar Turbines	Saturn 20	6,5	14795	505	1210
Dresser-Rand	KG2-3G	9,5	14118	583	2000
Capstone Turbine	C1000	14,7	10900	280	1000
Capstone Turbine	C600	8,8	10900	280	600
Capstone Turbine	C800	11,7	10900	280	800

Fonte: www.gsgnet.net e Gas Turbine World 2012 GTW Handbook, volume 29.

6.3.7 Seleção das Turbinas e Motores de combustão interna

Analisando as curvas de seleção para cada um dos casos, tanto para as turbinas a gás quanto para os motores de combustão interna, foram selecionados os equipamentos que estão dentro da faixa determinada. Finalmente foram escolhidas aquelas que estavam na faixa para modelar novamente as caldeiras de recuperação correspondentes. Depois de fazer o análise do *pinch point*, foram escolhidas para cada caso, os seguintes equipamentos:

- Caso A: Pré-seleção 6 turbinas, escolhida Turbina Motor Sich TV3;
- Caso B: Pré-seleção 4 turbinas, escolhida Turbina Motor Sich TV3.

Tabela 17. Motores de Combustão Interna pré-selecionados dos catálogos para todos os casos.

MARCA	MODELO	Combustível	Exhaus gas kg/s	Exhaus gas °C	Engine Output kW
Wärtsilä	8L20DF	Diesel	3,1	340	1480
Wärtsilä	9L20DF	Diesel	3,5	340	1665
Wärtsilä	6L34DF - 2700	Gas Natural	4,5	390	2700
Wärtsilä	6L34DF - 2610	Diesel	5,2	350	2610
Wärtsilä	6L34DF - 2700	Diesel	5,6	340	2700
Wärtsilä	6L34DF - 3000	Diesel	5,7	335	3000
Wärtsilä	6L34DF - 2880	Diesel	5,4	340	2880
Wärtsilä	8L34DF - 4000	Gas Natural	6	380	4000
Wärtsilä	8L34DF - 3840	Diesel	7	340	3840
Wärtsilä	8L34DF - 4000 diesel	Diesel	7,6	335	4000
Wärtsilä	9L34DF - 4050	Gas Natural	6,7	390	4050
Wärtsilä	9L34DF - 4500	Gas Natural	6,8	380	4500
Wärtsilä	9L34DF - 3915	Diesel	7,8	340	3915
Wärtsilä	9L34DF - 4050 diesel	Diesel	8,3	335	4050
Wärtsilä	9L34DF - 4500	Diesel	8,6	335	4500
Wärtsilä	9L34DF - 4320	Diesel	8,1	340	4320
Wärtsilä	12V34DF -5760	Gas Natural	8,9	380	5760
Wärtsilä	12V34DF -6000	Gas Natural	9,1	380	6000
Wärtsilä	12V34DF -5220	Diesel	10,5	350	5220
Wärtsilä	12V34DF -5400	Diesel	11,1	340	5400
Wärtsilä	12V34DF -5760	Diesel	10,8	340	5760
Wärtsilä	12V34DF -6000	Diesel	11,4	335	6000
Wärtsilä	16V34DF -7200	Gas Natural	11,7	385	7200
Wärtsilä	16V34DF -7680	Gas Natural	11,9	380	7680
Wärtsilä	16V34DF -8000	Gas Natural	12,1	380	8000
Wärtsilä	6L50DF - GN	Gas Natural	9,4	373	5700
Wärtsilä	6L50DF - Diesel	Diesel	11,6	343	5700
Wärtsilä	6L46DF - GN	Gas Natural	11,3	354	6870
Wärtsilä	6L46DF - Diesel	Diesel	12,7	354	6870
Wärtsilä	Auxpac 26 - 1885	Diesel	3,8	328	1885
Wärtsilä	Auxpac 26 - 2199	Diesel	4,3	347	2199
Wärtsilä	Auxpac 26 - 2513	Diesel	4,9	347	2513
Wärtsilä	Auxpac 26 - 2827	Diesel	5,5	347	2827
Wärtsilä	Auxpac 32 - 2520	Diesel	4,89	331	2520
Wärtsilä	Auxpac 32 - 2880	Diesel	5,13	380	2880
Wärtsilä	Auxpac 32 - 3360	Diesel	5,99	380	3360
Wärtsilä	Auxpac 32 - 3840	Diesel	6,84	380	3840
Wärtsilä	Auxpac 32 - 4320	Diesel	7,7	380	4320
General Electric	Waukesha 16V 275 GL+	Gas Natural	7,04	433	3110
General Electric	Waukesha 12V 275 GL+	Gas Natural	5,38	442	2330

Fonte: powergen.gepower.com/products/reciprocant-engines.html e www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/engines-generating-sets, sites de General Electric e Wärtsilä respectivamente.

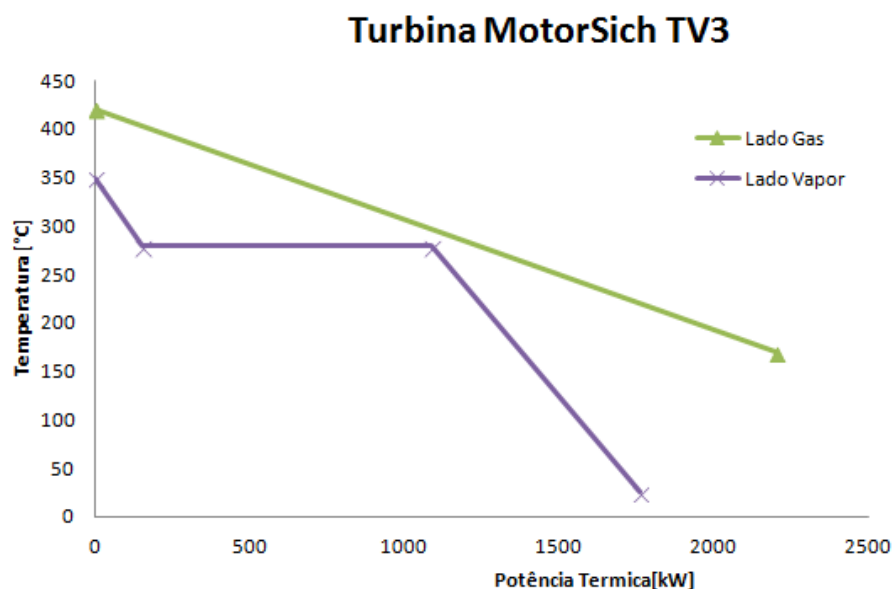
- Caso C: Pré-seleção 4 turbinas, escolhida Turbina Motor Sich TV3.

No caso dos motores de combustão interna, foram selecionados segundo a curva, modeladas novamente as caldeiras de recuperação e pela análise do Pinch Point, foram escolhidos os seguintes:

- Caso A: Pré-seleção 8 motores, escolhidos Wärtsila 16V34DF-7200, Waukesha 16V 275 GL+ (General Electric) e Waukesha 12V 275 GL+ (General Electric), assumindo uma diferença de temperatura de pinch point de 10°C;
- Caso B: Pré-seleção 11 motores, escolhidos Wärtsila 6L50DF, Wärtsila 6L34DF (2700) e Waukesha 16V 275 GL+, assumindo uma diferença de temperatura de pinch point de 10°C;
- Caso C: Pré-seleção 7 motores, escolhidos Wärtsila 6L34DF (2700) e Wärtsila 6L50DF, assumindo uma diferença de temperatura de pinch point de 10°C.

A Tabela 17 apresenta os cálculos feitos da modelagem das caldeiras de recuperação dos gases da turbina Motor Sich TV3 e na Figura 39 a curva do pinch point para a seleção da turbina a gás.

Figura 39. Gráfico do Pinch Point dos gases e do vapor recuperado para a turbina Motor Sich Tv3-137.



Fonte: Elaboração própria.

Tabela 18. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases da turbina Motor Sich TV3- Caso A, B e C.

MODELAGEM CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO					
TURBINA TV3-137					
TV3-137					
$\dot{m}_g$ [kg/s]	7,303		$\dot{m}_{\text{agua}}$ [kg/s]	0,602	
Q	2200,59	kW	η_{CR}	80%	
Lado Vapor			Pressão:		6,3 MPa
Entalpias [kJ/kg]			Temperatura [°C]		faixa TV3
h_v [kJ/kg]	3035	T_v [°C]	350	Q_v [kW]	0
$h_{v\text{sat}}$ [kJ/kg]	2781	$T_{v\text{sat}}$ [°C]	278,8	$Q_{v\text{sat}}$ [kW]	152,911649
$h_{l\text{sat}}$ [kJ/kg]	1230	$T_{l\text{sat}}$ [°C]	278,8	$Q_{l\text{sat}}$ [kW]	1086,63593
h_L [kJ/kg]	110,7	T_L [°C]	25	Q_L [kW]	1760,47061
Pontos para curvas					
lado gas			lado vapor		
T	Q		T	Q (faixa Tv)	Q (faixa SB5)
421,11	0		350	0	0
170	2200,59		278,8	152,912	159,022
			278,8	1086,636	1130,058
			25	1760,471	1830,820

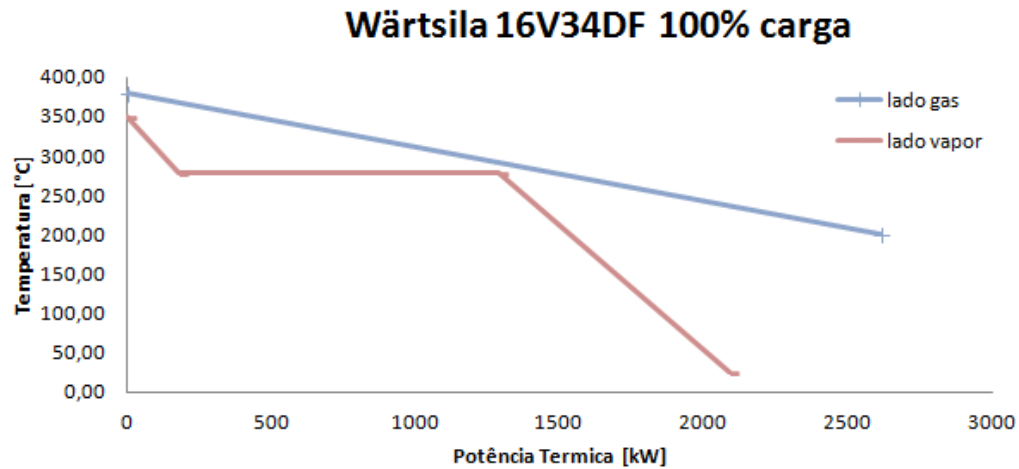
Fonte: Elaboração própria.

Nas Tabelas 18, 19 e 20 estão apresentados os cálculos dos motores para o caso A e seus respectivos gráficos nas Figuras 40, 41 e 42.

Para o caso B, nas Tabelas 21, 22 e 23, apresentam-se os cálculos das caldeiras de recuperação dos motores e seus respectivos gráficos nas Figuras 43, 44 e 45.

Por outro lado, para o caso C, nas Tabelas 24 e 25, estão descritos os cálculos das caldeiras de recuperação para os motores escolhidos e seus respectivos gráficos nas Figuras 46 e 47.

Figura 40. Gráfico do pinch point dos gases e do vapor recuperado para o motor Wärtsilä 16V34DF - 7200 @100% de carga.



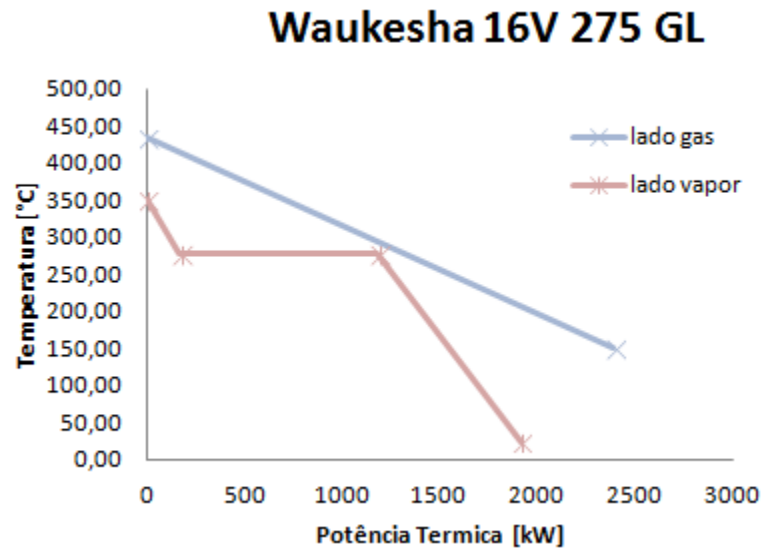
Fonte: Elaboração própria.

Tabela 19. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases do Motor Wärtsilä 16V34DF com diferentes cargas- Caso A.

Wärtsilä 16V34DF -7200 Gas Natural - diferentes cargas - MODELAGEM HRSG									
Lado Gas	100%	75%	50%						
$\dot{m}_g$ [kg/s]	11,7	9,7	7,3	$\dot{m}_{\text{agua}}$ [kg/s]	0,711	0,748	0,743		
Q	2597,4	2735,4	2715,6	kW	η_{CR}	80%			
Lado Vapor									
				Pressão: 6,3 MPa					
Entalpias [kJ/kg]				Temperatura [°C]					
h_v [kJ/kg]	3035	T_v [°C]	350	Q_v [kW]	0	0	0		
$h_{v\text{sat}}$ [kJ/kg]	2781	$T_{v\text{sat}}$ [°C]	278,8	$Q_{v\text{sat}}$ [kW]	180,484	190,073	188,698		
$h_{l\text{sat}}$ [kJ/kg]	1230	$T_{l\text{sat}}$ [°C]	278,8	$Q_{l\text{sat}}$ [kW]	1282,578	1350,722	1340,945		
h_l [kJ/kg]	110,7	T_l [°C]	25	Q_l [kW]	2077,92	2188,32	2172,48		
Pontos para curvas									
lado gas				Lado Vapor					
T	Q			T	Q (faixa 100%)	Q (faixa 75%)	Q (faixa 50%)		
385,00	0	100%		350	0	0	0		
200	2597,40	carga		278,8	180,485	190,074	188,698		
415,00	0	75%		278,8	1282,579	1350,722	1340,945		
180,00	2735,4	carga		25	2077,920	2188,320	2172,480		
440,00	0	50%							
130	2715,6	carga							

Fonte: Elaboração Própria.

Figura 41. Gráfico do pinch point dos gases e do vapor recuperado para o motor Waukesha16V 275 GL.



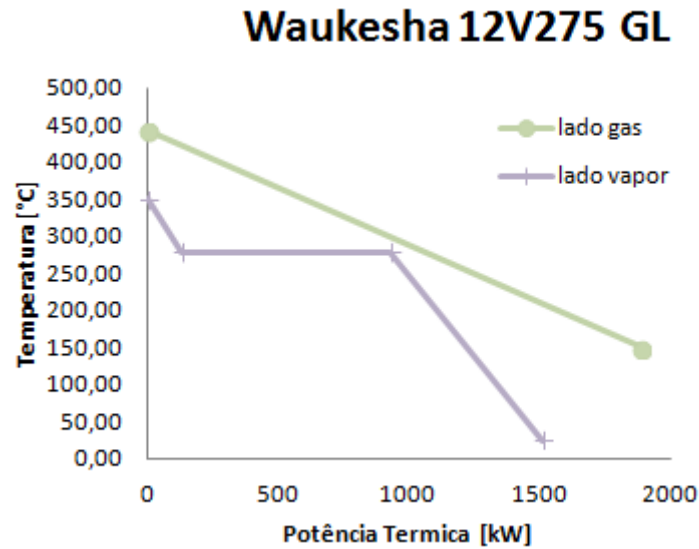
Fonte: Elaboração Própria.

Tabela 20. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases do Motor Waukesha16V 275 GL (General Electric) - Caso A.

Waukesha 16V275 GL - Gas Natural - MODELAGEM HRSG					
Lado Gas	100%	Faixa necessitada:	0,459	1,059	
$\dot{m}_g$ [kg/s]	7,04	$\dot{m}_{\text{agua}}$ [kg/s]	0,654		
Q	2392,388 kW	η_{CR}	80%		
Lado Vapor		Pressão:	6,3 MPa		
Entalpias [kJ/kg]		Temperatura [°C]			
h_v [kJ/kg]	3035	T_v [°C]	350	Q_v [kW]	0
h_{vsat} [kJ/kg]	2781	T_{vsat} [°C]	278,8	Q_{vsat} [kW]	166,239
$h_{l\ sat}$ [kJ/kg]	1230	T_{lsat} [°C]	278,8	Q_{lsat} [kW]	1181,345
h_L [kJ/kg]	110,7	T_L [°C]	25	Q_L [kW]	1913,910
Pontos para curvas					
lado gas			lado vapor		
T	Q		T	Q (faixa 100%)	
433,00	0		350	0	
150	2392,39		278,8	166,239	
			278,8	1181,345	
			25	1913,910	

Fonte: Elaboração Própria.

Figura 42. Gráfico do pinch point dos gases e do vapor recuperado para o motor Waukesha12V 275 GL.



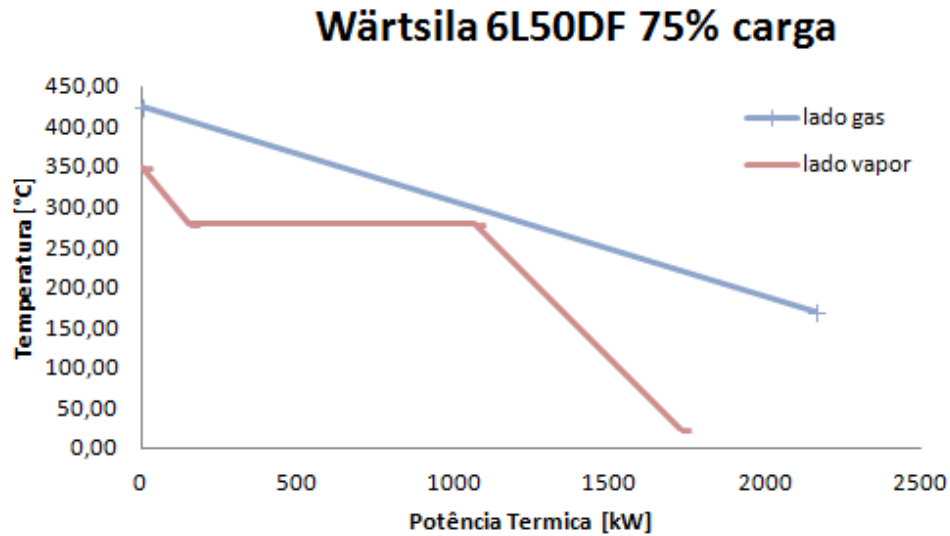
Fonte: Elaboração Própria.

Tabela 21. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases do Motor Waukesha12V 275 GL (General Electric) - Caso A.

Waukesha 12V275 Gas Natural - MODELAGEM HRSG					
Lado Gas	100%	Faixa necessitada:	0,459	1,059	
$\dot{m}_g$ [kg/s]	5,38	$\dot{m}_{\text{agua}}$ [kg/s]	0,516		
Q	1886,807 kW	η_{CR}	80%		
Lado Vapor		Pressão:	6,3MPa		
Entalpias [kJ/kg]		Temperatura [°C]			
h_v [kJ/kg]	3035	T_v [°C]	350	Q_v [kW]	0
$h_{v\text{sat}}$ [kJ/kg]	2781	$T_{v\text{sat}}$ [°C]	278,8	$Q_{v\text{sat}}$ [kW]	131,108
$h_{l\text{sat}}$ [kJ/kg]	1230	$T_{l\text{sat}}$ [°C]	278,8	$Q_{l\text{sat}}$ [kW]	931,693
h_L [kJ/kg]	110,7	T_L [°C]	25	Q_L [kW]	1509,445
Pontos para curvas					
lado gas			lado vapor		
T	Q		T	Q (faixa 100%)	
442,00	0		350	0	
150	1886,81		278,8	131,108	
			278,8	931,693	
			25	1509,445	

Fonte: Elaboração Própria.

Figura 43. Gráfico do pinch point dos gases e do vapor recuperado para o motor Wärtsilä 6L50DF.



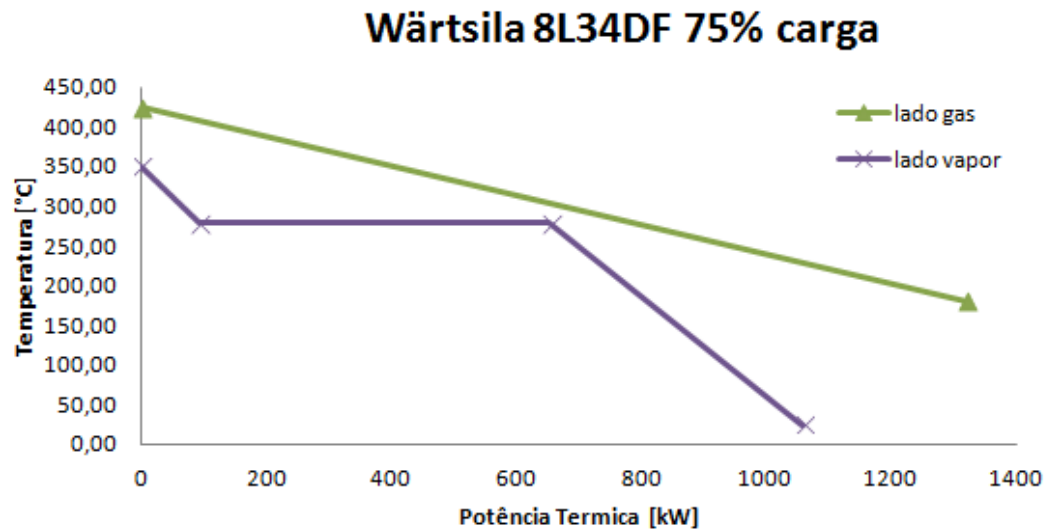
Fonte: Elaboração Própria.

Tabela 22. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases do Motor Wärtsilä 6L50DF - Caso B.

Wärtsilä 6L50DF - Gas Natural - diferentes cargas - MODELAGEM HRSG									
Lado Gas	100%	75%	50%						
$\dot{m}_g$ [kg/s]	9,400	7,100	5,400		$\dot{m}_{\text{agua}}$ [kg/s]	0,534	0,592	0,454	
Q	1951,44	2164,08	1658,88	kW	η_{CR}	80%			
Lado Vapor	Pressão: 6,3 MPa								
	Entalpias [kJ/kg]			Temperatura [°C]		100%	75%	50%	
h_v [kJ/kg]	3035	T_v [°C]		350	Q_v [kW]	0	0	0	
		T_{vsat}							
h_{vsat} [kJ/kg]	2781	[°C]		278,8	Q_{vsat} [kW]	135,60	150,37	115,27	
h_{lsat} [kJ/kg]	1230	T_{lsat} [°C]		278,8	Q_{lsat} [kW]	963,61	1068,61	819,14	
h_l [kJ/kg]	110,7	T_L [°C]		25	Q_L [kW]	1561,15	1731,26	1327,10	
Pontos para curvas									
lado gas					lado vapor				
T	Q				T	Q (faixa 100%)	Q (faixa 75%)	Q (faixa 50%)	
373,00	0	100%			350	0	0	0	
200	1951,44	carga			278,8	135,599	150,375	115,270	
					278,8	963,608	1068,608	819,144	
424,00	0	75%			25	1561,152	1731,264	1327,104	
170,00	2164,08	carga							
426,00	0	50%							
170	1658,88	carga							

Fonte: Elaboração Própria.

Figura 44. Gráfico do *Pinch Point* dos gases e do vapor recuperado para o motor Wärtsila 6L34DF (2700).



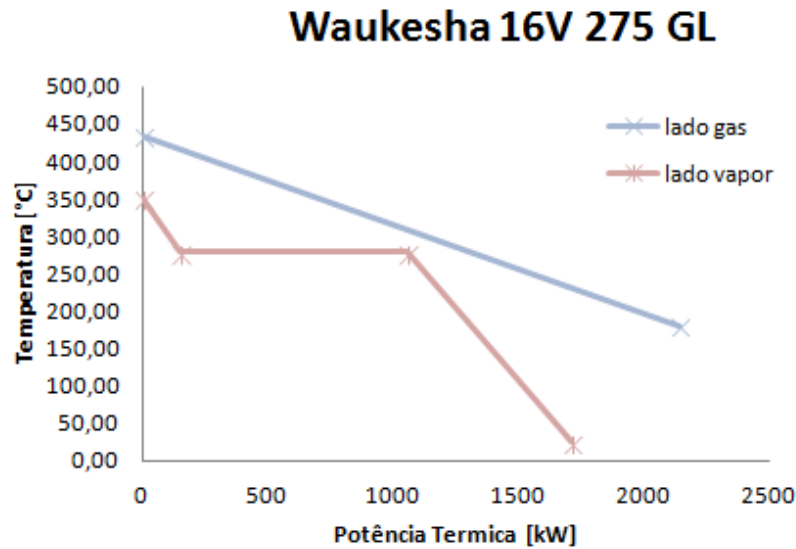
Fonte: Elaboração Própria.

Tabela 23. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases do Motor Wärtsila 6L34DF (2700) -Caso B.

Wärtsila 6L34DF 2700 Gas Natural - diferentes cargas - MODELAGEM HRSG									
Lado Gas	100%	75%	50%						
$\dot{m}_g$ [kg/s]	4,5	3,6	2,9		$\dot{m}_{\text{agua}}$ [kg/s]	0,281	0,301	0,276	
Q	1026	1101,6	1009,2	kW	η_{CR}	80%			
Lado Vapor					Pressão: 6,3 MPa				
Entalpias [kJ/kg]					Temperatura [°C]				
h_v [kJ/kg]	3035	T_v [°C]		350	Q_v [kW]	0	0	0	
h_{vsat} [kJ/kg]	2781	T_{vsat} [°C]		278,8	Q_{vsat} [kW]	71,293	76,546	70,125	
h_{lsat} [kJ/kg]	1230	T		278,8	Q_{Lsat} [kW]	506,632	543,962	498,336	
h_L [kJ/kg]	110,7	T_L [°C]		25	Q_L [kW]	820,8	881,28	807,36	
Pontos para curvas									
lado gas									
T	Q				T	Q (faixa 100%)	Q (faixa 75%)	Q (faixa 50%)	
390,00	0	100%			350	0	0	0	
200	1026,00	carga			278,8	71,293	76,547	70,126	
425,00	0	75%			278,8	506,632	543,963	498,336	
170,00	1101,6	carga			25	820,800	881,280	807,360	
440,00	0	50%							
150	1009,2	carga							

Fonte: Elaboração Própria

Figura 45. Gráfico do *Pinch Point* dos gases e do vapor recuperado para o motor Waukesha16V 275 GL.



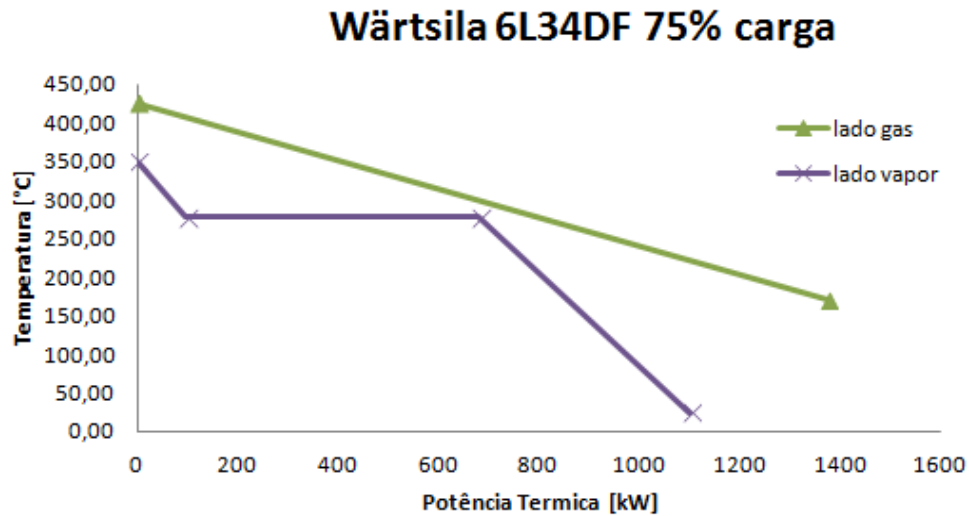
Fonte: Elaboração Própria.

Tabela 24. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases do Motor Waukesha16V 275 GL - Caso B.

Waukesha 16V275 GL - Gas Natural - MODELAGEM HRSG					
Lado Gas	100%	Faixa necessitada:	0,367	0,847	
$\dot{m}_g$ [kg/s]	7,04	$\dot{m}_{\text{agua}}$ [kg/s]	0,585		
Q	2138,778 kW	η_{CR}	80%		
Lado Vapor		Pressão:	6,3 MPa		
Entalpias [kJ/kg]		Temperatura [°C]			
h_v [kJ/kg]	3035	T_v [°C]	350	Q_v [kW]	0,00
		T_{vsat}			
h_{vsat} [kJ/kg]	2781	[°C]	278,8	Q_{vsat} [kW]	148,62
h_{lsat} [kJ/kg]	1230	T_{lsat} [°C]	278,8	Q_{lsat} [kW]	1056,11
h_L [kJ/kg]	110,7	T_L [°C]	25	Q_L [kW]	1711,02
Pontos para curvas					
lado gas			lado vapor		
T	Q		T	Q (faixa 100%)	
433,00	0		350	0,00	
180	2138,78		278,8	148,62	
			278,8	1056,11	
			25	1711,02	

Fonte: Elaboração Própria.

Figura 46. Gráfico do *Pinch Point* dos gases e do vapor recuperado para o motor Wärtsila 6L34DF (2700).

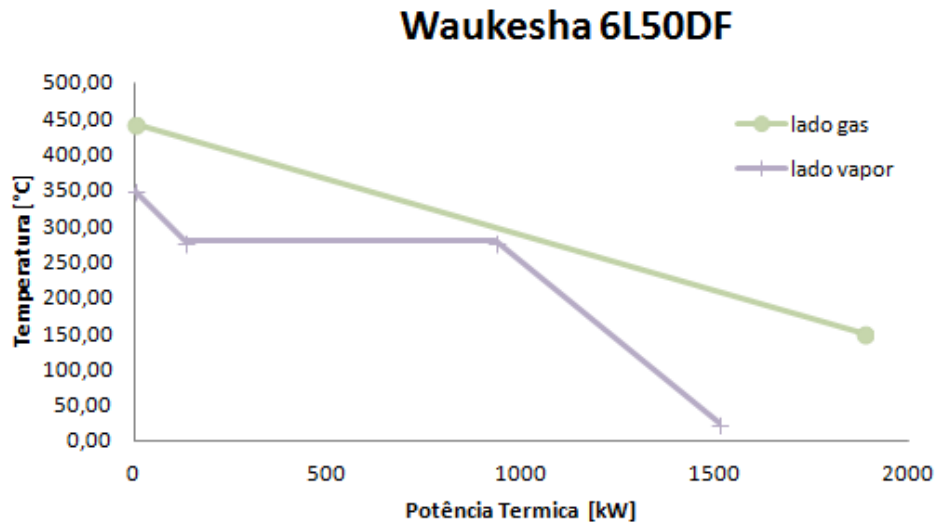


Fonte: Elaboração Própria.

Tabela 25. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases do Motor Wärtsila 6L34DF (2700) -Caso C.

Wärtsila 6L34DF 2700 Gas Natural - diferentes cargas - MODELAGEM HRSG									
Lado Gas	100%	75%	50%						
$\dot{m}_g$ [kg/s]	4,5	3,6	2,9		$\dot{m}_{\text{agua}}$ [kg/s]	0,295	0,290	0,257	
Q	1080	1058,4	939,6	kW	η_{CR}	80%			
Lado Vapor									
				Pressão:	800 kPa				
Entalpias [kJ/kg]				Temperatura [°C]		100%	75%	50%	
h_v [kJ/kg]	3035	T_v [°C]		350	Q_v [kW]	0	0	0	
		T_{vsat}							
h_{vsat} [kJ/kg]	2781	[°C]		278,8	Q_{vsat} [kW]	75,045	73,544	65,289	
		T							
h_{lsat} [kJ/kg]	1230	l_{sat} [°C]		278,8	Q_{lsat} [kW]	533,296	522,630	463,968	
h_l [kJ/kg]	110,7	T_l [°C]		25	Q_l [kW]	864	846,72	751,68	
Pontos para curvas									
lado gas				lado vap					
T	Q			T	Q (faixa 100%)	Q (faixa 75%)	Q (faixa 50%)		
390,00	0	100%		350	0	0	0		
190	1080,0	carga		278,8	75,046	73,545	65,290		
				278,8	533,297	522,631	463,968		
425,00	0	75%		25	864,000	846,720	751,680		
180,00	1058,4	carga							
440,00	0	50%							
170	939,6	carga							

Fonte: Elaboração Própria.

Figura 47. Gráfico do *Pinch Point* dos gases e do vapor recuperado para o motor Wärtsilä 6L50DF.

Fonte: Elaboração Própria.

Tabela 26. Quadro dos cálculos feitos para a modelagem da caldeira de recuperação dos gases do Wärtsilä 6L50DF-Caso C.

Waukesha 6L50DF Gas Natural - diferentes cargas - MODELAGEM HRSG									
Lado Gas	100%	75%	50%						
$\dot{m}_g$ [kg/s]	9,40	7,10	5,40		$\dot{m}_{\text{agua}}$ [kg/s]	0,534	0,569	0,454	
Q	1951,44	2078,88	1658,88	kW	η_{CR}	80%			
Lado Vapor					Pressão: 6,3 MPa				
Entalpias [kJ/kg]					Temperatura [°C]				
h_v [kJ/kg]	3035	T_v [°C]	350	Q_v [kW]	0	0	0		
$h_{v\text{sat}}$ [kJ/kg]	2781	$T_{v\text{sat}}$ [°C]	278,8	$Q_{v\text{sat}}$ [kW]	135,599	144,454	115,272		
$h_{l\text{sat}}$ [kJ/kg]	1230	$T_{l\text{sat}}$ [°C]	278,8	$Q_{l\text{sat}}$ [kW]	963,608	1026,537	819,143		
h_L [kJ/kg]	110,7	T_L [°C]	25	Q_L [kW]	1561,152	1663,104	1327,104		
Pontos para curvas									
lado gás					lado vapor				
T	Q				T	Q (faixa 100%)	Q (faixa 75%)	Q (faixa 50%)	
373,00	0				350	0	0	0	
200	1951,44				278,8	135,599	144,455	115,270	
					278,8	963,608	1026,537	819,144	
424,00	0				25	1561,152	1663,104	1327,104	
180	2078,88								
426,00	0								
170	1658,88								

Fonte: Elaboração Própria.

6.3.8 Equipamentos Solares

Os valores de radiação solar da cidade de Campinas foram obtidos pelo programa Homer Energy[®]. Foi calculada a média para cada um dos oito casos (dia de trabalho e dia de final de semana para o verão, outono, inverno e primavera) para o ano 2006, dados que, segundo o descrito por Santo (2014), foram adquiridas as informações do hospital. Apesar de que o Hospital de Campinas tem um sistema de aquisição de dados desde o 2004, as informações de demanda mais completas tem data de 2006. Estas informações foram trabalhadas numa dissertação no ano 2010, submetida para revista no 2013 e somente até o 2014 as informações foram disponibilizadas. Este artigo foi escolhido entre todas as opções consultadas por tratar-se de um caso real no Brasil, com informações de diferentes necessidades energéticas simultâneas no local e multitemporais, sendo apropriado para a aplicação da metodologia pranteada com um nível de complexidade maior.

Como descrito no começo deste capítulo, a área disponível é de 34102,76m², a latitude da cidade de Campinas é de -22° 54' 20", longitude de -47° 03' 39" e altitude de 854m. Ao estar Campinas localizada no hemisfério sul, os painéis (tanto fotovoltaicos quanto os aquecedores) tem que estar orientados para o norte. Para conhecer o angulo de inclinação do painel, foi utilizado o ângulo de correção do norte geográfico, para Campinas é de 37°. Portanto, com esse ângulo de inclinação, foi calculada novamente a radiação incidente no painel com o algoritmo desenvolvido por Roberts (2012). As informações estão na Tabela 26.

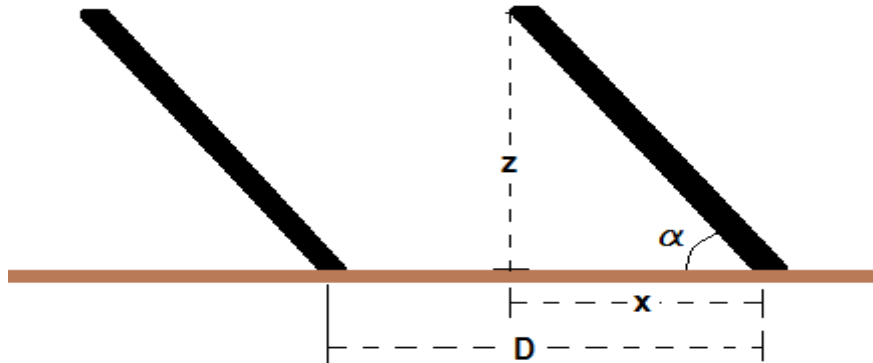
Tabela 27. Radiação solar meia para os oito casos analisados.

Estação	verão (vdt)	verão (vfs)	outono (odt)	outono (ofs)	inverno (idt)	inverno (ifs)	primavera (pdt)	primavera (pfs)
h/rad	W/m²	W/m²	W/m²	W/m²	W/m²	W/m²	W/m²	W/m²
6h	1,3	1,2	0,0	0,0	1,1	0,0	9,0	8,6
7h	59,3	51,9	23,5	22,8	24,1	17,8	109,4	103,9
8h	207,8	170,6	205,8	173,7	200,8	168,7	274,1	243,6
9h	363,3	309,7	372,6	313,1	394,5	336,7	450,3	351,8
10h	532,9	434,8	532,4	431,1	540,2	512,4	610,3	500,8
11h	655,0	523,3	684,0	520,4	664,0	640,2	693,3	600,9
12h	706,7	575,8	723,8	529,9	743,9	666,3	745,0	624,1
13h	734,8	618,1	741,0	577,7	769,9	695,3	738,7	638,2
14h	678,3	573,8	682,1	527,5	701,2	635,0	682,9	603,0
15h	593,3	501,4	567,8	464,7	583,0	567,0	560,5	557,5
16h	454,3	357,7	417,3	341,6	421,9	412,7	442,6	411,1
17h	291,9	232,7	227,2	194,6	245,2	230,8	260,0	234,9
18h	138,0	110,1	58,8	41,0	86,3	76,8	97,0	83,4
19h	20,0	19,9	0,0	0,0	0,0	0,0	4,1	4,7

Fonte: Elaboração própria.

Por outro lado, para o uso da área disponível, o ângulo de inclinação e o espaço entre painéis são importantes para conhecer a quantidade de equipamentos que cabem nos tetos do hospital. A Figura 48 é uma representação de dois equipamentos solares com o seu ângulo de inclinação e a distancia D entre eles.

Figura 48. Esquema do espaçamento entre equipamentos solares.



Fonte: Elaboração Própria.

Conhecendo o ângulo α , podem se encontrar os valores Z e X respectivamente, sendo $D = 3,5Z$, segundo Villalva (2012). A dimensão D garante o maior fator de utilização da área (entre 35% ao 45%) e assegura a máxima captação de energia. Dessa forma, para obter a área utilizada por cada painel, é multiplicada a dimensão D vezes o comprimento do equipamento.

Para os aquecedores solares foi assumido que a água entra a uma temperatura de 25°C e saí a 50°C e o calor específico C_p da água é 4,1813 kJ/kg.K. A potência obtida pelos painéis fotovoltaicos foi encontrada pela equação (6.4).

$$W_{pv} = A_{geração} \cdot Radiação \cdot \eta_{painel} \quad (6.4)$$

Quanto aos aquecedores solares, o calor aproveitado pela radiação é calculado pela equação (6.5).

$$Q_{solar} = (mCp)_{água} \cdot \Delta T \quad (6.5)$$

Sendo ΔT é a diferença de temperaturas à entrada e saída do aquecedor solar. Foram selecionados em total 3 diferentes tipos de painéis solares e quatro tipos de aquecedores solares. Com os dados de radiação, foram obtidos os valores de geração de eletricidade para os 8 tipos de dia estudados. Na Tabela 27, 28 e 29 são apresentados os dados de geração de eletricidade pelos painéis fotovoltaicos selecionados, enquanto para os aquecedores solares, as informações do calor aproveitado são mostradas nas Tabelas 30, 31, 32 e 33.

Tabela 28. Informações painel Panda e geração de eletricidade obtida pela equação 6.4, segundo radiação solar .

MARCA	Yingligreen solar					L x A [mm]		1640 x 990
MODELO	Panda 60 YL280C-30b					Distanciamento D [m]		2,61
Área Módulo [m]	1,6236					α (°)		27
Pot Max [W]	280					z (altura total) [m]		0,74
Eficiência	17,25% (fabricante)					x (long. Horizontal [m]		1,46
	VDT	VFS	ODT	OFS	IDT	IFS	VDT	VFS
	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]
6h	0,36	0,34	0,00	0,00	0,31	0,00	5,32	2,80
7h	16,60	14,53	6,58	6,38	6,75	4,98	37,80	37,24
8h	58,18	47,77	57,62	48,64	56,22	47,24	94,36	91,56
9h	101,72	86,72	104,33	87,67	110,46	94,28	128,52	122,92
10h	149,21	121,74	149,07	120,71	151,26	143,47	139,16	169,68
11h	183,40	146,52	191,52	145,71	185,92	179,26	167,72	210,00
12h	197,88	161,22	202,66	148,37	208,29	186,56	218,96	223,44
13h	205,74	173,07	207,48	161,76	215,57	194,68	146,72	259,84
14h	189,92	160,66	190,99	147,70	196,34	177,80	213,92	254,24
15h	166,12	140,39	158,98	130,12	163,24	158,76	168,56	193,76
16h	127,20	100,16	116,84	95,65	118,13	115,56	121,80	152,60
17h	81,73	65,16	63,62	54,49	68,66	64,62	35,84	85,68
18h	38,64	30,83	16,46	11,48	24,16	21,50	22,40	29,68
19h	5,60	5,57	0,00	0,00	0,00	0,00	4,20	6,16

Fonte: Elaboração Própria, a partir de informações do fabricante do equipamento.

Tabela 29. Informações painel Kyocera e geração de eletricidade obtida pela equação 6.4, segundo radiação solar.

MARCA	Kyocera						L x A [mm]	1559x1046
MODELO	KD245GH-4FB						Distanciamento D [m]	2,48
Área Módulo [m]	1,64538						α (°)	27
Pot Max [W]	245						z (altura total) [m]	0,71
Eficiência	14,89% (fabricante)						x (long. Horizontal [m]	1,39
	VDT	VFS	ODT	OFS	IDT	IFS	VDT	VFS
	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]
6h	0,32	0,29	0,00	0,00	0,27	0,00	4,66	2,45
7h	14,53	12,72	5,76	5,59	5,90	4,36	33,08	32,59
8h	50,91	41,80	50,42	42,56	49,20	41,33	82,57	80,12
9h	89,01	75,88	91,29	76,71	96,65	82,49	112,46	107,56
10h	130,56	106,53	130,44	105,62	132,35	125,54	121,77	148,47
11h	160,48	128,21	167,58	127,50	162,68	156,85	146,76	183,75
12h	173,14	141,07	177,33	129,83	182,26	163,24	191,59	195,51
13h	180,03	151,43	181,55	141,54	188,63	170,35	128,38	227,36
14h	166,18	140,58	167,11	129,24	171,79	155,58	187,18	222,46
15h	145,36	122,84	139,11	113,85	142,84	138,92	147,49	169,54
16h	111,30	87,64	102,24	83,69	103,37	101,11	106,58	133,53
17h	71,52	57,01	55,66	47,68	60,07	56,55	31,36	74,97
18h	33,81	26,97	14,41	10,05	21,14	18,82	19,60	25,97
19h	4,90	4,88	0,00	0,00	0,00	0,00	3,68	5,39

Fonte: Elaboração Própria, a partir de informações do fabricante do equipamento.

Tabela 30. Informações painel SunWorld e geração de eletricidade obtida pela equação 6.4, segundo radiação solar.

MARCA	SunWorld						L x A [mm]	1960x990
MODELO	300W SMW						Distanciamento D [m]	3,11
Área Módulo [m]	1,94						α (°)	27
Pot Max [W]	300						z (altura total) [m]	0,89
Eficiência	17,96% (fabricante)						x (long. Horizontal [m]	1,75
	VDT	VFS	ODT	OFS	IDT	IFS	VDT	VFS
	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]
6h	0,45	0,42	0,00	0,00	0,38	0,00	6,62	3,48
7h	20,67	18,09	8,19	7,95	8,40	6,20	47,05	46,35
8h	72,42	59,45	71,72	60,53	69,98	58,79	117,44	113,96
9h	126,61	107,93	129,85	109,11	137,48	117,34	159,96	152,99
10h	185,71	151,53	185,54	150,24	188,26	178,57	173,20	211,19
11h	228,26	182,37	238,37	181,36	231,40	223,11	208,75	261,37
12h	246,28	200,66	252,24	184,67	259,25	232,20	272,52	278,10
13h	256,07	215,41	258,24	201,33	268,31	242,31	182,61	323,40
14h	236,38	199,97	237,71	183,83	244,37	221,29	266,25	316,43
15h	206,76	174,74	197,88	161,95	203,17	197,60	209,79	241,16
16h	158,32	124,66	145,43	119,05	147,03	143,82	151,60	189,93
17h	101,73	81,09	79,18	67,82	85,45	80,43	44,61	106,64
18h	48,09	38,37	20,49	14,29	30,08	26,76	27,88	36,94
19h	6,97	6,94	0,00	0,00	0,00	0,00	5,23	7,67

Fonte: Elaboração Própria, a partir de informações do fabricante do equipamento.

Tabela 31. Informações Aquecedor Solar Bosch e calor aproveitado obtida pela equação 6.5, segundo radiação solar.

MARCA	Bosch					L x A [mm]	1029 x 2022	
MODELO	Solar 4000 TF	Distancia D [m]		3,21	vazão [l/h]	70		
Área Módulo [m]	2,08	α (°)		27	vazão [kg/h]	70		
Prod. Média energia [kWh/mês]	177,1	z (altura total) [m]		0,92				
Eficiência média (fab)	61%	x (l. Horizontal) [m]		1,80				
	VDT	VFS	ODT	OFS	IDT	IFS	VDT	VFS
	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]
6h	1,65	1,52	0,00	0,00	1,40	0,00	24,11	12,69
7h	75,24	65,85	29,82	28,93	30,58	22,58	171,29	168,75
8h	263,66	216,46	261,12	220,39	254,78	214,05	427,59	414,90
9h	460,96	392,95	472,75	397,26	500,54	427,20	582,38	557,00
10h	676,14	551,67	675,51	546,98	685,41	650,13	630,59	768,89
11h	831,06	663,96	867,86	660,28	842,48	812,29	760,01	951,60
12h	896,66	730,58	918,36	672,34	943,86	845,40	992,20	1012,50
13h	932,31	784,25	940,18	732,99	976,85	882,20	664,85	1177,45
14h	860,63	728,04	865,45	669,29	889,68	805,69	969,36	1152,07
15h	752,78	636,18	720,42	589,61	739,71	719,41	763,82	878,01
16h	576,42	453,85	529,47	433,42	535,31	523,63	551,93	691,50
17h	370,36	295,25	288,27	246,91	311,11	292,84	162,41	388,25
18h	175,09	139,69	74,61	52,02	109,50	97,44	101,50	134,49
19h	25,38	25,25	0,00	0,00	0,00	0,00	19,03	27,91

Fonte: Elaboração Própria, a partir de informações do fabricante do equipamento.

Tabela 32. Informações Aquecedor SolarHeliotek e calor aproveitado obtida pela equação 6.5,segundo radiação solar.

MARCA		Heliotek			L x A [mm]		1000x2000		
MODELO		MC Evol. Pro 20		Distancia D [m]		3,18			
Área Módulo [m]		2		α (°)		27		vazão [l/h]	70
Prod. Média energia [kWh/mês]		168,5		z (altura total) [m]		0,91		vazão [kg/h]	70
Eficiência média (fab)		60,8%		x (l. Horizontal [m]		1,78			
	VDT	VFS	ODT	OFS	IDT	IFS	VDT	VFS	
	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	
6h	1,58	1,46	0,00	0,00	1,34	0,00	23,10	12,16	
7h	72,11	63,11	28,58	27,72	29,31	21,64	164,16	161,73	
8h	252,68	207,45	250,25	211,22	244,17	205,14	409,79	397,63	
9h	441,77	376,60	453,08	380,73	479,71	409,43	558,14	533,82	
10h	648,01	528,72	647,40	524,22	656,88	623,08	604,35	736,90	
11h	796,48	636,33	831,74	632,81	807,42	778,48	728,38	912,00	
12h	859,35	700,17	880,14	644,36	904,58	810,22	950,91	970,37	
13h	893,52	751,61	901,06	702,48	936,20	845,48	637,18	1128,45	
14h	824,81	697,74	829,43	641,44	852,66	772,16	929,02	1104,13	
15h	721,45	609,70	690,44	565,08	708,93	689,47	732,03	841,47	
16h	552,43	434,96	507,44	415,39	513,03	501,84	528,96	662,72	
17h	354,95	282,96	276,28	236,63	298,16	280,65	155,65	372,10	
18h	167,81	133,88	71,50	49,86	104,94	93,39	97,28	128,90	
19h	24,32	24,20	0,00	0,00	0,00	0,00	18,24	26,75	

Fonte: Elaboração Própria, a partir de informações do fabricante do equipamento.

Tabela 33. Informações Aquecedor Solar JellyFish e calor aproveitado obtida pela equação 6.5, segundo radiação solar.

MARCA	JellyFish						L x A [mm]	1000x2000
MODELO	JF20	Distancia D [m]		3,18	vazão [l/h]		70	
Área Módulo [m]	2	α (°)		27	vazão [kg/h]		70	
Prod. Média energia [kWh/mês]	159,6	z (altura total) [m]		0,91				
Eficiência média (fab)	57,8%	x (l. Horizontal) [m]		1,78				
	VDT	VFS	ODT	OFS	IDT	IFS	VDT	VFS
	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]
6h	1,50	1,39	0,00	0,00	1,27	0,00	21,96	11,56
7h	68,55	60,00	27,17	26,36	27,86	20,58	156,06	153,75
8h	240,22	197,21	237,90	200,80	232,12	195,02	389,57	378,01
9h	419,97	358,01	430,73	361,94	456,04	389,23	530,60	507,48
10h	616,03	502,63	615,45	498,35	624,47	592,33	574,53	700,54
11h	757,18	604,93	790,70	601,58	767,58	740,07	692,44	867,00
12h	816,95	665,62	836,71	612,56	859,95	770,24	903,99	922,49
13h	849,43	714,52	856,60	667,82	890,00	803,77	605,74	1072,77
14h	784,11	663,31	788,51	609,79	810,59	734,06	883,18	1049,65
15h	685,85	579,62	656,38	537,19	673,95	655,45	695,91	799,95
16h	525,17	413,50	482,40	394,89	487,72	477,08	502,86	630,02
17h	337,44	269,00	262,64	224,96	283,45	266,80	147,97	353,74
18h	159,53	127,28	67,97	47,40	99,76	88,78	92,48	122,54
19h	23,12	23,00	0,00	0,00	0,00	0,00	17,34	25,43

Fonte: Elaboração Própria, a partir de informações do fabricante do equipamento.

Tabela 34. Informações Aquecedor SolarSoletrol e calor aproveitado obtida pela equação 6.5,segundo radiação solar.

MARCA	Soletrol					L x A [mm] 1000x2000		
MODELO	Max Aluminio 2,0		Distancia D [m]	3,18		vazão [l/h]	70	
Área Módulo [m]	2		α (°)	27		vazão [kg/h]	70	
Prod. Média energia [kWh/mês]	161,2		z (altura total) [m]	0,91				
Eficiência média (fab)	58,0%		x (l. Horizontal [m]	1,78				
	VDT	VFS	ODT	OFS	IDT	IFS	VDT	VFS
	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]
6h	1,51	1,39	0,00	0,00	1,28	0,00	22,04	11,60
7h	68,79	60,20	27,26	26,45	27,96	20,65	156,60	154,28
8h	241,05	197,90	238,73	201,49	232,93	195,69	390,92	379,32
9h	421,43	359,25	432,22	363,20	457,62	390,57	532,44	509,24
10h	618,16	504,37	617,58	500,08	626,63	594,38	576,52	702,96
11h	759,80	607,03	793,44	603,66	770,24	742,63	694,84	870,00
12h	819,77	667,93	839,61	614,68	862,92	772,91	907,12	925,68
13h	852,37	717,00	859,56	670,13	893,08	806,55	607,84	1076,48
14h	786,83	665,61	791,24	611,90	813,39	736,60	886,24	1053,28
15h	688,23	581,62	658,65	539,05	676,28	657,72	698,32	802,72
16h	526,99	414,93	484,07	396,26	489,40	478,73	504,60	632,20
17h	338,60	269,93	263,55	225,74	284,43	267,73	148,48	354,96
18h	160,08	127,72	68,21	47,56	100,11	89,09	92,80	122,96
19h	23,20	23,08	0,00	0,00	0,00	0,00	17,40	25,52

Fonte: Elaboração Própria, a partir de informações do fabricante do equipamento.

6.3.9 Sistemas de Refrigeração

São considerados dois tipos de refrigeração: por absorção e por compressão. Estes equipamentos foram selecionados para abastecer a máxima necessidade de resfriamento, que corresponde a 255 TR (897,6 kW) para o dia de trabalho no verão. As informações básicas dos equipamentos escolhidos estão nas Tabelas 34 e 35.

Tabela 35. Informações do Sistema de Refrigeração por Compressão.

Marca	Trane
Modelo	CXAM 120- Duplex W
Capacidade Líquida de Resfriamento	308,5 kW
Consumo total de eletricidade	112 kW
COP	2,8
Quantidade máxima	3 SRC

Fonte: www.trane.com

Tabela 36. Informações do sistema de Refrigeração por Absorção.

Marca	Broad X
Modelo	BYS 100
Capacidade Líquida de Resfriamento	1163 kW
Consumo de Vapor	0,349 kg/s
Consumo total de eletricidade	6,8 kW
COP	1,41

Fonte: www.gqsltd.co.uk/Broad.htm

6.3.10 Caldeiras

Na superestrutura foi considerada uma caldeira geradora de vapor e uma caldeira auxiliar para água quente. As caldeiras foram escolhidas tendo em conta a maior vazão de vapor necessitada (0,367 kg/s) e a maior vazão de água quente (1,861 kg/s). Nas Tabelas 36 e 37 estão as informações das caldeiras escolhidas.

Tabela 37. Informação Técnica Básica da Caldeira de Vapor para a superestrutura.

Marca	Babcock Wanson
Modelo	VPX HP 400
Pressão	9 MPa
Vazão Vapor	1218 kg/h

Fonte: www.babcock-wanson.com/

Tabela 38. Informação Técnica Básica da Caldeira Auxiliar para Água Quente.

Marca	Etna
Modelo	ER 5000
Potência Elétrica	48 kW
Vazão ΔT 50°C	0,229 kg/s
Quantidade máxima	9 caldeiras

Fonte: www.etna.ind.br/p3.htm

6.4 Modelagem Matemática

Para encontrar a estrutura que melhor responda as necessidades do hospital, foi desenvolvida uma otimização linear inteira mista e foi utilizado o programa Lingo® para a sua resolução.

6.4.1 Variáveis, Parâmetros e Informações de Entrada

As variáveis, parâmetros e informações de entrada considerados neste trabalho foram os seguintes dados:

- Custos de combustível e equipamentos, taxa de juros, período de amortização, custos de manutenção e operação, custo de eletricidade gerada, custo de eletricidade comprada, área disponível para geração por painéis fotovoltaicos, calor específico da água, a quantidade de dias de cada estação e de cada tipo de dia (dia de trabalho ou de final de semana) ao longo do ano e a radiação solar;
- Informações técnicas dos equipamentos, tais como potência gerada ou consumida, temperatura dos gases de exaustão, vazão de gases de exaustão, Heat Rate, água da jaqueta dos motores de combustão interna, eficiência dos equipamentos, área de geração de eletricidade, COP para os sistemas de refrigeração tanto de compressão quanto de absorção;
- Variáveis dependentes, como as vazões de vapor das caldeiras de recuperação, vazão de combustível usada pelos equipamentos geradores, potência gerada pelos motores, o resfriamento gerado pelos sistemas de refrigeração, a quantidade de energia para compra (se for necessário), a quantidade de painéis fotovoltaicos, quantidade de aquecedores solares, vazões de água quente gerada e o fator de recuperação do capital;
- Variáveis independentes, como por exemplo, a quantidade de caldeiras auxiliares de água quente, quantidade de sistemas de refrigeração por compressão, quantidade de aquecedores solares e quantidade de painéis fotovoltaicos;
- Variáveis booleanas, para escolher um tipo de motor de combustão, um tipo de equipamento poligerador, um tipo de aquecedor solar e um tipo de caso (seja A, B ou C).

6.4.2 Restrições

As restrições supostas para o modelo são:

- A turbina a gás trabalha a carga total;
- As variáveis booleanas para escolha de um tipo de tecnologia de poligeração, um tipo de motor, um dos casos (A, B ou C), um dos aquecedores solares e um dos painéis fotovoltaicos.

6.4.3 Função Objetivo

Corresponde a minimização dos custos associados a investimento, combustíveis, operação e manutenção do sistema e maximizar a receita por venda de energia gerada. Logo a equação é definida pela seguinte equação:

$$Min = D - R \quad (6.6)$$

Na qual **D** representa as despesas (todos os custos associados à superestrutura, incluindo a compra de eletricidade à rede) e **R** a receita (ganho gerado pela venda do excesso de eletricidade).

6.4.4 Equações Governantes

As equações correspondem aos balanços de massa e de energia, assim como as equações formuladas para a demanda (eletricidade, vapor, água quente e resfriamento) e de potência, a partir da superestrutura proposta e dos diferentes equipamentos considerados.

6.4.4.1 Equações das demandas energéticas.

Para o resfriamento, a equação geral pode ser descrita como:

$$R_{SRC} \cdot N_i + R_{SRA_edx_n} \leq R_{edx_n} \quad (6.7)$$

Sendo,

$$R_{SRA_edx_n} = R_{SRA_edx_A_n} + R_{SRA_edx_B_n} + R_{SRA_edx_C_n} \quad (6.7a)$$

Nas equações 6.7 e 6.7a, o subscrito n varia de 0 até 23, representando as informações de cada hora do dia. O subscrito **edx** significa o tipo de dia e a estação do ano, a variável R_{src} é relacionada com o resfriamento obtido pelo sistema de refrigeração por compressão e, finalmente, a variável R_{sra} representa o resfriamento obtido pelo sistema de refrigeração por absorção. A variável R_{edx} tem os dados de resfriamento do hospital. Os subscritos A, B e C correspondem aos casos descritos na seção 6.4.2 e a N é a quantidade de sistemas de refrigeração por compressão. O subscrito **edx** tem a seguinte nomenclatura segundo o tipo de dia e da estação: **e** de estação, **d** de dia e **x** se é dia de trabalho ou feriado. Os subscritos utilizados estão descritos na tabela 38.

Tabela 39. Significado dos subscritos - tipo de dia e estação.

Subscrito (edx)	Significado
Vdt	Verão dia de trabalho
Vfs	Verão dia final de semana
Odt	Outono dia de trabalho
Ofs	Outono dia final de semana
Idt	Inverno dia de trabalho
Ifs	Inverno dia final de semana
Pdt	Primavera dia de trabalho
Pfs	Primavera dia final de semana

Fonte: Elaboração Própria.

A variável R_{src} representa o resfriamento obtido pelo sistema de refrigeração por compressão, o qual é um valor fixo, N_1 representa a quantidade de estes equipamentos necessários para abastecer a demanda de resfriamento e varia de 0 a 3, e R_{sra_edx} esta representado pela equação 6.7b, conforme as informações dos equipamentos selecionados:

$$R_{SRA_edx} = COP_{SRA} \cdot [\dot{m}_{15n} \cdot (h_{ve} - h_{vs}) + \dot{m}_{24n} \cdot (h_{ve} - h_{vs}) + \dot{m}_{34n} \cdot (h_{ve} - h_{vs})] \quad (6.7b)$$

Sendo COP o coeficiente de rendimento do equipamento; $\dot{m}_{15n}$, $\dot{m}_{24n}$, $\dot{m}_{34n}$ são as vazões de vapor segundo o caso e h_v são as entalpias do vapor na entrada e de saída ao sistema. A quantidade de vapor fornecida ao equipamento pode ser variável.

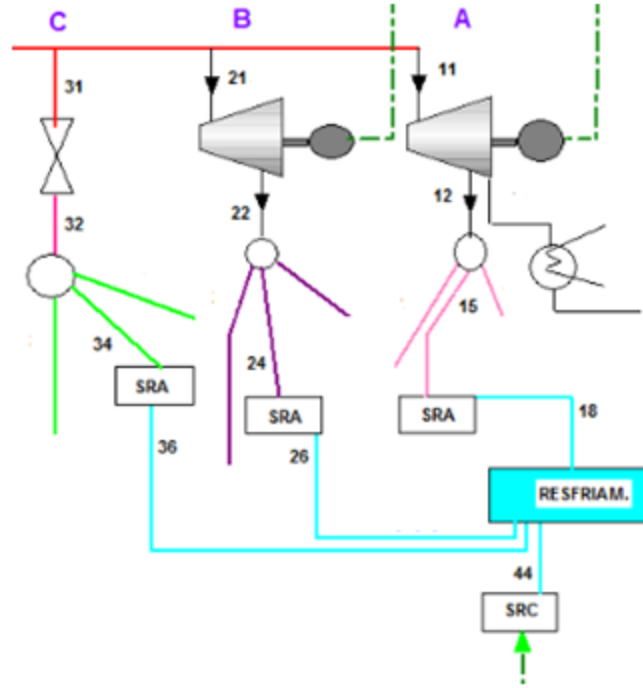
No programa, as variáveis tem um nome diferente concordando com a gráfica da suerpestrutura, apresentados na figura 36 e descritos como segue:

- $R_{SRC} = R_{44}$
- $R_{SRA_edx_A} = R_{18_edx}$

- $R_{SRA_edx_B} = R_{26_edx}$
- $R_{SRA_edx_C} = R_{36_edx}$

Portanto, as equações 6.7, 6.7a e 6.7b representam 192 equações cada uma no programa LINGO®, sendo 768 equações no total.

Figura 49. Fragmento da estrutura onde pode ser observado o nome das linhas de resfriamento 44, 18, 26 e 36.



Fonte: Elaboração própria.

No caso da água quente, a equação geral pode ser descrita como segue:

$$\dot{m}_{mis_edx_n} + \dot{m}_{jmci} + \dot{m}_{caux_n} + \dot{m}_{Aqs_edx_i} \leq \dot{m}_{agua_quente_n} \quad (6.8)$$

Sendo,

$$\dot{m}_{mis_edx_n} = \dot{m}_{A_edx_n} + \dot{m}_{B_edx_n} + \dot{m}_{C_edx_n} \quad (6.8a)$$

A vazão $\dot{m}_{mis_edx_n}$ na equação 6.8, representa a água quente gerada pelos aquecedores de mistura de cada caso, como apresentado na equação 6.8a. Os subscritos **A**, **B** e **C** são os casos descritos anteriormente, **edx** são o tipo de dia dependendo a estação e **n** varia de 0 a 23 representando as 24 horas do dia.

A vazão $\dot{m}_{jmci}$ é a água da jaqueta do motor, que pode existir ou não dependendo se for selecionado um motor de combustão como equipamento cogenerador.

A vazão $\dot{m}_{caux_n}$ representa a água quente gerada pela caldeira auxiliar, no caso de ser necessitada para suprir a demanda.

A vazão $\dot{m}_{aqs_edx_i}$ na equação, representa a água quente gerada pelo aquecedor solar e o subscrito i representa as horas disponíveis do dia com radiação solar, variando de 6 as 19 (horas). Esta vazão é obtida segundo as expresões 6.8b e 6.8c:

$$\dot{m}_{aqs_edx_i} = (Q_{aqs_edx_hb}) / (C_{p_agua} \cdot \Delta T_{auga}) \quad (6.8b)$$

Sendo $Q_{aqs_edx_hn}$ é o calor gerado pelo aquecedor solar. O sufixo **hn** representa as horas de sol disponíveis. Agora, a variável C_{p_agua} é o calor específico da água e ΔT_{auga} é a diferença de temperaturas da água na entrada e na saída do equipamento. A variável $Q_{aqs_edx_h0}$ é obtida pela equação 6.8C:

$$Q_{aqs_edx_hn} = Q_{aqbosedx_hn} \cdot y_{23} + Q_{aqheli_edx_hn} \cdot y_{20} + Q_{aqJF_edx_hn} \cdot y_{21} + Q_{aqsole_edx_hn} \cdot y_{22} \quad (6.8c)$$

Cada variável representa o calor obtido por cada tipo de aquecedor solar e a variável y é de natureza booleana, o qual permite que o programa escolha um só equipamento. O calor obtido por cada aquecedor é calculado segundo a equação 6.8d:

$$Q_{aqs_nome_edx_hv} = Area_{aqs_nome} \cdot \eta_{nome} \cdot Radiação_{edx_hn} \quad (6.8d)$$

O subscrito **nome** representa cada um dos tipos de aquecedores solares (Bosch, Heliotec, JF e Soletrol), η é a eficiencia de cada um dos equipamentos e $Radiação_{edx_hn}$ é a radiação solar segundo o tipo de dia e da hora.

No total, são 1056 equações, sendo 192 equações da expressão 6.8, 192 equações da expressão 6.8a, 112 equações da expressão 6.8b, 112 equações da expressão 6.8c e 448 equações da expressão 6.8d.

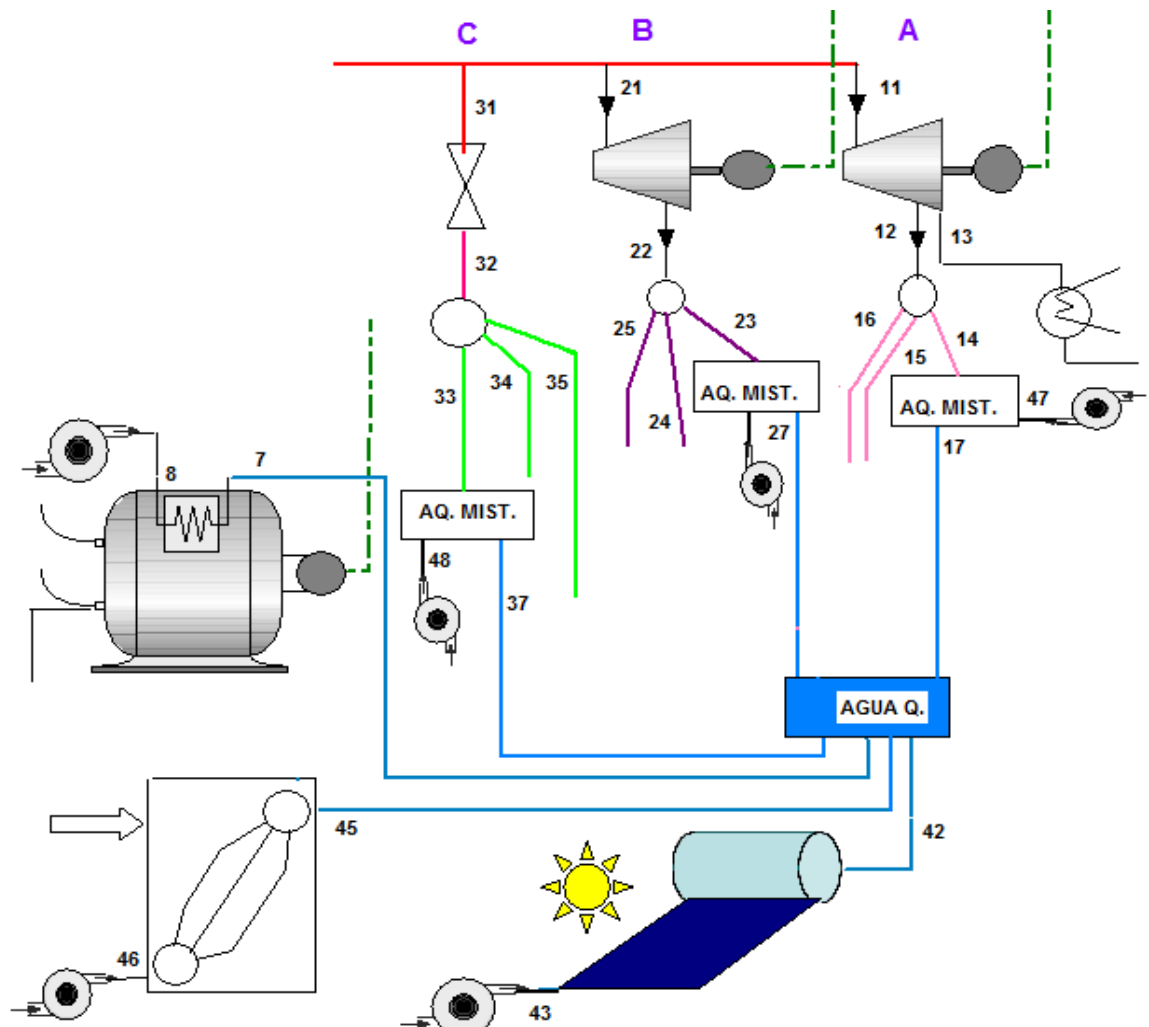
No programa, as variáveis tem um nome diferente concordando com a gráfica da suerpestrutura, apresentados na figura 50 e descritos como segue:

- $\dot{m}_{A_edx} = \dot{m}_{17_edx}$
- $\dot{m}_{B_edx} = \dot{m}_{27_edx}$
- $\dot{m}_{C_edx} = \dot{m}_{37_edx}$
- $\dot{m}_{jmci} = \dot{m}_7$
- $\dot{m}_{caux} = \dot{m}_{45}$
- $\dot{m}_{aqs_edx} = \dot{m}_{42_edx}$

Para o caso da geração de eletricidade, a ecuação geral pode ser descrita como segue:

$$W_{TG} + W_{MCI_edx_n} + W_{tv} + W_{pv_edx_n} + EE_{pursh_edx_n} - EE_{sell_edx_n} - W_{SRC_edx_n} - W_{pumps} = EE_{dem_edx_n} \quad (6.9)$$

Figura 50. Fragmento da estrutura onde pode ser observado o nome das linhas de agua quente 17, 27, 37, 7 e 42.



Fonte: Elaboração própria.

Sendo W_{TG} é a energia gerada pela turbina a gás (como descrito anteriormente, a turbina trabalha a carga total, então não tem variação com as estações nem com as horas do dia).

A variável $W_{MCI_edx_n}$ representa a geração de energia elétrica pelo motor de combustão interna. Devido a que são diferentes tipos de motores dependendo de cada caso proposto, esta variável é representada pela equação 6.9a.

$$W_{MCI_edx_n} = W_{MCI_A_edx_n} + W_{MCI_B_edx_n} + W_{MCI_C_edx_n} \quad (6.9a)$$

Sendo cada variável representa a geração pelo motor de combustão para cada caso (A, B e C). Como descrito no 6.3.7, para cada caso foi selecionado ao menos três motores diferentes, portanto cada variável é descrita segundo as equações 9b, 9c e 9d:

$$W_{MCI_A_edx_n} = W_{16v34_edx_n} \cdot y4 + W_{16V275_edx_n} \cdot y5 + W_{12V275_edx_n} \cdot y6 \quad (6.9b)$$

$$W_{MCI_B_edx_n} = W_{6L50_edx_n} \cdot y11 + W_{6L34DF_edx_n} \cdot y7 + W_{16V275_edx_n} \cdot y8 \quad (6.9c)$$

$$W_{MCI_C_edx_n} = W_{6L34_edx_n} \cdot y17 + W_{6L50DF_edx_n} \cdot y18 \quad (6.9d)$$

No qual cada variável corresponde a cada motor selecionado por caso, assim: Para o caso A, $W_{16v34_edx_n}$ é o motor Wärtsila 16V34DF (7200), $W_{16V275_edx_n}$ é o motor Waukesha 16V 275GL+ (General Electric) e $W_{12v275_edx_n}$ é o motor Waukesha 12V275GL+ (General Electric). Para o caso B, $W_{6L50_edx_n}$ é o motor Wärtsila 6L50DF, $W_{6L34DF_edx_n}$ é o motor Wärtsila 6L34DF (2700) e $W_{16v275_edx_n}$ é o motor Waukesha 16V275 GL+. Para o caso C, $W_{6L34_edx_n}$ é o motor Wärtsila 6L34DF (2700) e $W_{6L50DF_edx_n}$ é o motor Wärtsila 6L50DF. Pode-se observar que finalmente são escolhidos cinco motores, os quais estão resumidos na tabela 39. As variáveis y são as booleanas para que na otimização somente seja escolhido um motor por caso.

Tabela 40. Motores escolhidos com o caso correspondente.

MOTOR	Caso A	Caso B	Caso C
Wärtsila 16V34DF (7200)	X		
Waukesha 16V275 GL+ (GE)	X	X	
Waukesha 12V275 GL+ (GE)	X		
Wärtsila 6L50DF (GN)		X	X
Wärtsila 6L34DF (2700)		X	X

Fonte: Elaboração própria.

A variável W_{TV} da equação (6.9) representa a geração de energia elétrica pela turbina de vapor, como pode ser observado na equação 9e.

$$W_{TV} = W_{TV_cond_edx_n} + W_{TV_cpres_edx_n} \quad (6.9e)$$

Sendo que $W_{TV_cond_edx_i}$ representa a geração pela turbina de condensação (caso A) e $W_{TV_cpress_edx_i}$ representa a geração pela turbina a contrapressão (caso B).

A variável W_{pv_i} representa a geração de energia elétrica por painéis solares. Sendo pré-selecionados três (3) tipos de painéis, esta variável pode ser descrita pela equação (6.9f):

$$W_{pv_edx_i} = W_{panda_edx_hn} \cdot y14 + W_{kyocera_edx_hn} \cdot y15 + W_{sunW_edx_hn} \cdot y16 \quad (6.9f)$$

Cada variável representa a potência elétrica obtida por cada tipo de painel solar e a variável y é de natureza booleana, o qual permite que o programa escolha um equipamento só. A potência elétrica obtida por cada painel solar é calculada segundo a equação 6.9g:

$$W_{pv_nome_edx_hn} = Area_ger_{pv_nome} \cdot \eta_{nome} \cdot Radiação_{edx_hn} \quad (6.9g)$$

O subscrito **nome** representa cada um dos tipos de painéis solares (Panda, Kyocera e SunWorld), η é a eficiência de cada um dos equipamentos e **Radiação**_{edx_hn} é a radiação solar segundo o tipo de dia e da hora.

Em adição, a variável $EE_{pursh_edx_n}$ da equação (6.9) simboliza a possível energia elétrica que seja necessária comprar à rede para abastecer os requerimentos do usuário; a variável $EE_{sell_edx_n}$ é a possível energia elétrica gerada em excesso que seja necessária vender à rede; $W_{SRC_edx_n}$ representa a energia consumida pelo sistema de refrigeração por compressão quando ligado, W_{pumps} é a energia consumida pelas bombas de água do sistema e $EE_{dem_edx_n}$ é a energia elétrica de demanda do hospital.

No total, as equações (6.9) até (6.9g) simbolizam 1536 equações, sendo 192 equações por cada expressão.

Os equipamentos de geração de energia elétrica quanto os equipamentos de consumo de energia elétrica na estrutura, estão representados na figura 51.

A geração de vapor pode ser explicada mediante a expressão 6.10.

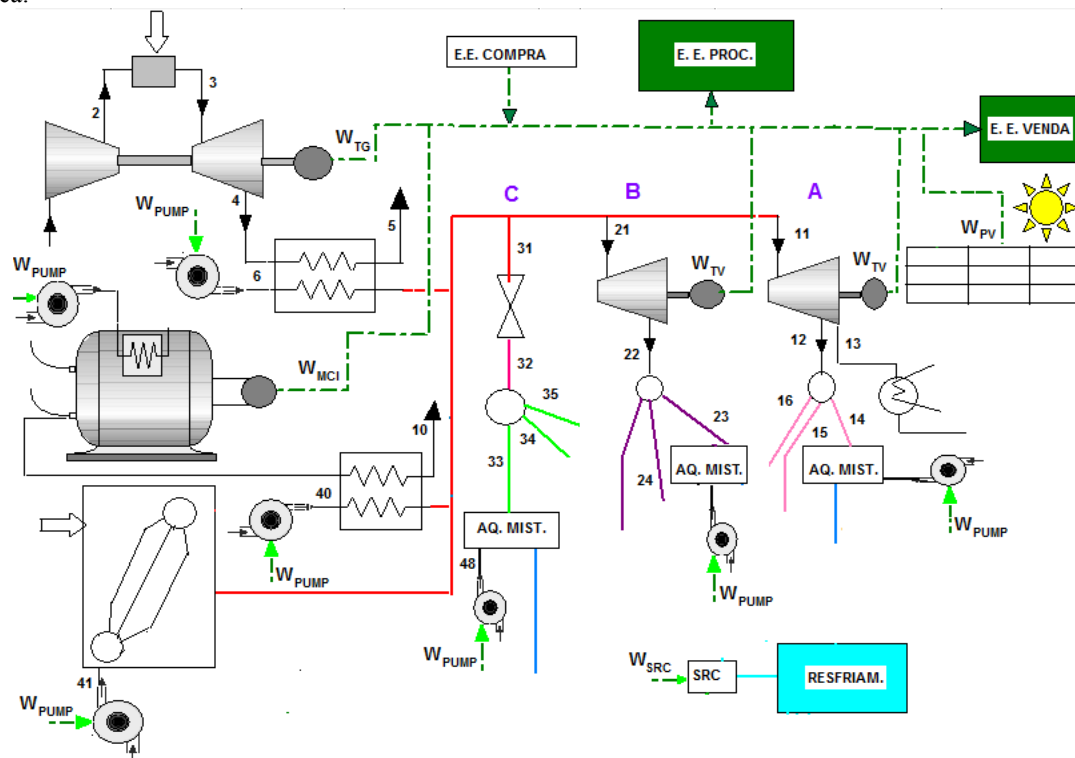
$$\dot{m}_{A_edx_n} + \dot{m}_{B_edx_n} + \dot{m}_{C_edx_n} \geq \dot{m}_{demanda_edx_n} \quad (6.10)$$

Cada variável simboliza a vazão de vapor produzida por cada um dos casos propostos. No programa, as variáveis tem um nome diferente concordando com o gráfico da superestrutura, apresentados na Figura 52 e descritos como segue:

- $\dot{m}_{A_edx} = \dot{m}_{16_edx}$
- $\dot{m}_{B_edx} = \dot{m}_{25_edx}$

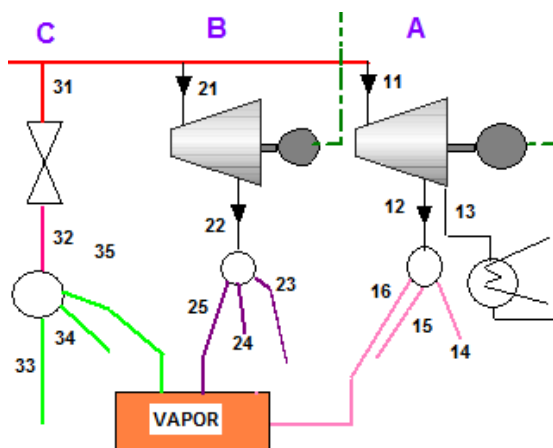
- $\dot{m}_{C_edx} = \dot{m}_{35_edx}$

Figura 51. Fragmento da estrutura onde pode ser observadas as linhas de geração e o consumo de energia elétrica.



Fonte: Elaboração própria.

Figura 52. Fragmento da estrutura onde pode ser observadas as linhas de vapor ao processo desde os casos propostos.



Elaboração própria.

6.4.4.2 Equações de Balanço de massa e energia dos casos propostos

Foi realizado o balanço de massa e energia para o caso A, sendo a equação 6.11a correspondente às vazões da turbina de condensação, a equação 6.11b corresponde às vazões de vapor para as diferentes necessidades do sistema. A equação 6.11c, é o balanço de massa no aquecedor de mistura, a equação 6.11d corresponde a quantidade de vapor no condensado e finalmente a equação 6.11e é o balanço de energia na turbina de condensação.

$$\dot{m}_{11_edx_n} = \dot{m}_{12_edx_n} + \dot{m}_{13_edx_n} \quad (6.11a)$$

$$\dot{m}_{12_edx_n} = \dot{m}_{14_edx_n} + \dot{m}_{15_edx_n} + \dot{m}_{16_edx_n} \quad (6.11b)$$

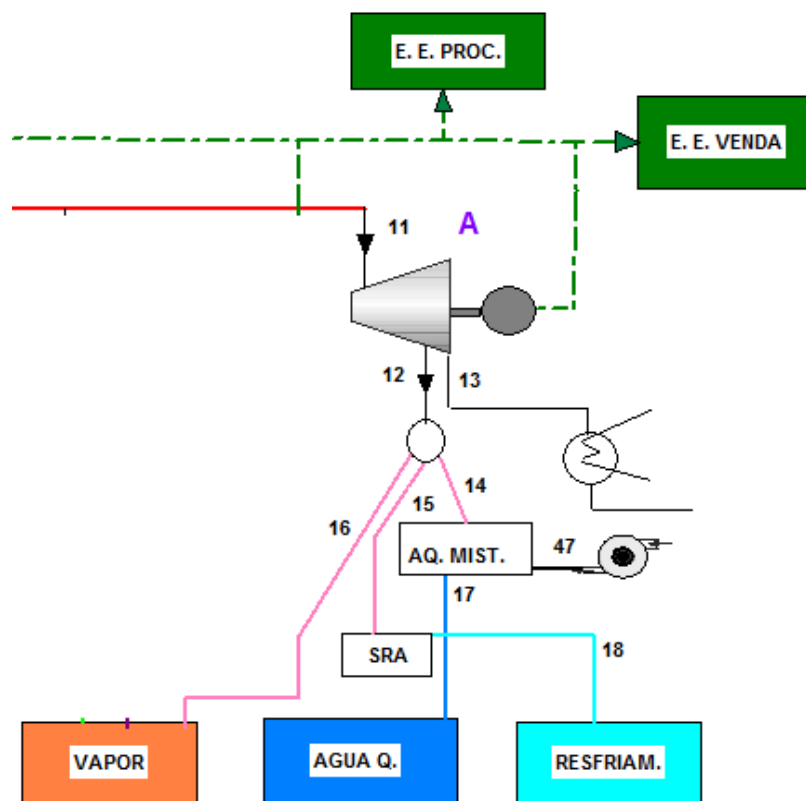
$$\dot{m}_{14_edx_n} + \dot{m}_{47_edx_n} = \dot{m}_{17_edx_n} \quad (6.11c)$$

$$\dot{m}_{13_edx_n} \leq \dot{m}_{12_edx_n} \cdot 0,2 \quad (6.11d)$$

$$\dot{W}_{tvc_edx_n} = \dot{m}_{11_edx_n} \cdot h_{11} - \dot{m}_{12_edx_n} \cdot h_{12} + \dot{m}_{13_edx_n} \cdot h_{13} \quad (6.11e)$$

Na figura 53 está representado o caso A com os equipamentos e os fluxos entre eles.

Figura 53. Fragmento da superestrutura onde esta esquematizado o caso A.



Fonte: Elaboração própria.

satisfazer as necessidades do hospital e a equação 6.13c é o balanço de massa no aquecedor de mistura.

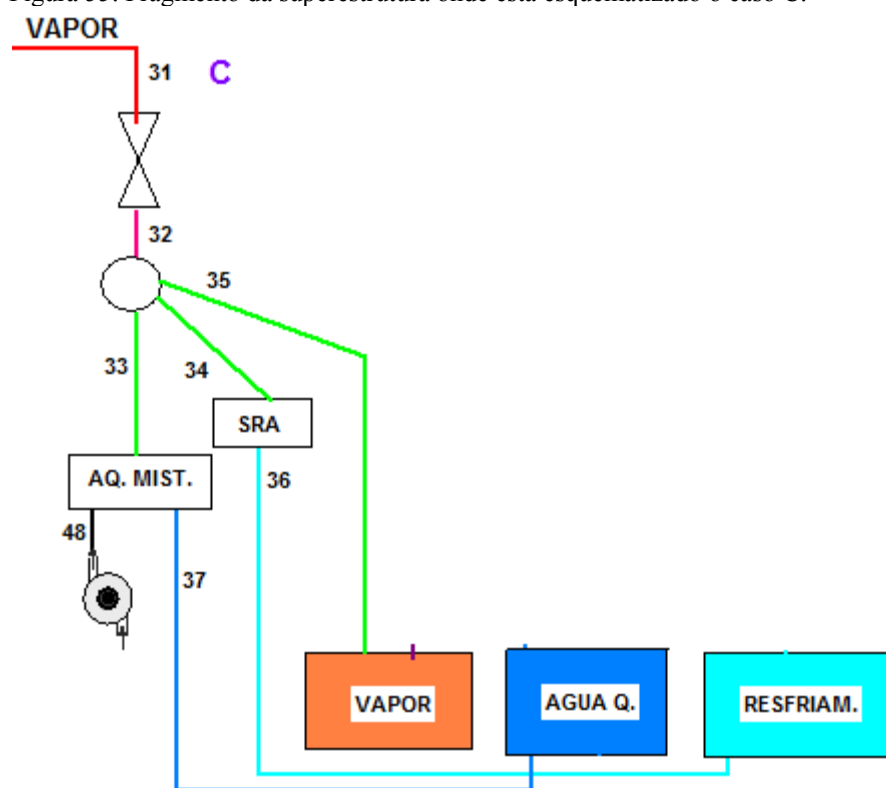
$$\dot{m}_{31_edx_n} = \dot{m}_{32_edx_n} \quad (6.13a)$$

$$\dot{m}_{32_edx_n} = \dot{m}_{33_edx_n} + \dot{m}_{34_edx_n} + \dot{m}_{35_edx_n} \quad (6.13b)$$

$$\dot{m}_{33_edx_n} + \dot{m}_{48_edx_n} = \dot{m}_{37_edx_n} \quad (6.13c)$$

Na figura 55 esta representado esquematicamente este caso.

Figura 55. Fragmento da superestrutura onde esta esquematizado o caso C.



Fonte: Elaboração própria.

6.4.3 Restrições do Sistema

As restrições consideradas no programa, correspondem as limitações para a escolha de um tipo de equipamentos de cogeração, de um dos casos analisados apresentados (A, B ou C) e na escolha ou não de equipamentos auxiliares, se for o caso (equipamentos solares, e caldeira de água quente). As restrições para escolher um dos motores propostos, um dos aquecedores solares e um dos painéis fotovoltaicos já foram explicadas quando foi exposto

cada caso. Finalmente, a equação (6.14) associa os casos apresentados com os equipamentos de cogeração.

$$\dot{m}_{80} \cdot y_9 + \dot{m}_{60_edx_n} + \dot{m}_{70_edx_n} = \dot{m}_{12_edx_n} \cdot y_1 + \dot{m}_{22_edx_n} \cdot y_2 + \dot{m}_{32_edx_n} \cdot y_3 \quad (6.14)$$

Sendo $\dot{m}_{80}$ a vazão correspondente à caldeira de recuperação da turbina a gás pela variável booleana (y_9), $\dot{m}_{60_edx_n}$ é a vazão correspondente à caldeira de vapor, $\dot{m}_{70_edx_n}$ refere à vazão da caldeira de recuperação do motor de combustão interna, $\dot{m}_{12_edx_n}$ representa a vazão de vapor de entrada para o caso A vezes a booleana (y_1), $\dot{m}_{22_edx_n}$ significa a vazão de vapor de entrada para o caso B vezes a booleana (y_2) e $\dot{m}_{32_edx_n}$ descreve a vazão de vapor de entrada para o caso C vezes a booleana (y_3).

As equações 6.15a, b, c e d representam as restrições feitas pelas variáveis booleanas.

$$y_1 + y_2 + y_3 = 1 \quad (6.15a)$$

$$y_9 + y_{19} + y_{19} = 1 \quad (6.15b)$$

$$y_4 + y_5 + y_6 = 1 \quad (6.15c)$$

$$y_7 + y_8 + y_9 = 1 \quad (6.15d)$$

$$y_{17} + y_{18} = 1 \quad (6.15e)$$

$$y_{23} + y_{20} + y_{21} + y_{22} = 1 \quad (6.15f)$$

$$y_{14} + y_{15} + y_{16} = 1 \quad (6.15g)$$

Sendo a equação 6.15a a restrição de um dos casos (A, B ou C), 6.15b representa a restrição de escolha de uma só tecnologia de cogeração, 6.15c descreve a escolha de um motor para o caso A, 6.15d a escolha de um motor para o caso B e a 6.15e a escolha de um motor para o caso C. A equação 6.15f descreve a restrição de escolher um tipo de aquecedor solar e a equação 6.15g a escolha de um tipo de painel fotovoltaico.

6.4.4 Análise Econômica

Os investimentos dos equipamentos segundo as configurações escolhidas, o consumo de combustível (quando seja o caso), manutenção e operação de cada um dos equipamentos são considerados nas despesas, as quais estão representadas com a variável D na função objetivo. A equação para as despesas esta apresentada em (6.16).

$$D = D_{inv} + D_{comb} + D_{o\&m} + \Sigma(\Sigma_{purchase_T}) \quad (6.16)$$

Sendo D_{inv} a representação das despesas pelos custos de investimento, D_{comb} as despesas pelos custos de combustível e $D_{o\&m}$ são as despesas pelos custos de manutenção e operação. O termo $EE_{purchase_T}$ refere-se a energia comprada por bloco de carga. As despesas pelos custos de combustível são apresentados na equação 6.17.

$$\begin{aligned} D_{comb} = & (custo_gn \cdot \dot{m}_{comb_TG} \cdot 3600 \cdot h_T) + (custo_gn \cdot \dot{m}_{comb_boileraq} \cdot 3600 \cdot h_T) \\ & + (custo_gn \cdot \Sigma \dot{m}_{comb_boiler_vapor_edx00} \cdot 3600 \cdot edx \cdot 24) \\ & + (custo_gn \cdot \Sigma \dot{m}_{comb_mci_edx00} \cdot 24) \end{aligned} \quad (6.17)$$

Sendo,

$custo_gn$ = o custo do gas natural em R\$/kg;

$\dot{m}_{comb_TG}$ = vazão de combustível em kg/s da turbina a gás;

$\dot{m}_{comb_boileraq}$ = vazão de combustível em kg/s para a caldeira de agua quente;

$\dot{m}_{comb_boiler_vapor_edx00}$ = vazão de combustível em kg/s da caldeira geradora de vapor, onde os subscritos $edx00$ significam que esta variável é a somatoria de varias deles;

h_T = Quantidade de horas do ano (8790 hora/ano);

$\Sigma \dot{m}_{comb_boiler_vapor_edx00}$ = somatoria das vazão de combustível da caldeira geradora de vapor multitemporal;

edx = significa a quantidade de dias segundo o tipo de dia e a estação do ano (explicado na tabela 5);

$\Sigma \dot{m}_{comb_mci_edx00}$ = somatoria das vazão de combustível da caldeira geradora de vapor multitemporal;

24 = número de horas por dia.

As despesas geradas pelos combustíveis correspondem aos equipamentos de cogeração, os quais são o motor de combustão a gás natural, a turbina a gás e a caldeira geradora de vapor. Também corresponde ao combustível caldeira de agua quente, que esta inclusa na superestrutura como um equipo auxiliar e que pode ser escolhido ou não para a

configuração final. Portanto, as despesas por combustíveis podem ser reduzidas ao consumo de um único equipamento.

Os custos pelo investimento dos equipamentos estão descritos na equação 6.18:

$$\begin{aligned}
 D_{inv} = & (TV3 \cdot W_{TG} \cdot y9 \cdot FRC) + (SRA_{BYS100} \cdot FRC \cdot R_{SRA}) + (SRC_{Trane} \cdot FRC \cdot W_{SRC} \cdot M) \\
 & + (k16v \cdot W_{k16v} \cdot FRC) + [boiler_{vap} \cdot (\dot{m}_{60} \cdot \Delta h_v) \cdot FRC] + [boiler_{aq} \cdot (\dot{m}_{45} \cdot \Delta h_A) \cdot FRC \cdot U] \\
 & + (TV_{cond} \cdot W_{TV_{cond}} \cdot FRC \cdot y1) + (TV_{CP} \cdot W_{TV_{cpres}} \cdot FRC \cdot y2) \\
 & + (Panda \cdot W_{panda} \cdot FRC \cdot y14 \cdot j) + (Kyocera \cdot W_{kyocera} \cdot FRC \cdot y15 \cdot j) \\
 & + (SunWorld \cdot W_{SunWorld} \cdot FRC \cdot y16 \cdot j) + (Bosch \cdot Q_{aq_bosch} \cdot FRC \cdot y23 \cdot k) \\
 & + (Heliotek \cdot Q_{aq_Heliotek} \cdot FRC \cdot y20 \cdot k) + (JellyFish \cdot Q_{aq_JF} \cdot FRC \cdot y21 \cdot k) \\
 & + (Soletrol \cdot Q_{aq_Soletrol} \cdot FRC \cdot y22 \cdot k) + (AM \cdot FRC) + (Valv_exp \cdot FRC \cdot y3) \quad (6.18)
 \end{aligned}$$

Sendo,

$TV3$ = custo da turbina a gás selecionada [R\$/kW],

W_{TG} = Potência nominal da turbina a gás [kW],

FRC = Fator de anuidade [1/ano] - esta informação esta em função da taxa de amortização e do tempo em anos de retorno.

$y9$ = variável booleana associada à turbina a gás,

SRA_{BYS100} = Custo do equipamento de refrigeração por absorção [R\$/kW],

R_{SRA} = Resfriamento nominal do sistema de refrigeração por absorção [kW];

SRC_{Trane} = Custo do equipamento de refrigeração por compressão [R\$/kW],

W_{SRC} = Resfriamento nominal do sistema de refrigeração por compressão [R\$/kW],

M = Quantidade de equipamentos de refrigeração por compressão,

$k16v$ = Custo do motor a gás natural [R\$/kW],

W_{k16v} = Potência nominal do motor a gás natural [kW],

$Boiler_{vap}$ = Custo da caldeira geradora de vapor [R\$/kW],

$\dot{m}_{60}$ = Vazão nominal da caldeira geradora de vapor [kg/s],

Δh_v = Diferença de entalpia da vazão na entrada e na saída da caldeira de vapor [kJ/kg],

$Boiler_{aq}$ = Custo da caldeira para água quente [R\$/kW],

$\dot{m}_{45}$ = vazão nominal da caldeira de água quente [kg/s],

Δh_A = diferença de entalpia da vazão na entrada e na saída da caldeira de água quente
[kJ/kg]

U = Quantidade de caldeira de água quente

TV_{cond} = Custo da turbina a vapor de condensação [R\$/kW],

W_{tv_cond} = Potência máxima da turbina a vapor por condensação [kW],

$y1$ = variável booleana associada à turbina a vapor de condensação,

TV_{cp} = Custo da turbina a vapor de contrapressão [R\$/kW],

W_{tv_cpres} = Potência máxima da turbina a vapor por contrapressão [kW],

$y2$ = variável booleana associada à turbina a vapor de contrapressão,

$Panda$ = Custo de painel fotovoltaico marca Yingle Green [R\$/kW],

W_{panda} = Potencia nominal gerada pelo painel Panda [kW],

$y14$ = variável booleana associada ao painel fotovoltaico Panda

j = quantidade de painéis fotovoltaicos;

$Kyocera$ = Custo de painel fotovoltaico marca Kyocera [R\$/kW],

$W_{kyocera}$ = Potencia nominal gerada pelo painel kyocera [kW],

$y15$ = variável booleana associada ao painel fotovoltaico Panda,

$Sunworld$ = Custo de painel fotovoltaico marca Sunworld [R\$/kW],

W_{sunw} = Potencia nominal gerada pelo painel SunworldPanda [kW],

$y16$ = variável booleana associada ao painel fotovoltaico Sunworld

$Bosch$ = Custo do aquecedor solar marca Bosch [R\$/kW],

Q_{aq_bosch} = Produção de energia média pelo aquecedor Bosch [kW],

$y23$ = variável booleana associada ao aquecedor solar Bosch,

k = quantidade de aquecedores solares,

$Heliotek$ = Custo do aquecedor solar marca Heliotek [R\$/kW],

$Q_{aq_heliotek}$ = Produção de energia média pelo aquecedor Heliotek [kW],

$y20$ = variável booleana associada ao aquecedor solar Heliotek,

$Jellyfish$ = Custo do aquecedor solar marca Jellyfish [R\$/kW],

Q_{aq_JF} = Produção de energia média pelo aquecedor Jellyfish [kW],

$y21$ = variável booleana associada ao aquecedor solar Jellyfish,

$Soletrol$ = Custo do aquecedor solar marca Soletrol [R\$/kW],

$Q_{aq_soletrol}$ = Produção de energia média pelo aquecedor Soletrol [kW],

$y22$ = variável booleana associada ao aquecedor solar Soletrol

AM = Custo do aquecedor de mistura [R\$],

$Valv_exp$ = Custo da válvula redutora de pressão [R\$],

y3 = variável booleana associada à válvula redutora de pressão.

Na tabela 39, estão apresentados os custos de investimento, operação e manutenção dos equipamentos considerados na superestrutura. A equação 6.19 apresenta as despesas por operação e manutenção.

$$\begin{aligned}
 D_{mop} = & (SRA_{OM} \cdot R_{SRA} \cdot FRC) + (SRC_{OM} \cdot W_{SRC} \cdot FRC) + (TG_{OM} \cdot W_{TG} \cdot y9 \cdot FRC) \\
 & + (MCI_{OM} \cdot W_{k16v} \cdot FRC) + (TV_{OM} \cdot W_{TV_cond} \cdot FRC \cdot y1) + (TV_{OM} \cdot W_{TV_cpres} \cdot y2 \cdot FRC) \\
 & + (PainelFV_{OM} \cdot W_{panda} \cdot FRC \cdot y14 \cdot j) + (PainelFV_{OM} \cdot W_{kyocera} \cdot FRC \cdot y15 \cdot j) \\
 & + (PainelFV_{OM} \cdot W_{SunW} \cdot FRC \cdot y16 \cdot j) + (AM_{OM} \cdot FRC)
 \end{aligned} \quad (6.19)$$

Sendo,

SRA_{om} = Custos de operação e manutenção associados ao sistema de refrigeração por Absorção [R\$/kW],

SRC_{om} = Custos de operação e manutenção associados ao sistema de refrigeração por compressão [R\$/kW],

TG_{om} = Custos de operação e manutenção associado à turbina a gás [R\$/kW],

MCI_{om} = Custos de operação e manutenção associados ao motor de combustão interna [R\$/kW],

TV_{om} = Custos de operação e manutenção associados às turbinas a vapor [R\$/kW],

$PainelFV_{om}$ = Custos de operação e manutenção associados aos painéis fotovoltaicos [R\$],

AM_{om} = Custo de operação e manutenção associado aos aquecedores de mistura [R\$/kW]

A compra de eletricidade à rede (se precisar) está dada pela seguinte equação:

$$EE_{purchase} = \sum (EE_{purch_edx_n} \cdot edx \cdot 24 \cdot CEC) \quad (6.20)$$

Sendo,

$EE_{purch_edx_n}$ = Quantidade de energia elétrica comprada em uma hora n (de 0 a 23 horas) de um dia edx (ver tabela 5) [kWh];

CEC = Custo de eletricidade para compra [R\$/kWh];

24 = Numero de horas do dia [h/dia];

edx = significa o tipo de dia e a estação do ano (segundo explicado na tabela 5) [dia/ano].

Tabela 41. Custos de investimento e de operação e manutenção dos equipamentos considerados na superestrutura proposta.

EQUIPAMENTOS	CUSTO INVESTIMENTO [R\$/kW]	CUSTOS O&M [R\$/kW]
Motor de Combustão Interna - até 5MW ¹	3040	0,00456
Motor de Combustão Interna - maior de 5MW ²	3420	0,00456
Turbina a gás ³	3015	0,061
Caldeira de Recuperação ⁴	468	0,038
Caldeira de vapor ⁵	2100	0,0095
Turbina a Vapor - condensação ⁶	6460	0,0494
Turbina a Vapor - contrapressão ⁷	6460	0,0494
Valvula reductora de pressão ⁸	133665*	
Painel fotovoltaico (Yingli Green Solar) ⁹	3535,7	276**
Painel fotovoltaico (Kyocera) ¹⁰	5183,7	
Painel fotovoltaico (SunWorld) ¹¹	4066,7	
Aquecedor Solar (Bosch) ¹²	791,54	
Aquecedor Solar (Heliotek) ¹³	878,2	
Aquecedor Solar (Jellyfish) ¹⁴	937,2	
Aquecedor Solar (Soletrol) ¹⁵	786,8	
SRA - refrigeração por Absorção ¹⁶	1610	0,000122
SRC - refrigeração por Compressão ¹⁷	944,8	
Aquecedor de Mistura* ¹⁸	380000*	0,000038
Caldeira para agua quente ¹⁹	40,95	
Bombas (set de duas bombas)* ²⁰	152000	0,0000015

* As unidades dos itens marcados são em reais [R\$]. **As unidades dos itens marcados são R\$/ano.

Conversão dólar a reais de 3.80 R\$/US\$.

Fonte: **1, 2, 5,6,7** Study of the equipment prices in the power sector, ESMAP (www.esmap.org), **3**. Gas Turbine Handbook 2012, **4,19** www.matche.com, **8**. www.honeywell.es, **9,10,11,12,13,14,15**. loja virtual www.neosolarenergia.br**16** Manual Broad X, <http://www.gqsltd.co.uk>, **17**. Ohio State Term, www.procure.ohio.gov,**18,20**. Ramos del Carlo, 2007. Fonte Custos O & M: www.understandingchp.com/appguide/Chapters/Chap6/6-8_Rules_of_Thumb_Costs.htm, www.gqsltd.co.uk/

Finalmente, a equação da receita é apresentada na equação 6.21:

$$R = \sum (EE_{\text{Sell}_{edx_n}} \cdot CE_{\text{prod}} \cdot edx \cdot 24) \quad (6.21)$$

Sendo,

R = Receita esperada [R\$/ano];

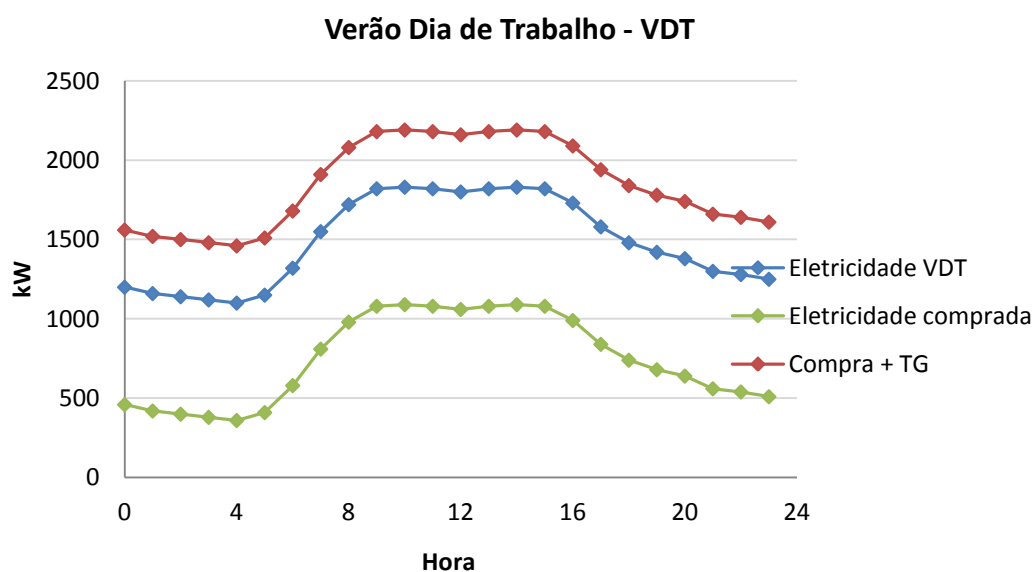
$EE_{\text{sell}_{edx_n}}$ = Quantidade de energia eletrica vendida em uma hora n (de 0 a 23 horas) de um dia edx (ver tabela 5) [kWh];

CE_{prod} = Custo de eletricidade para venda [R\$/kWh].

6.5 Resultados

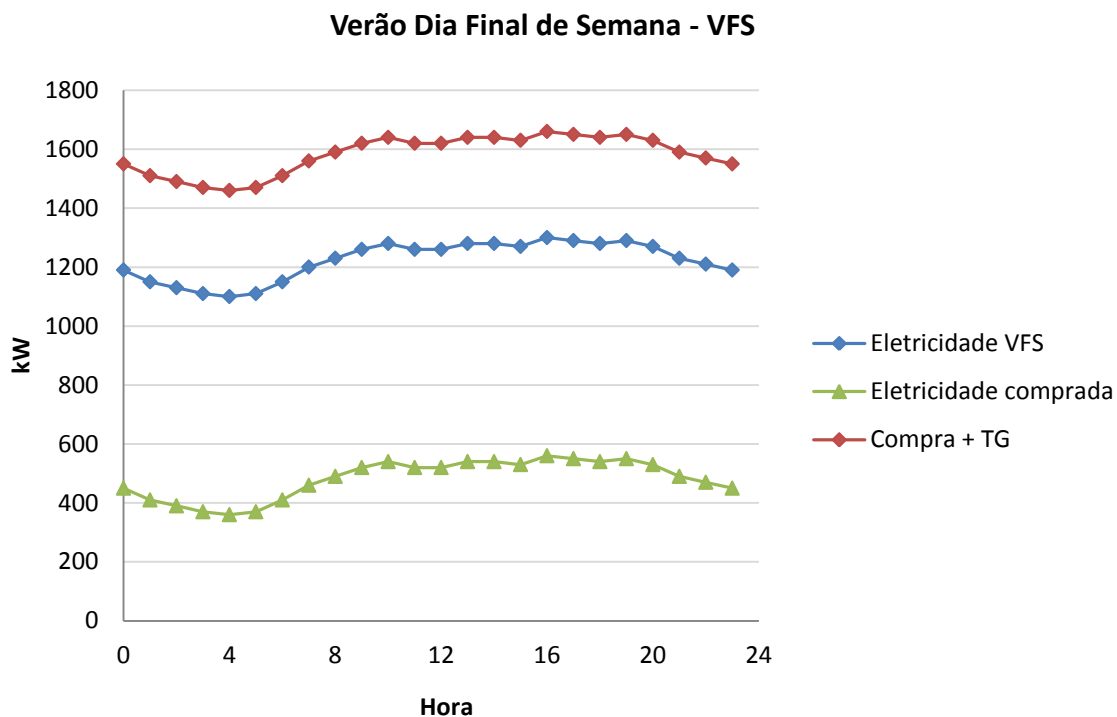
Comparando a necessidade de eletricidade do hospital com a compra de eletricidade à rede e a geração da configuração final, pode-se concluir que são concordantes. Nas Figuras 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62 e 63 são apresentados os gráficos de demanda e oferta de eletricidade para cada um dos oito casos analisados.

Figura 56. Demanda e oferta de eletricidade para um dia de trabalho em verão.



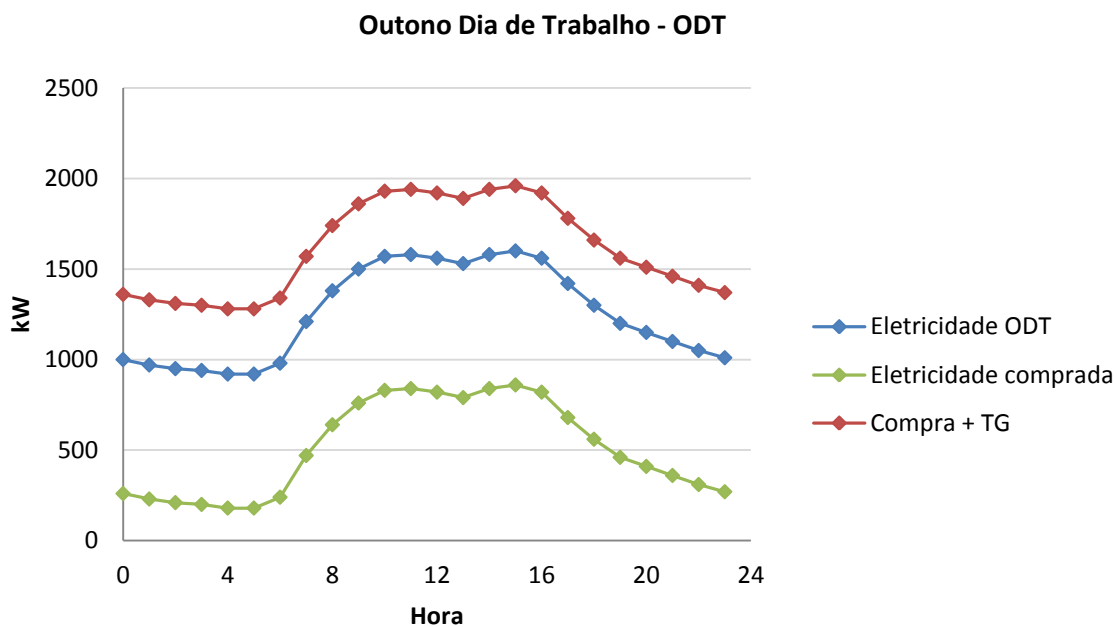
Fonte: elaboração própria.

Figura 57. Demanda e oferta de eletricidade para um dia de final de semana em verão.



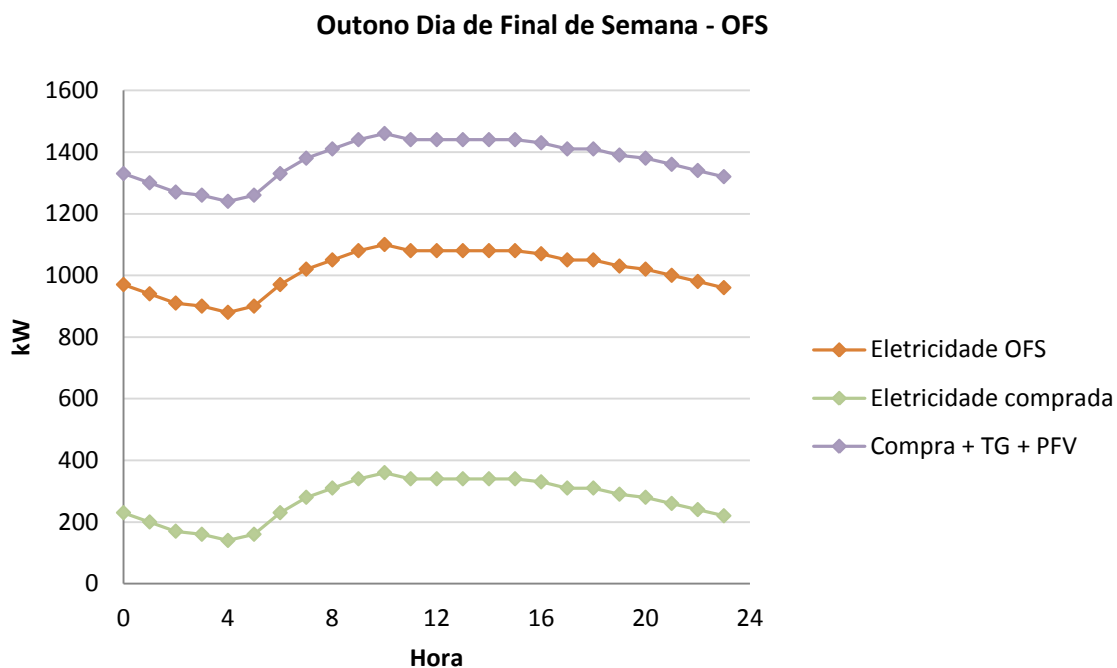
Fonte: elaboração própria.

Figura 58. Demanda e oferta de eletricidade para um dia de trabalho em outono.



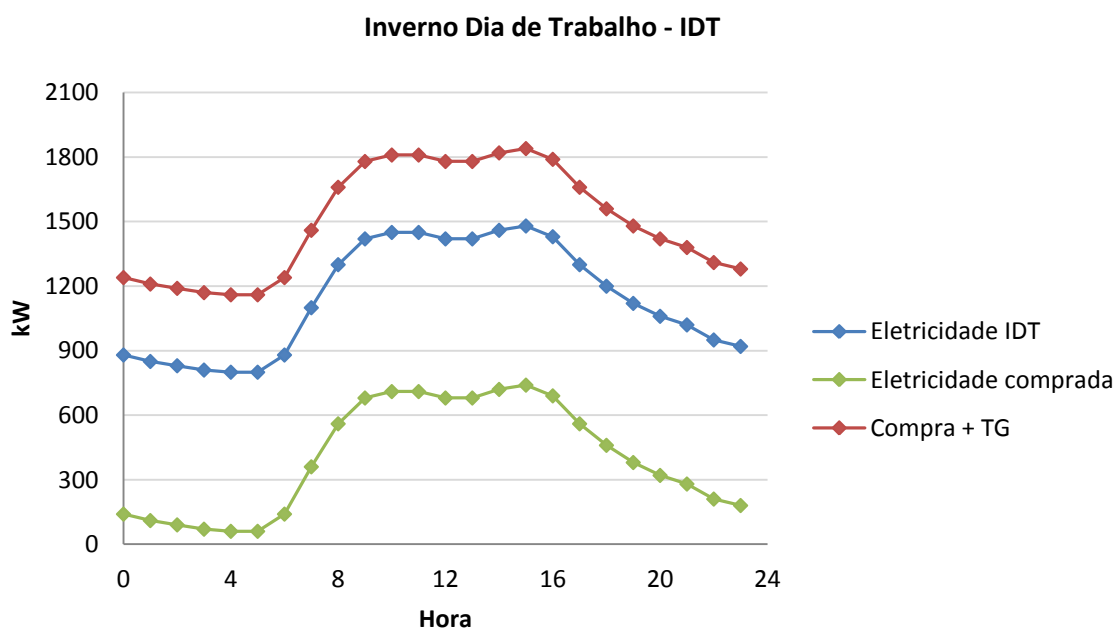
Fonte: Elaboração própria.

Figura 59. Demanda e oferta de eletricidade para um dia de final de semana em outono.



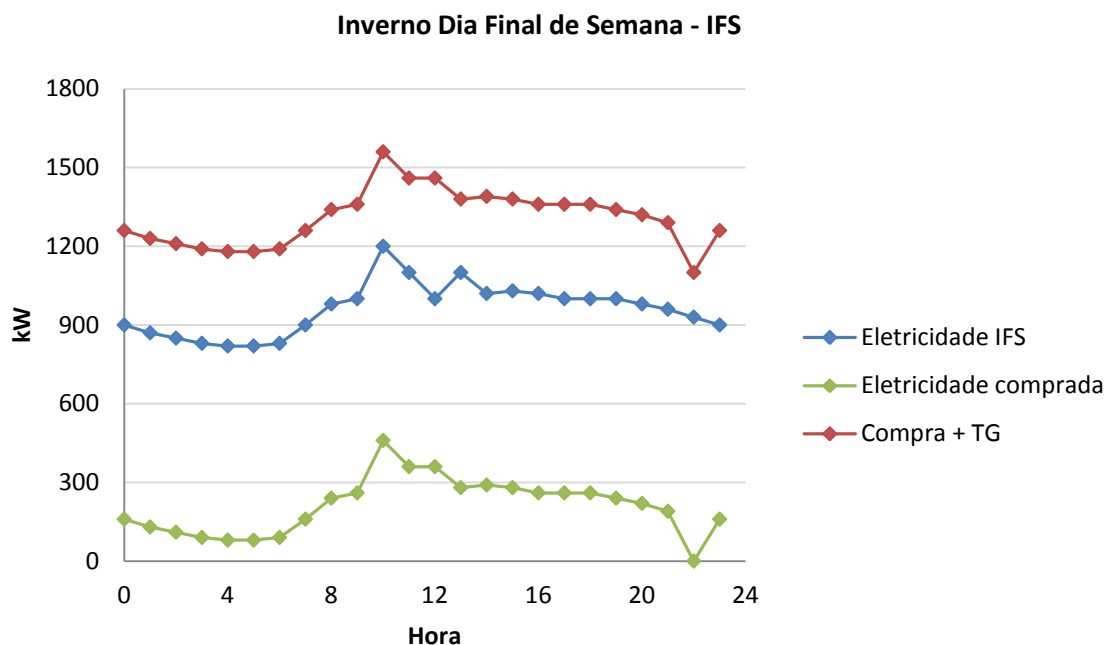
Fonte: Elaboração própria.

Figura 60. Demanda e oferta de eletricidade para um dia de trabalho em inverno.



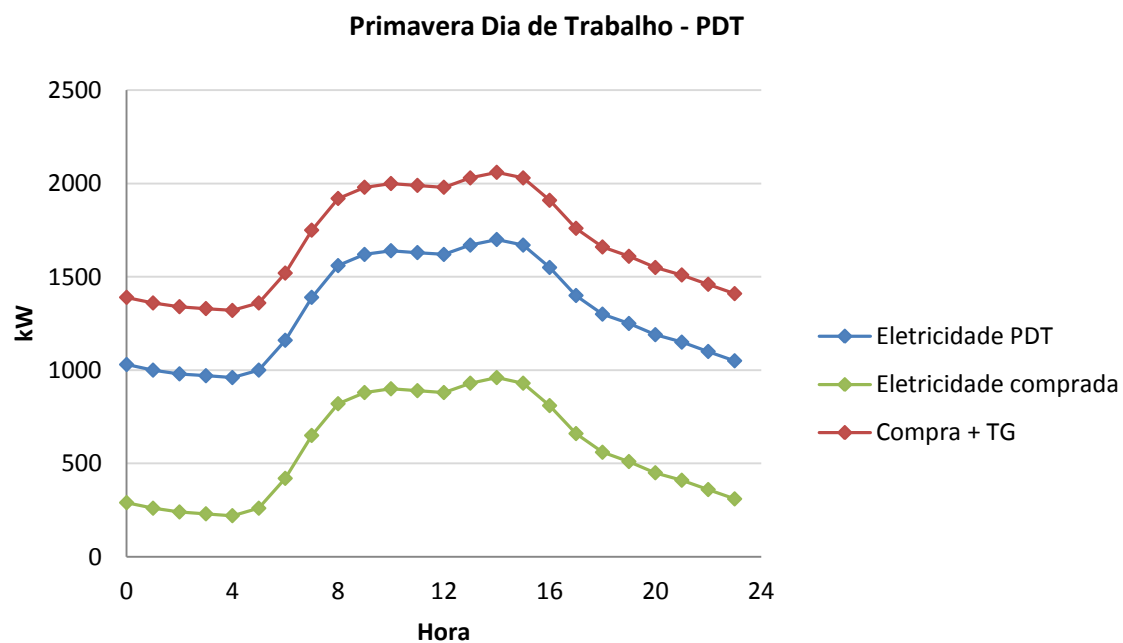
Fonte: Elaboração própria.

Figura 61. Demanda e oferta de eletricidade para um dia de final de semana em inverno.



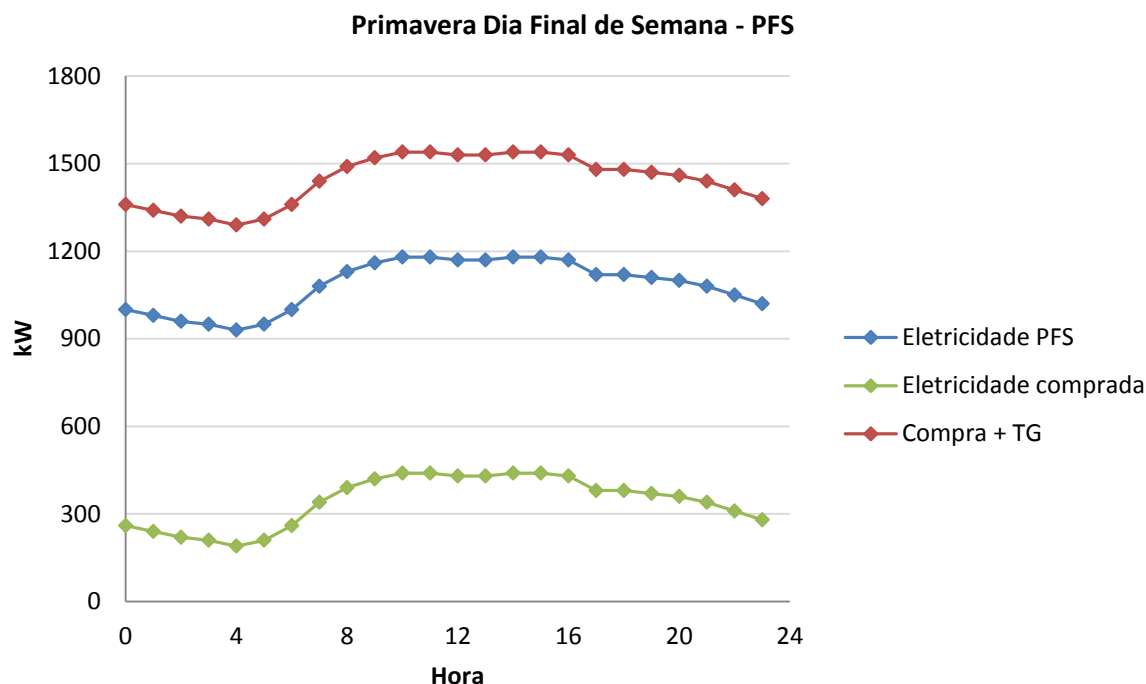
Fonte: Elaboração própria.

Figura 62. Demanda e oferta de eletricidade para um dia de trabalho em primavera.



Fonte: Elaboração própria.

Figura 63. Demanda e oferta de eletricidade para um dia de final de semana em primavera.



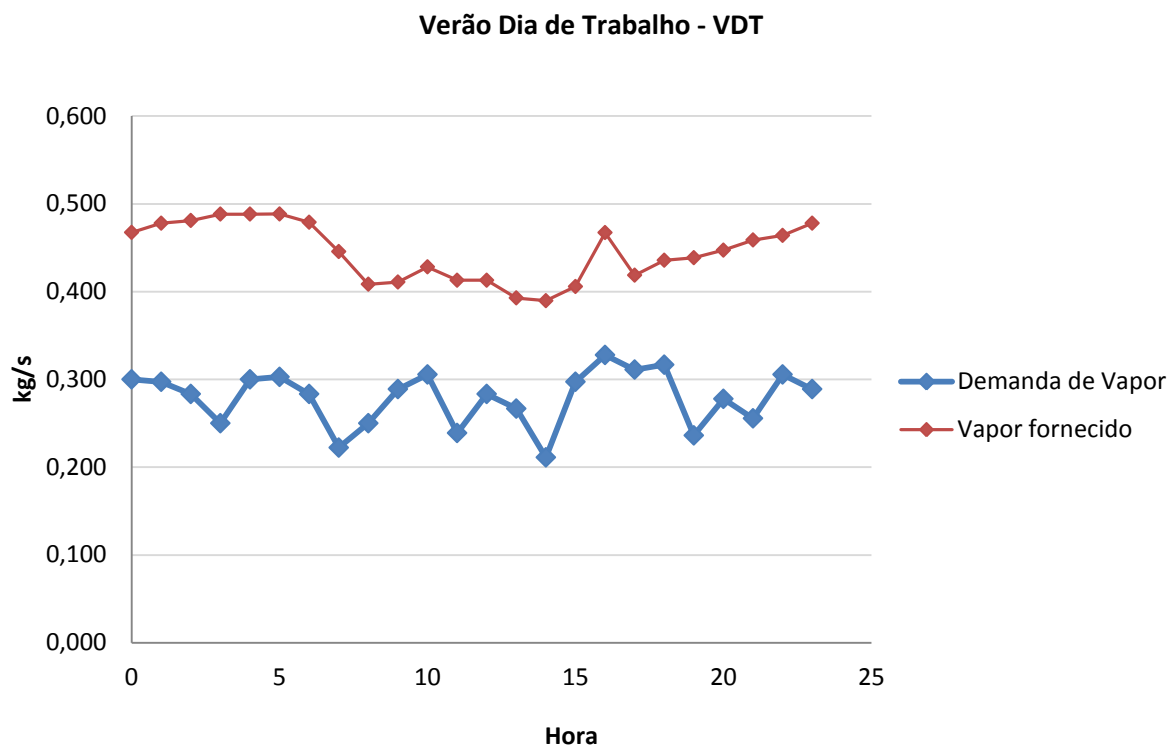
Fonte: Elaboração própria.

Nos gráficos apresentadas acima, não estão incluídos todos os consumos de eletricidade, somente as necessidades do hospital. Outros consumos que não estão representados nas gráficas são: eletricidade consumida pelas bombas de água para alimentação da caldeira de recuperação e aquecedor de mistura, consumo do sistema de refrigeração por compressão, e outros consumos menores deste tipo de sistemas energéticos para controle e segurança. Estes consumos adicionais foram tidos em conta na superestrutura otimizada, por tanto a curva "compra + TG" supera a curva de demanda. A curva "compra + TG" simboliza a eletricidade comprada da rede mais a eletricidade gerada pela turbina a gás.

Pode-se observar que a estação que menos compra eletricidade é no inverno e em geral o menor consumo de eletricidade está na faixa das 2 a 6 da manhã.

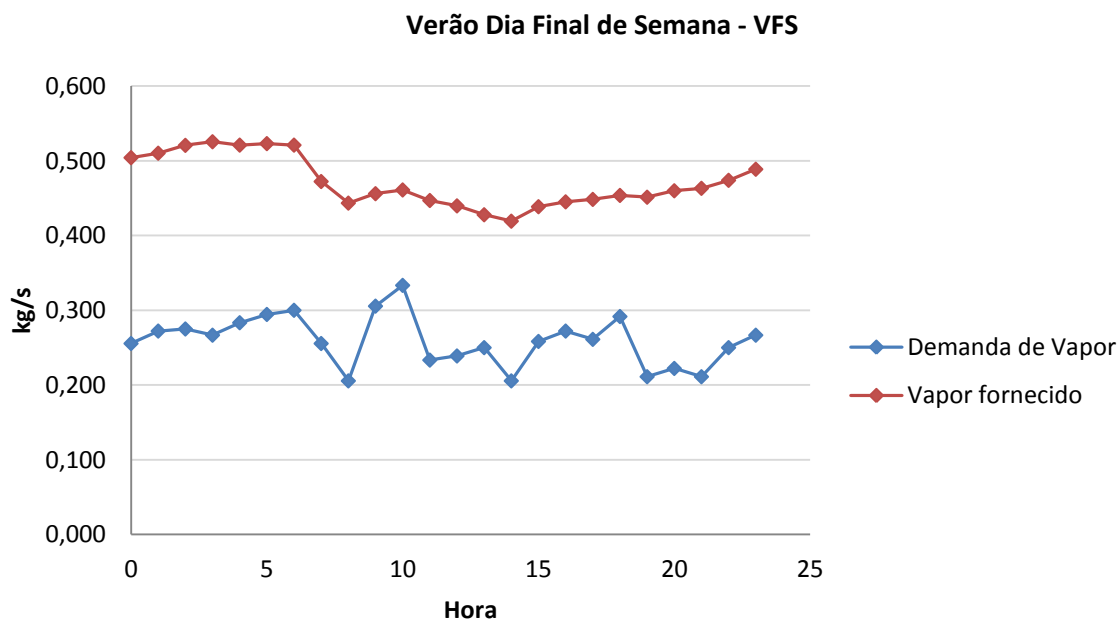
Na modelagem matemática, o fornecimento de vapor foi assegurado, de maneira que o sistema gere uma vazão maior da requerida. Nas Figuras 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70 e 71 estão as gráficas de vapor demandado vs. o vapor fornecido pela configuração final.

Figura 64. Demanda e oferta de vapor para um dia de trabalho em verão.



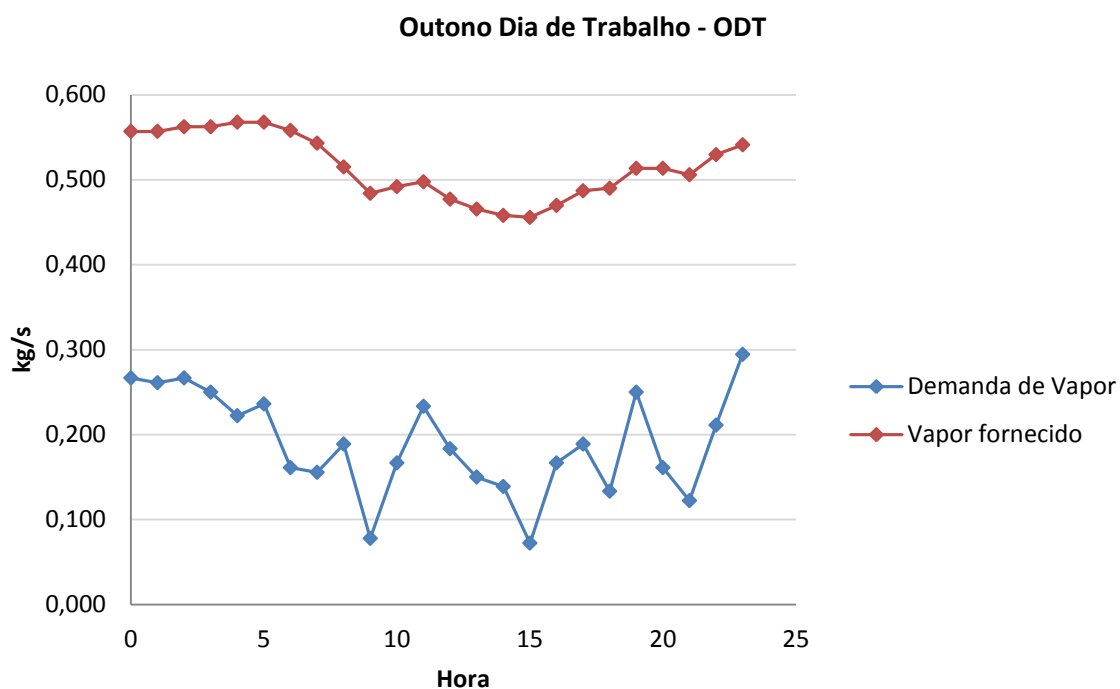
Fonte: elaboração própria.

Figura 65. Demanda e oferta de vapor para um dia de final de semana em verão.



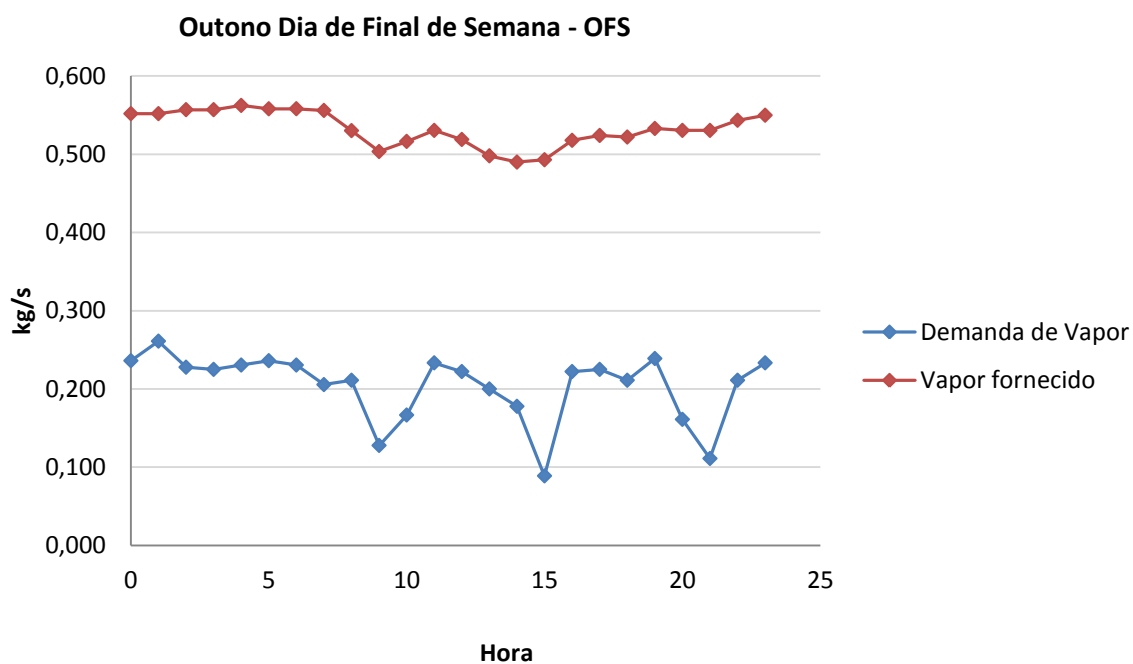
Fonte: elaboração própria.

Figura 66. Demanda e oferta de vapor para um dia de trabalho em outono.



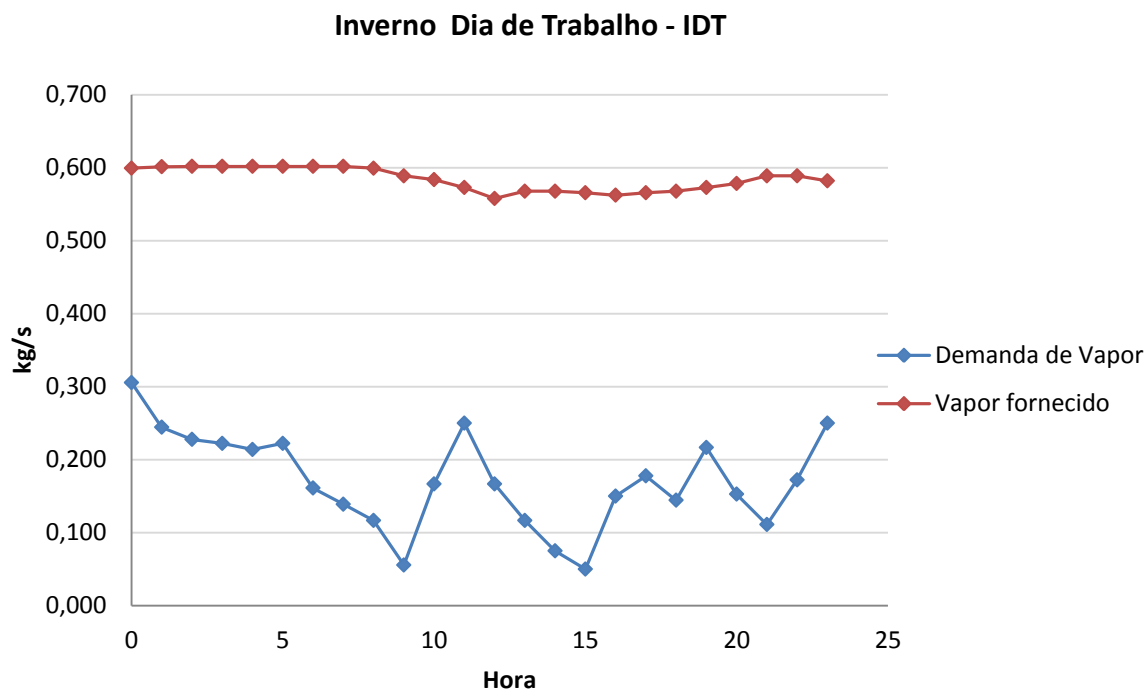
Fonte: elaboração própria.

Figura 67. Demanda e oferta de vapor para um dia de final de semana em outono.



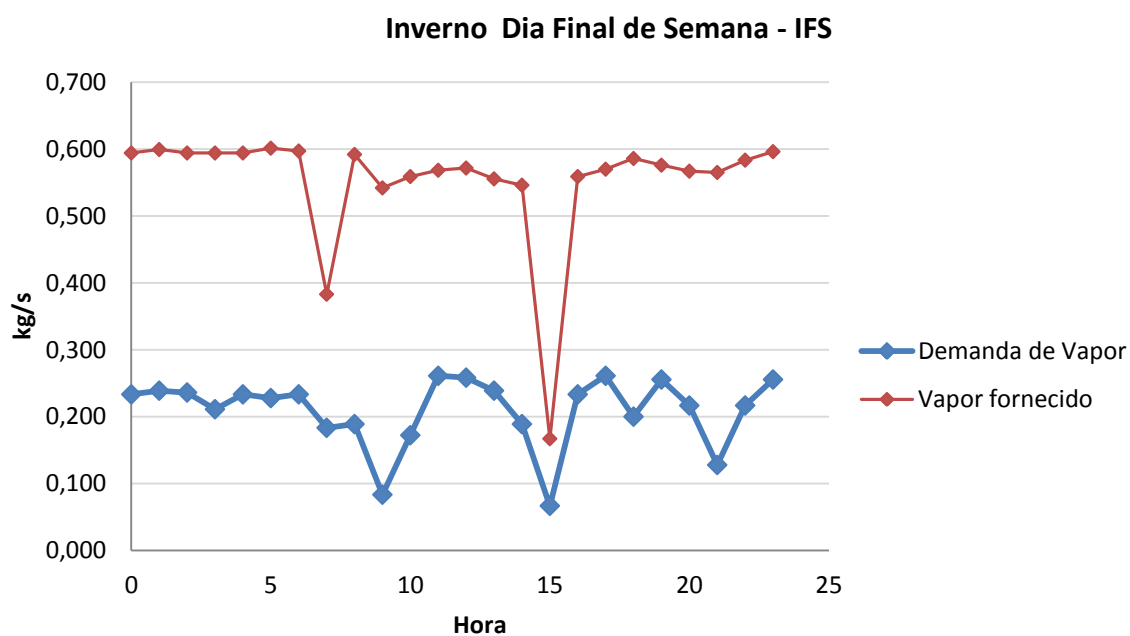
Fonte: elaboração própria.

Figura 68. Demanda e oferta de vapor para um dia de trabalho em inverno.



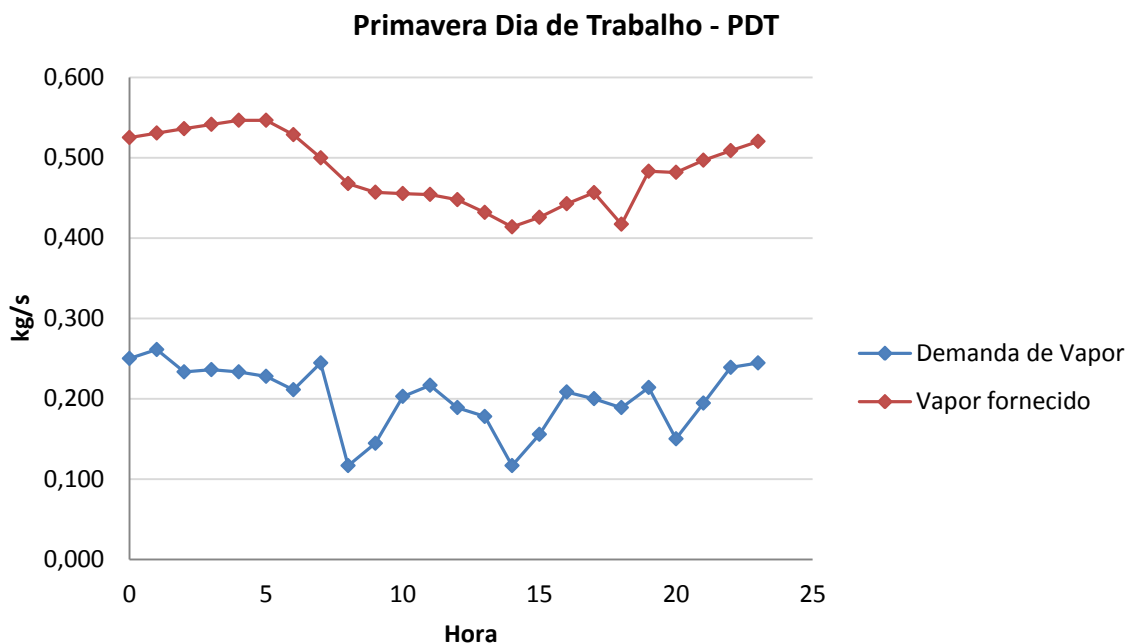
Fonte: elaboração própria.

Figura 69. Demanda e oferta de vapor para um dia de final de semana em inverno.



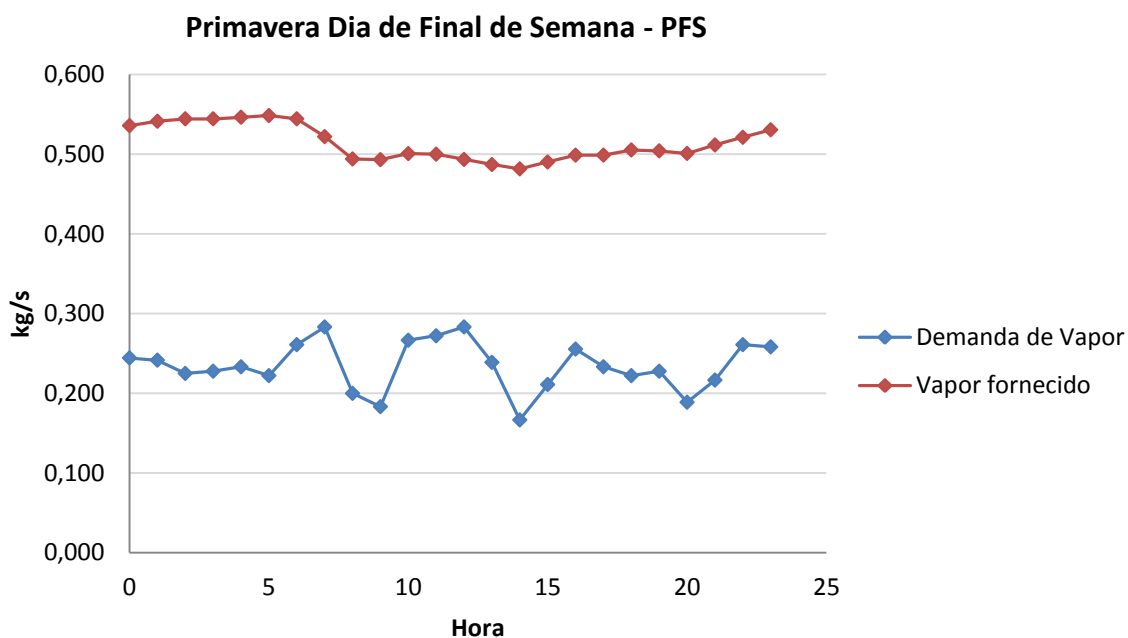
Fonte: elaboração própria.

Figura 70. Demanda e oferta de vapor para um dia de trabalho em primavera.



Fonte: Elaboração própria.

Figura 71. Demanda e oferta de vapor pra um dia de final de semana em primavera.

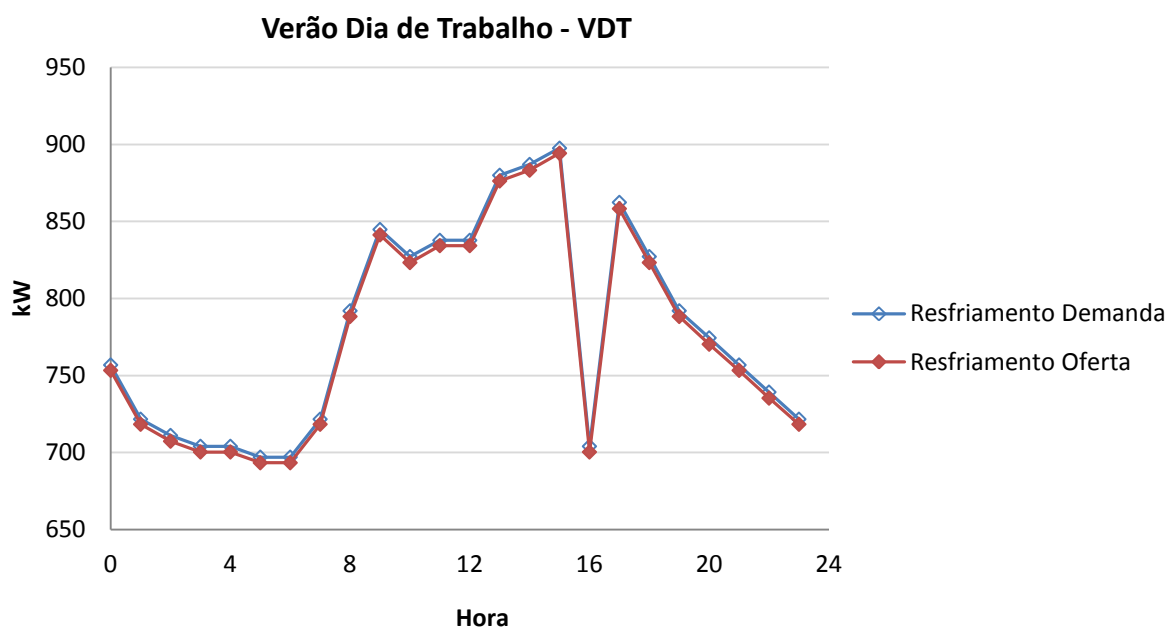


Fonte: Elaboração própria.

Analisando os gráficos anteriores, a geração de vapor cumpre o previsto, gerando uma vazão maior da requerida e em alguns casos, quase o dobro do necessitado. Pode-se observar que, além de que a geração de vapor não tem muita flutuação, ela concorda com o comportamento da curva de demanda.

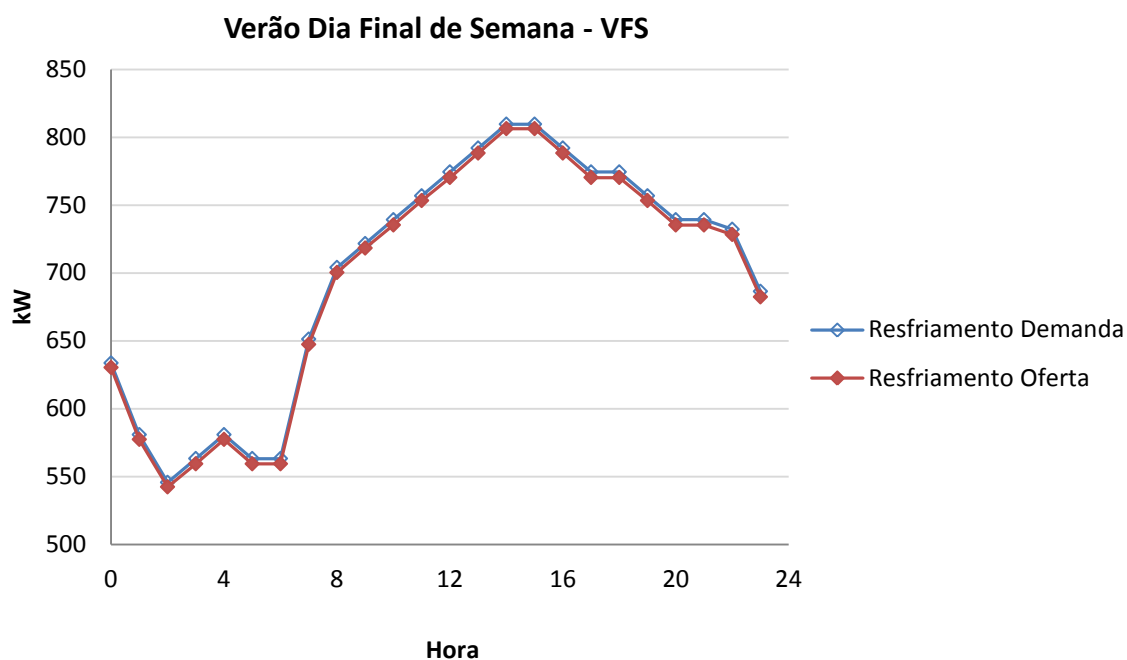
Para suprir a demanda de resfriamento, parte do vapor gerado alimenta o sistema de refrigeração por absorção e também seleciona um equipamento de refrigeração por compressão para complementar o valor requerido. O SRC gera um resfriamento constante enquanto o SRA gera um resfriamento variável dependendo da quantidade do vapor residual. Nas Figuras 72, 73, 74, 75, 76, 77, 78 e 79 apresentam as curvas de demanda e oferta do resfriamento.

Figura 72. Demanda e oferta de resfriamento para um dia de trabalho em verão.



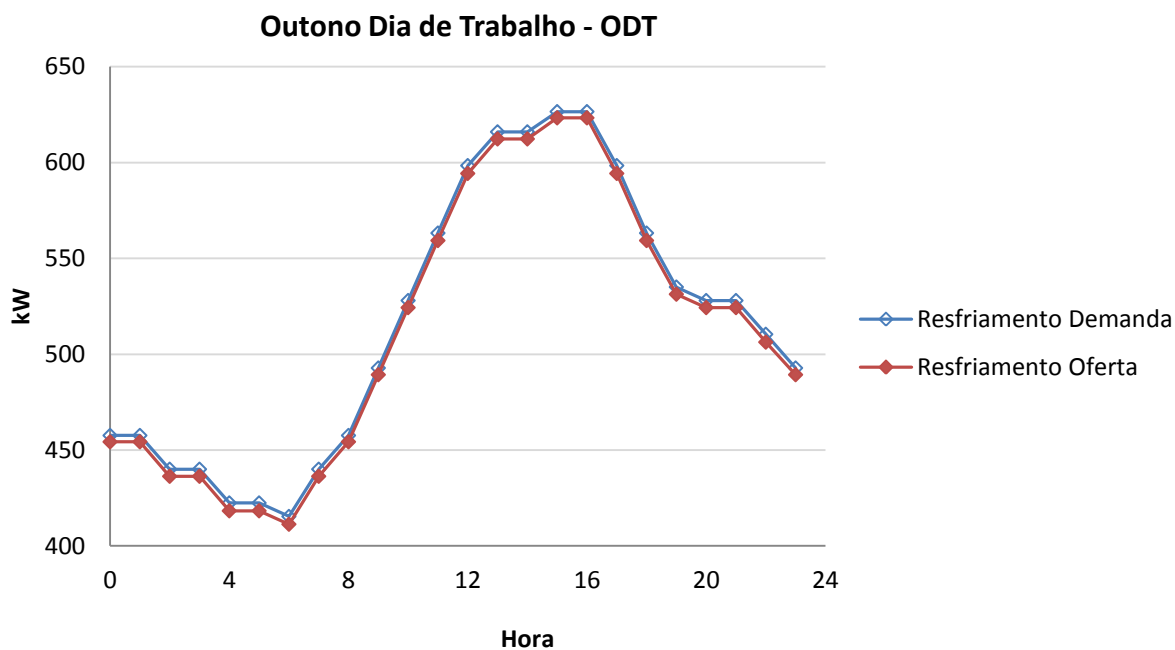
Fonte: Elaboração própria.

Figura 73. Demanda e oferta de resfriamento para um dia de final de semana em verão.



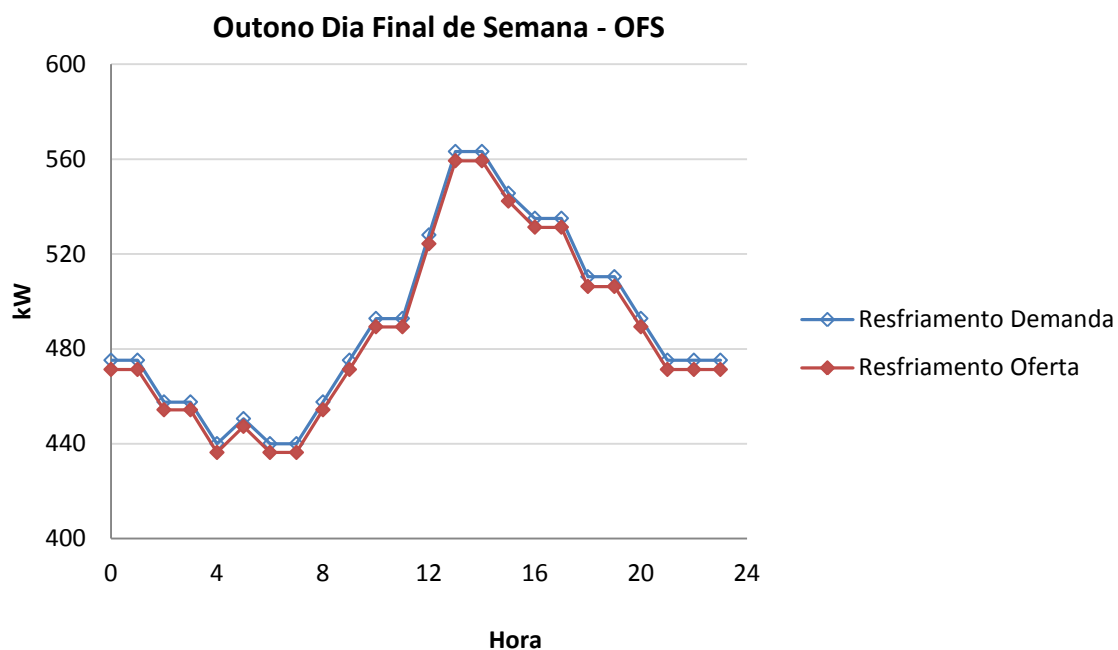
Fonte: Elaboração própria.

Figura 74. Demanda e oferta de resfriamento para um dia de trabalho em outono.



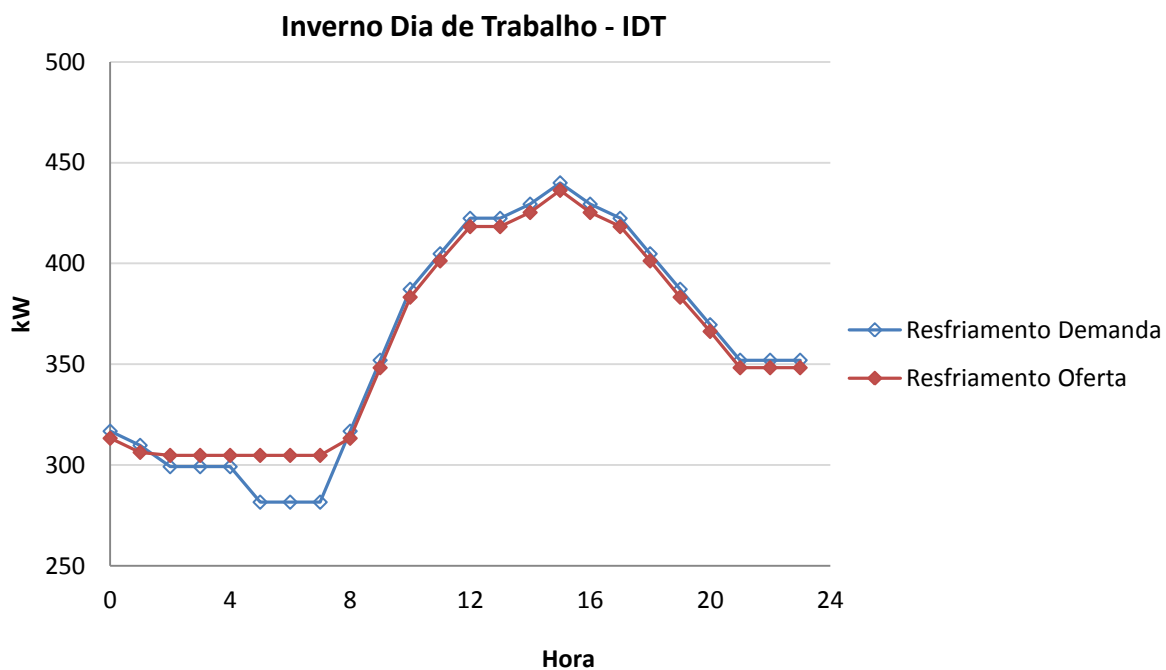
Fonte: Elaboração própria.

Figura 75. Demanda e oferta de resfriamento para um dia de final de semana em outono.



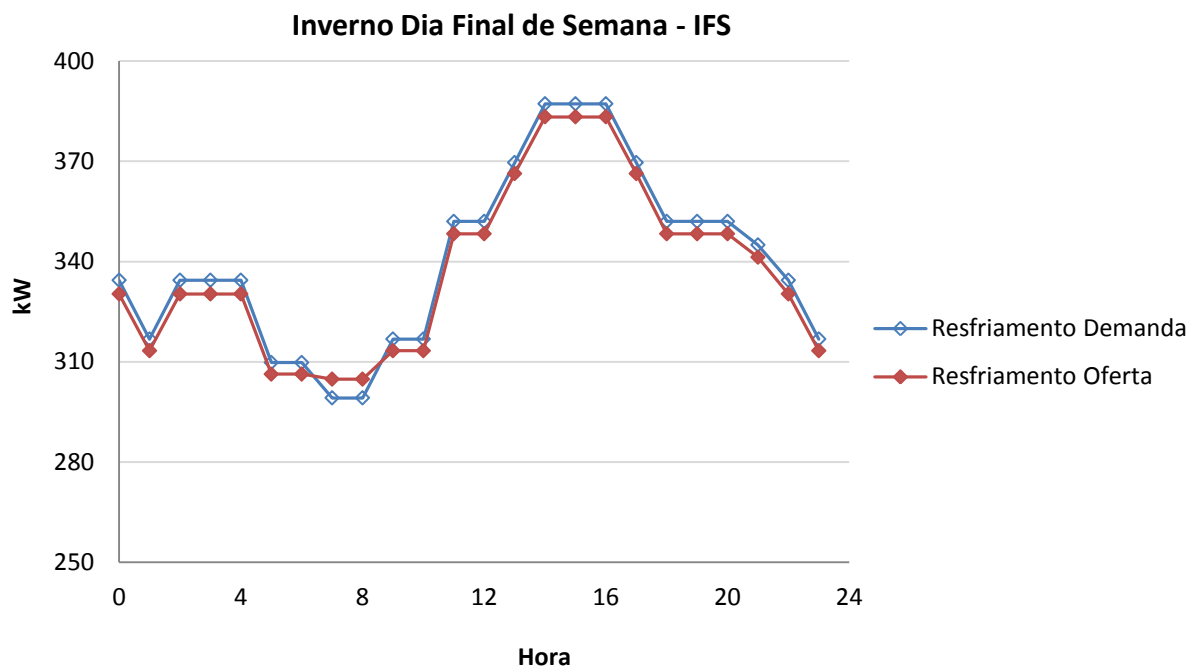
Fonte: Elaboração própria.

Figura 76. Demanda e oferta de resfriamento para um dia de trabalho em inverno.



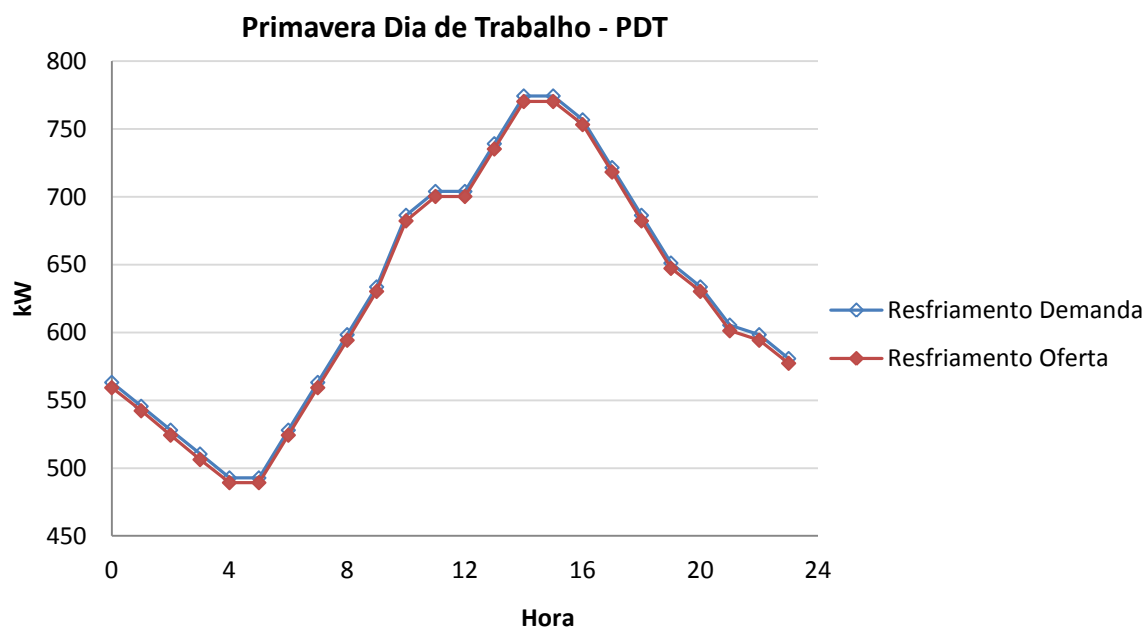
Fonte: Elaboração própria.

Figura 77. Demanda e oferta de resfriamento para um dia de final de semana em inverno.



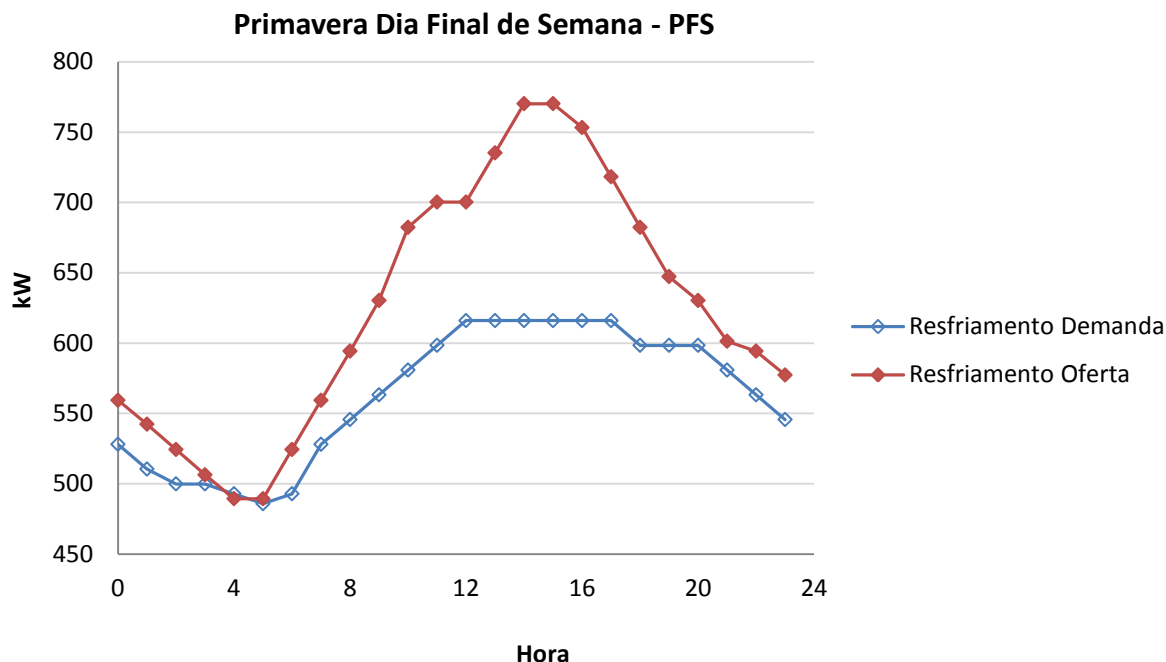
Fonte: Elaboração própria.

Figura 78. Demanda e oferta de resfriamento para um dia de trabalho em primavera.



Fonte: Elaboração própria.

Figura 79. Demanda e oferta de resfriamento para um dia de final de semana em primavera.

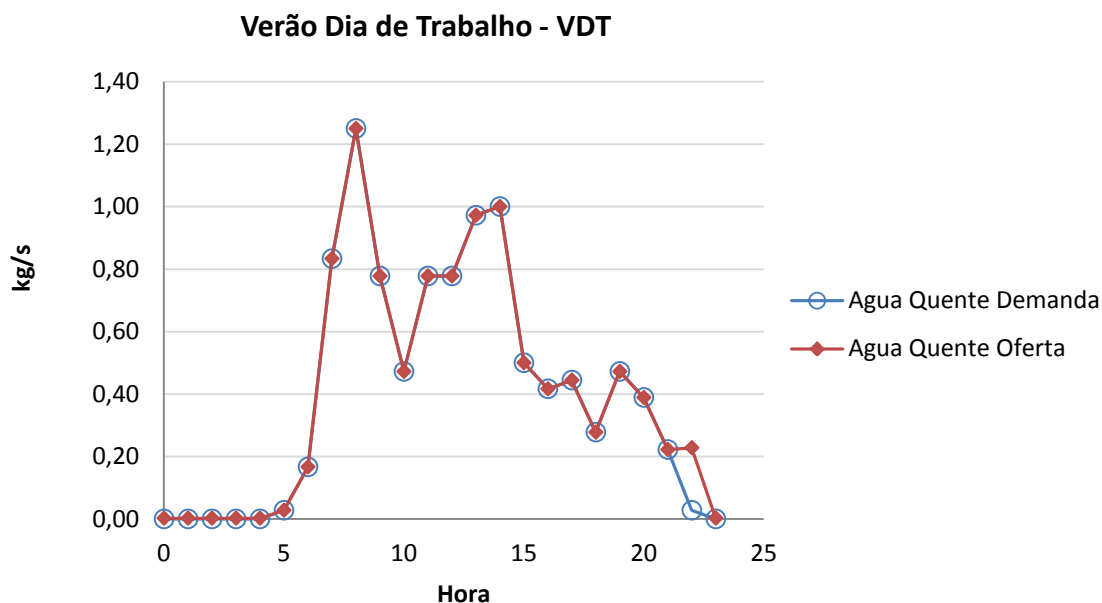


Fonte: Elaboração própria.

Pode-se observar que as curvas de demanda quando de oferta, apresentam um comportamento similar. Em alguns casos o resfriamento obtido da configuração final é superior ao resfriamento necessitado, mas isto acontece somente nas estações mais quentes. Mas na maioria dos casos é a demanda que supera a oferta, mas por uma quantidade mínima.

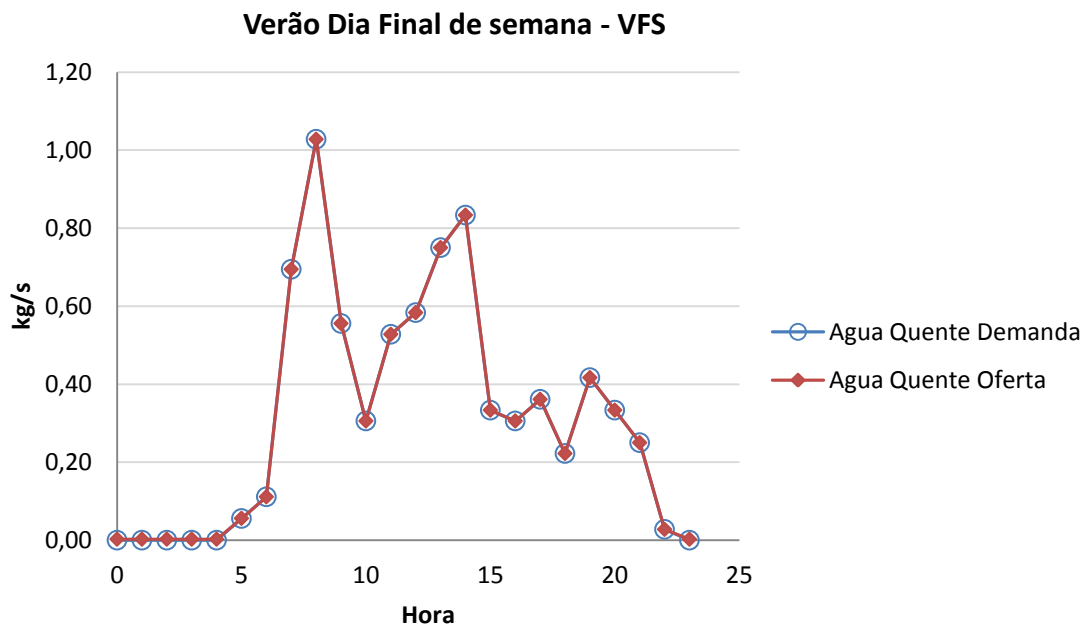
No caso da água quente, a geração fornecida pela configuração final foi a mesma quantidade da demanda, mas ele não atinge uma vazão zero, a vazão mínima é de 0,0026 kg/s. Nas Figuras 80, 81, 82, 83, 84, 85, 86 e 87 estão apresentadas as gráficas de água quente de demanda e oferta.

Figura 80. Demanda e oferta de água quente para um dia de semana em verão.



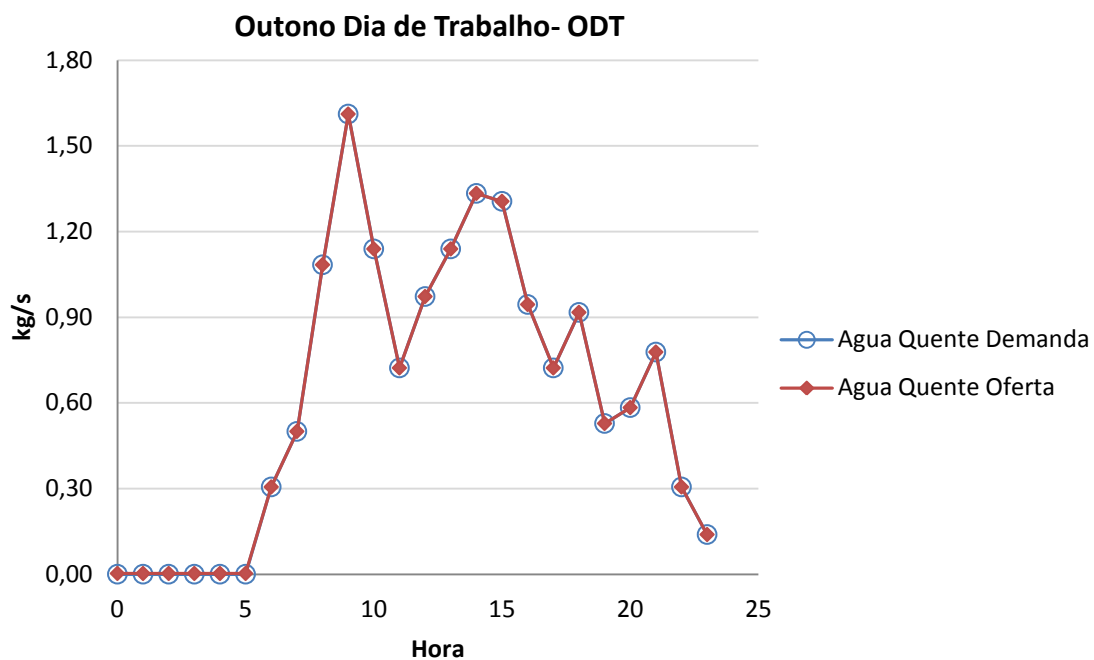
Fonte: Elaboração própria.

Figura 81. Demanda e oferta de água quente para um dia de final de semana em verão.



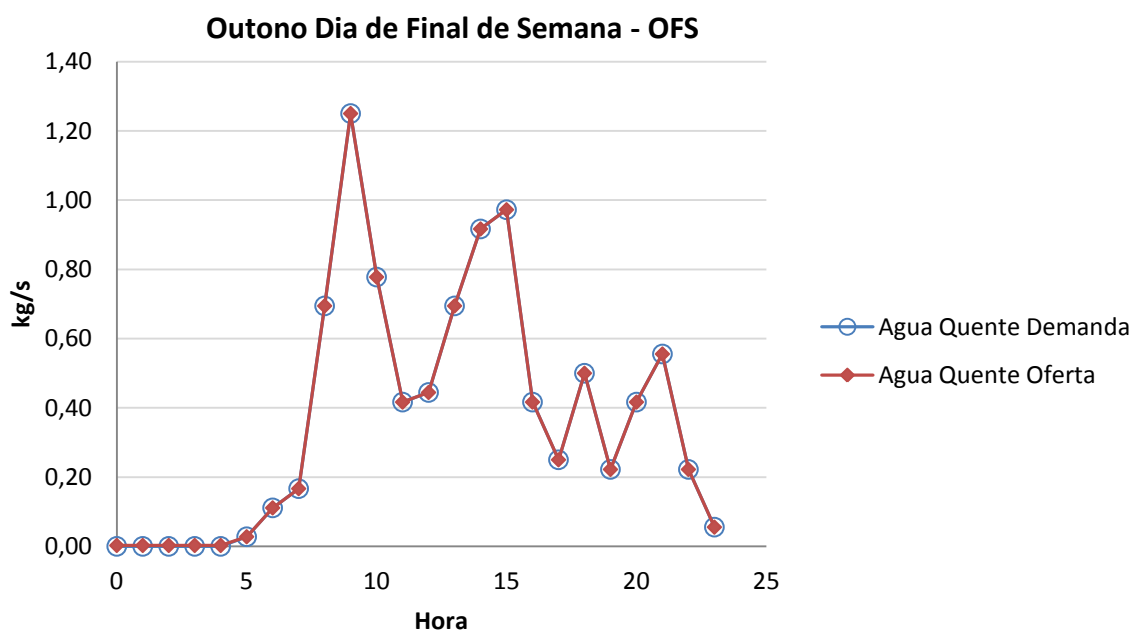
Fonte: Elaboração própria.

Figura 82. Demanda e oferta de água quente para um dia de semana em outono.



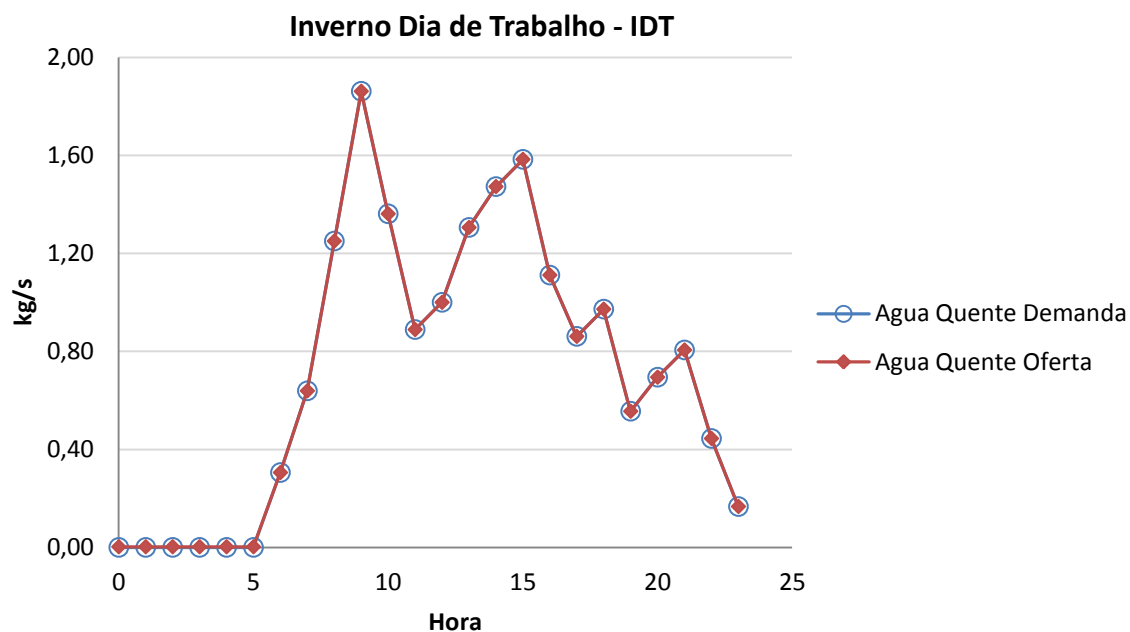
Fonte: Elaboração própria.

Figura 83. Demanda e oferta de água quente para um dia de final de semana em outono.



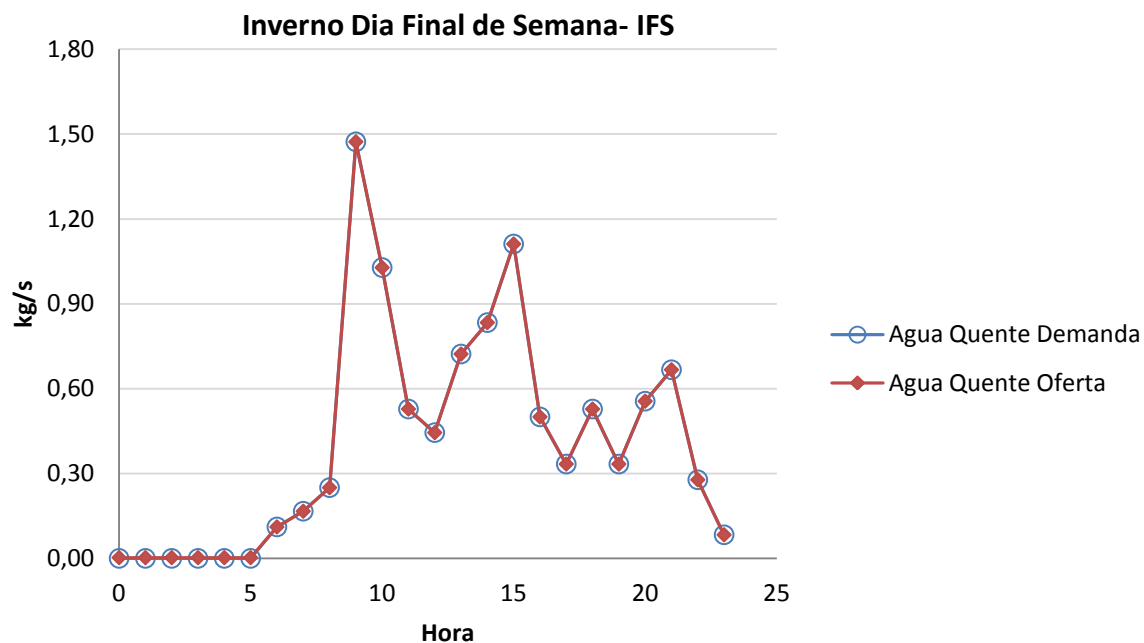
Fonte: Elaboração própria.

Figura 84. Demanda e oferta de água quente para um dia de semana em inverno.



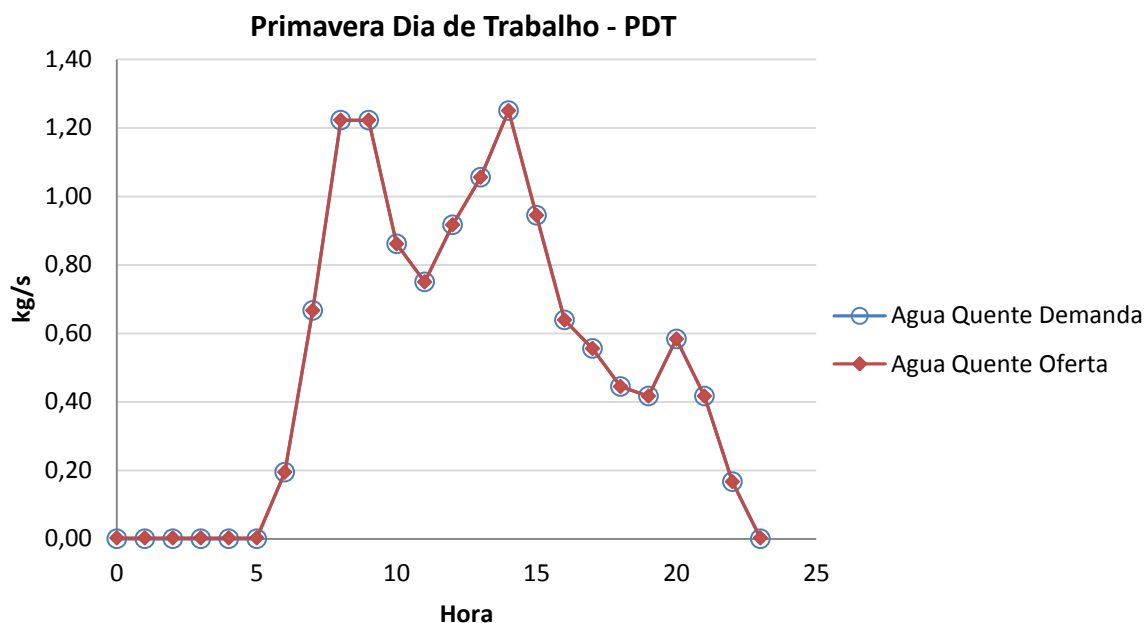
Fonte: Elaboração própria.

Figura 85. Demanda e oferta de água quente para um dia de final de semana em inverno.



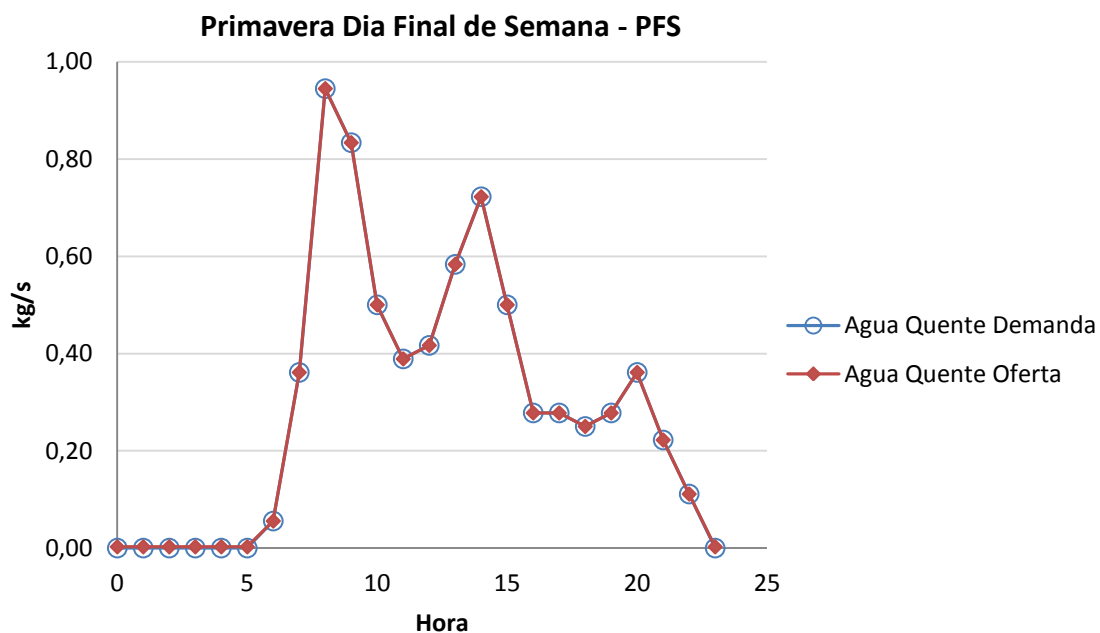
Fonte: Elaboração própria.

Figura 86. Demanda e oferta de água quente para um dia de semana em primavera.



Fonte: Elaboração própria.

Figura 87. Demanda e oferta de água quente para um dia final de semana em primavera.



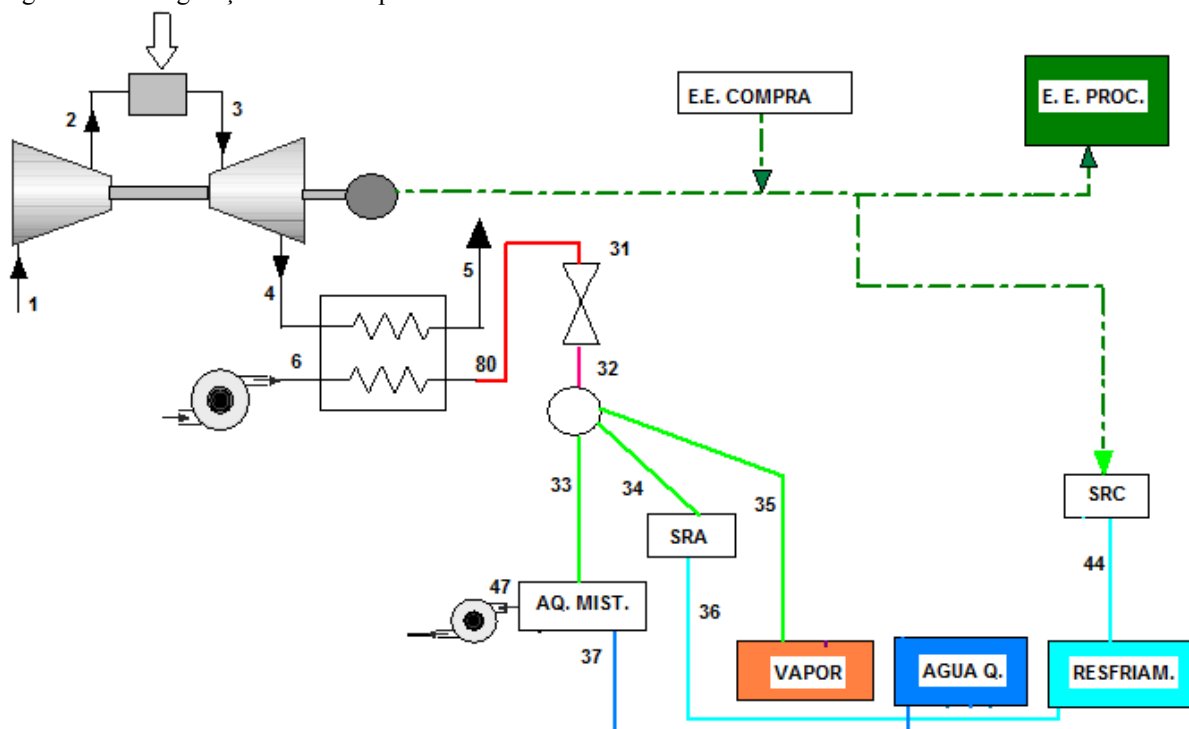
Fonte: Elaboração própria.

Observando as análises feitas da geração da configuração otimizada com respeito as demandas do hospital, pode-se concluir que a configuração atinge as necessidades energéticas. Pela quantidade de vapor gerada em excesso para satisfazer a necessidade de

vapor, poder-se-ia apresentar outras tecnologias ou equipamentos de menor capacidade e custo para que ele possa ser aproveitado e assim obter alguma receita e diminuir a compra de eletricidade à rede.

A configuração final obtida depois da otimização à superestrutura é apresentada na figura 88.

Figura 88. Configuração final da superestrutura.



Fonte: Elaboração própria.

7. CONCLUSÕES

No presente trabalho, foi apresentada uma proposta para suprir as necessidades energéticas de um hospital por meio de uma configuração de equipamentos otimizada, obtida a partir de uma superestrutura composta por diferentes tecnologias de geração e cogeração escolhidas seguindo os parâmetros de outros trabalhos deste tipo na literatura e dimensionadas para suprir a demanda de vapor (atender as necessidades térmicas gerando uma produção igual ou superior à demanda).

Para a otimização, foi utilizada a programação linear inteira mista fazendo uso de dados técnicos dos equipamentos selecionados, informações reais das necessidades energéticas, custos de investimento, combustíveis, operação e manutenção, radiação solar, custo de compra e venda de eletricidade à rede, entre outras informações relevantes. O software para a otimização (LINGO®) utilizou o solver Branch and bound para resolver o problema com um total de 6705 variáveis e 5728 restrições.

Depois de incluir todas as equações, restrições, dados técnicos dos equipamentos e demais informações descritas anteriormente, a otimização foi realizada pelo programa Lingo®, obtendo os seguintes resultados:

- Das opções para escolher como equipamento primário de cogeração, foi escolhida a turbina a gás Motor Sich TV3-137, a qual trabalha ao 100% da carga nominal;
- Dos casos analisados, foi escolhido o caso C. Este caso tem uma válvula redutora de pressão para suprir as necessidades de vapor na pressão correta, mas não gera eletricidade;
- A água quente é gerada com o aquecedor de mistura só. A otimização não seleciona nenhuma caldeira auxiliar de água quente nem aquecedores solares;
- O resfriamento é feito por sistema de refrigeração por absorção (SRA) e uma unidade de refrigeração por compressão para satisfazer a demanda;
- Não foram selecionados painéis fotovoltaicos na configuração final;
- As necessidades de vapor são satisfeitas completamente;
- O sistema precisa comprar eletricidade à rede.
- Finalmente, a função objetivo é de 60.505.090,00 R\$/ano.

Foi escolhida a turbina a gás como o equipamento de cogeração, sendo o único dos equipamentos é que trabalha sem variabilidade no consumo do combustível e, porém, tem uma geração elétrica constante. Mas nos resultados, pode-se observar que a compra de eletricidade é variável.

Finalmente, são sugeridos como trabalhos futuros:

- Análise dos custos do vapor gerado;
- Análise exergoeconômica dos custos da configuração final;
- Comparação dos custos exergéticos dos três casos pranteados;
- Análise de sensibilidade da configuração final otimizada.

REFERENCIAS

- ABRINSTAL BRASIL. **Manual Técnico para Projeto e Construção de Sistemas de Aquecimento Solar & Gás Natural**. 2011.
- ALANNE, K.; SAARI, A. Distributed energy generation and sustainable development. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 10, n. 6, p. 539–558, 2006.
- ARAGON, S.; SOUZA, T. **Sistemas Renovables con Energia Solar**. 2011.
- ASTE, N.; DEL PERO, C.; LEONFORTE, F. Water flat plate PV–thermal collectors: A review. **Solar Energy**, v. 102, p. 98–115, 2014. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0038092X14000437>>. Acesso em: 30/3/2014.
- BALESTIERI, J. A. P. (UNESP). **Planejamento de Centrais de Cogeração -projeto, operação e expansão-**, 1997. Unesp.
- BALESTIERI, J. A. P. (UNESP). **Cogeração: Geração combinada de eletricidade e calor**. Florianópolis, 2002.
- BARJA, G. D. J. A. **A cogeração e sua inserção ao sistema elétrico**, 2006.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal Design & Optimization**. John Wiley & Sons, Inc., 1996.
- BIEGLER, L. T.; GROSSMANN, I. E. Retrospective on optimization. **Computers & Chemical Engineering**, v. 28, n. 8, p. 1169–1192, 2004. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0098135403003089>>. Acesso em: 18/7/2014.
- BOEHM, R. F. **Design Analysis fo Thermal Systems**. 1987.
- BONA, F. S.; RUPPERT FILHO, E. As microturbinas e a geração distribuída. **5º Encontro De Energia No Meio Rural**, p. 10, 2004. Disponível em: <http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?pid=MSC0000000022004000100018&script=sci_arttext>. .
- BRACCO, S.; DENTICI, G.; SIRI, S. Economic and environmental optimization model for the design and the operation of a combined heat and power distributed generation system in an urban area. **Energy**, v. 55, p. 1014–1024, 2013. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544213003046>>. Acesso em: 20/3/2014.
- BRASIL/ ANEEL. **Atlas de Energia Eléctrica do Brasil**. 2005a.

- BRASIL/ ANEEL. Biomassa. **Atlas de energia elétrica no Brasil**, v. 2020, p. 77–92, 2005b.
- BRASIL/ ANEEL. **Energia Solar**. 2005c.
- BRASIL/ANEEL. Micro e Minigeração Distribuída. , p. 32, 2014.
- BRITTO, R. F. **ANALISE DE SISTEMAS HIBRIDOS DE PRODUÇÃO DE ENERGIA EM CONDOMINIOS RESIDENCIAIS HORIZONTAIS**, 2013. Unesp.
- BRUNO, J. C.; HINESTROSA, A.; CORONAS, A. Generación Dispersa: Estado actual de la tecnología de las microturbinas de gas. , p. 42–47, 2002.
- BUONOMANO, A.; CALISE, F.; FERRUZZI, G.; VANOLI, L. A novel renewable polygeneration system for hospital buildings: Design, simulation and thermo-economic optimization. **Applied Thermal Engineering**, v. 67, n. 1-2, p. 43–60, 2014. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.03.008>>. .
- BURBANO JARAMILLO, J. C. **Otimização Exergoeconômica De Sistema Tetra-combinado de trigerção**, 2011.
- CALISE, F.; PALOMBO, A.; VANOLI, L. Design and dynamic simulation of a novel polygeneration system fed by vegetable oil and by solar energy. **Energy Conversion and Management**, v. 60, n. x, p. 204–213, 2012. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890412000763>>. Acesso em: 22/3/2014.
- CAMPOS CELADOR, A.; ERKOREKA, A.; MARTIN ESCUDERO, K.; SALA, J. M. Feasibility of small-scale gas engine-based residential cogeneration in Spain. **Energy Policy**, v. 39, n. 6, p. 3813–3821, 2011. Elsevier. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0301421511002941>>. Acesso em: 8/12/2014.
- ÇENGEL, Y. A. **Termodinâmica**. 5º ed. São Paulo: McGrawHill, 2006.
- CERTS. **Integration of Distributed Energy Resources**. 2002.
- CHEMISANA, D.; LÓPEZ-VILLADA, J.; CORONAS, A.; ROSELL, J. I.; LODI, C. Building integration of concentrating systems for solar cooling applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, n. 2, p. 1472–1479, 2013. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431111007022>>. Acesso em: 2/4/2014.
- CHOW, T. T. A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology. **Applied Energy**, v. 87, n. 2, p. 365–379, 2010. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261909002761>>. Acesso em: 24/3/2014.
- COX, C. H.; RAGHURAMAN, P. Design considerations for flat-plate-photovoltaic/thermal

collectors. **Solar Energy**, v. 35, n. 3, p. 227–241, 1985. Disponível em:

<<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0038092X85901021>>. .

CRESESB - CENTRO DE REFERÊNCIA PARA ENERGIA SOLAR E EÓLICA SÉRGIO DE SALVO BRITO. **Energia solar princípios e aplicações**. 2008.

DAGDOUGUI, H.; MINCIARDI, R.; OUAMMI, A.; ROBBA, M.; SACILE, R. Modeling and optimization of a hybrid system for the energy supply of a “Green” building. **Energy Conversion and Management**, v. 64, p. 351–363, 2012. Elsevier Ltd. Disponível em:

<<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890412002373>>. Acesso em: 20/3/2014.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A.; WOREK, W. M. **Solar Engineering of Thermal Processes**, 4nd ed. 2003.

EHYAEI, M. A.; AHMADI, P.; ATABI, F.; HEIBATI, M. R.; KHORSHIDVAND, M. Feasibility study of applying internal combustion engines in residential buildings by exergy, economic and environmental analysis. **Energy and Buildings**, v. 55, p. 405–413, 2012.

Elsevier B.V. Disponível em:

<<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0378778812004501>>. Acesso em: 28/9/2014.

EICKER, U.; PIETRUSCHKA, D. Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings. **Energy and Buildings**, v. 41, n. 1, p. 81–91, 2009.

Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0378778808001734>>. Acesso em: 26/3/2014.

ELEKTRO. Manuais Elektro de Eficiência Energética. , p. 51, 2011.

FERREIRA, E. M. **Síntese Otimizada de Sistemas de Cogeração e Dessalinização**, 2008. Universidade Estadual Paulista.

FERREIRA, E. M.; BALESTIERI, J. A. P.; ZANARDI, M. A. Optimization analysis of dual-purpose systems. **Desalination**, v. 250, n. 3, p. 936–944, 2010. Elsevier B.V. Disponível em:

<<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0011916409007346>>. Acesso em: 26/3/2014.

GALVÃO, J. R.; LEITÃO, S. A.; SILVA, S. M.; GAIO, T. M. Cogeneration supply by bio-energy for a sustainable hotel building management system. **Fuel Processing Technology**, v. 92, n. 2, p. 284–289, 2011. Elsevier B.V. Disponível em:

<<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0378382010000652>>. Acesso em: 26/3/2014.

GARG, H. P.; AGARWAL, R. K. Some aspects of a PV/T collector/forced circulation flat plate solar water heater with solar cells. **Energy Conversion and Management**, v. 36, n. 2,

p. 87–99, 1995. Disponível em:

<<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0196890494000463>>. .

HAMILTON, S. L. **Microturbine Generator Handbook**. PennWell Publishing Company, 2003.

HARBI, Y. A. L.; EUGENIO, N. N.; ZAHRANI, S. A. L. PHOTOVOLTAIC-THERMAL SOLAR ENERGY EXPERIMENT IN SAUDI ARABIA. **RENEWABLE ENERGY**, v. 5, p. 5–8, 1998.

HASAN, M. A.; SUMATHY, K. Photovoltaic thermal module concepts and their performance analysis: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 7, p. 1845–1859, 2010. Elsevier Ltd. Disponível em:

<<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032110000663>>. Acesso em: 26/3/2014.

HENDRIE, S. D. Evaluation of combined photovoltaic/thermal collectors. **Solar Energy**, 1979.

KALOGIROU, S. A.; TRIPANAGNOSTOPOULOS, Y. Industrial application of PV/T solar energy systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 8-9, p. 1259–1270, 2007.

Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431106004029>>. Acesso em: 3/4/2014.

KEHLHOFER, R. H.; WARNER, J.; NIELSEN, H.; BACHMANN, R. **Combina-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants**. 2nd Edition. PennWell Publishing Company, 1999.

KHAN, E. U.; MAINALI, B.; MARTIN, A.; SILVEIRA, S. Techno-economic analysis of small scale biogas based polygeneration systems: Bangladesh case study. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, v. 7, p. 68–78, 2014. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2213138814000319>>. Acesso em: 30/7/2014.

KHAN, J.; ARSALAN, M. H. Solar power technologies for sustainable electricity generation – A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 55, p. 414–425, 2016. Elsevier. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032115012149>>. .

KHOURY, J.; MBAYED, R.; SALLOUM, G.; MONMASSON, E.; GUERRERO, J. Review on the integration of photovoltaic renewable energy in developing countries—Special attention to the Lebanese case. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 57, p. 562–575, 2016. Elsevier. Disponível em:

<<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032115014458>>. .

- KONG, X. Q.; WANG, R. Z.; LI, Y.; HUANG, X. H. Optimal operation of a micro-combined cooling, heating and power system driven by a gas engine. **Energy Conversion and Management**, v. 50, n. 3, p. 530–538, 2009. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2008.10.020>>. .
- KUHN, V.; KLEMES, J.; BULATOV, I. MicroCHP : Overview of selected technologies , products and field test results. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, p. 2039–2048, 2008.
- LOZANO, M. A.; RAMOS, J. C.; CARVALHO, M.; SERRA, L. M. Structure optimization of energy supply systems in tertiary sector buildings. **Energy and Buildings**, v. 41, n. 10, p. 1063–1075, 2009. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S037877880900111X>>. Acesso em: 19/3/2014.
- MARKVART, T.; CASTAÑER, L. **Practical Handbook of Photovoltaics**. 2003.
- MOKHEIMER, E. M. A.; DABWAN, Y. N.; HABIB, M. A. Optimal integration of solar energy with fossil fuel gas turbine cogeneration plants using three different CSP technologies in Saudi Arabia. **Applied Energy**, p. 1–13, 2015. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261915016025>>. .
- NAIMASTER IV, E. J.; SLEITI, A. K. Potential of SOFC CHP systems for energy-efficient commercial buildings. **Energy and Buildings**, 2013.
- NAKARIYAKUL, S. A comparative study of suboptimal branch and bound algorithms. **Information Sciences**, v. 278, p. 545–554, 2014. Elsevier Inc. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020025514003636>>. .
- ONOVWIONA, H. I.; UGURSAL, V. I. Residential cogeneration systems : review of the current technology. , v. 10, p. 389–431, 2006.
- ORTIGA, J.; BRUNO, J. C.; CORONAS, A.; GROSSMAN, I. E. Review of optimization models for the design of polygeneration systems in district heating and cooling networks. , p. 1121–1126, 2007.
- PEREZ-LOMBARD, L.; ORTIZ, J.; POUT, C.; et al. A review on buildings energy consumption information. **Energy and Buildings**, v. 40, n. 3, p. 394–398, 2008.
- PIACENTINO, A.; BARBARO, C.; CARDONA, F. Promotion of polygeneration for buildings applications through sector- and user-oriented “high efficiency CHP” eligibility criteria. **Applied Thermal Engineering**, p. 1–13, 2014. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431114000532>>. Acesso em: 26/9/2014.

RAJ, N. T.; INIYAN, S.; GOIC, R. A review of renewable energy based cogeneration technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 8, p. 3640–3648, 2011. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2011.06.003>>. .

RAMOS DEL CARLO, F. **COMPARAÇÃO DE MODELOS DE CUSTO DOS PRODUTOS GERADOS EM UMA CENTRAL DE COGERAÇÃO**, 2007.

RAMOS SARAIVA, J. C. **Optimización del diseño y operación de sistemas de cogeneración para el sector residencial comercial**, 2012. Universidad de Zaragoza.

ROBERTS, J. J. Análise De Desempenho De Um Sistema Híbrido De Geração De Energia Solar-Eólico-Diesel Considerando Variações Probabilísticas Da Carga E Dos Recursos Renováveis. , p. 151, 2012.

RUBIO-MAYA, C.; UCHE, J.; MARTÍNEZ, A. Sequential optimization of a polygeneration plant. **Energy Conversion and Management**, v. 52, n. 8-9, p. 2861–2869, 2011. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890411000689>>. Acesso em: 19/3/2014.

RUBIO-MAYA, C.; UCHE-MARCUELLO, J.; MARTÍNEZ-GRACIA, A.; BAYOD-RÚJULA, A. A. Design optimization of a polygeneration plant fuelled by natural gas and renewable energy sources. **Applied Energy**, v. 88, n. 2, p. 449–457, 2011. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S030626191000262X>>. Acesso em: 19/3/2014.

RÜTHER, R. Energia solar fotovoltaica: Célula solar fotovoltaica. , v. Capítulo I, p. 3, 2011.

SAFAEI, A.; FREIRE, F.; ANTUNES, C. H. A model for optimal energy planning of a commercial building integrating solar and cogeneration systems. **Energy**, v. 61, p. 211–223, 2013. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544213007378>>. Acesso em: 19/3/2014.

SANTO, D. B. D. E. An energy and exergy analysis of a high-efficiency engine trigeneration system for a hospital: A case study methodology based on annual energy demand profiles. **Energy and Buildings**, v. 76, p. 185–198, 2014. Elsevier B.V. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.02.014>>. .

SERRA, L. M.; LOZANO, M.-A.; RAMOS, J.; ENSINAS, A. V.; NEBRA, S. A. Polygeneration and efficient use of natural resources. **Energy**, v. 34, n. 5, p. 575–586, 2009. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544208002004>>. Acesso

em: 4/5/2014.

VILLALVA, M. G. **Energia Solar Fotovoltaica: conceitos e aplicações**. Érica ed. São Paulo, 2012.

VILLALVA, M. G.; GAZOLI, J. R. **Energia Solar Fotovoltaica: Conceitos e aplicações**. São Paulo, 2012.

WEBER, C.; MARÉCHAL, F.; FAVRAT, D.; KRAINES, S. Optimization of an SOFC-based decentralized polygeneration system for providing energy services in an office-building in Tōkyō. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, n. 13, p. 1409–1419, 2006. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431105002152>>. Acesso em: 26/3/2014.

WOLF, M. Performance analyses of combined heating and photovoltaic power systems for residences. **Energy Conversion**, v. 16, n. 1-2, p. 79–90, 1976. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0013748076900188>>. .

ZONDAG, H. A.; DE VRIES, D. W.; VAN HELDEN, W. G. J.; VAN ZOLINGEN, R. J. C.; VAN STEENHOVEN, A. A. The yield of different combined PV-thermal collector designs. **Solar Energy**, v. 74, n. 3, p. 253–269, 2003. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0038092X0300121X>>. .