



UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Modelagem matemática da operação integrada do sistema híbrido Solar/Biomassa, utilizando tecnologias Disco/Stirling, CCP-ORC solar e gaseificação/MCI com sistema de acumulação hidráulico tipo bexiga

Autor: MSc. Luis Sebastian Mendoza Castellanos

Itajubá, Maio 2017

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Luis Sebastian Mendoza Castellanos

Modelagem matemática da operação integrada do sistema híbrido Solar/Biomassa, utilizando tecnologias Disco/Stirling, CCP-ORC solar e gaseificação/MCI com sistema de acumulação hidráulico tipo bexiga

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte do requisito para obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Térmica, Fluidos e Máquinas de fluxo

Orientador: Prof.Dr. Electo Eduardo Silva Lora

Co-orientador: Prof.Dr. Vladimir Melian Cobas

Maio de 2017

Itajubá, M.G.-Brasil

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Luis Sebastian Mendoza Castellanos

Modelagem matemática da operação integrada do sistema híbrido Solar/Biomassa, utilizando tecnologias Disco/Stirling, CCP-ORC solar e gaseificação/MCI com sistema de acumulação hidráulico tipo bexiga

Tese aprovada por banca examinadora o dia 29 de Maio de 2017, conferido ao autor o título de Doutor em Ciências em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Prof.Dr. Silvio de Oliveira Junior - USP

Prof.Dr. Alexandre Beluco - UFRGS

Prof.Dr. Osvaldo Jose Venturini - UNIFEI

Prof.Dr. José Carlos Escobar Palácio - UNIFEI

Prof.Dr. Vladimir Melian Cobas - UNIFEI (Co-orientador)

Prof.Dr. Electo Eduardo Silva Lora - UNIFEI (Orientador)

Itajubá, M.G.- Brasil

2017

Dedicatória

Dedico esta tese de doutorado a Deus e a Virgem Maria por trazer muitas bênçãos e alegrias a minha vida.

Aos meus pais Cecilia Castellanos e Jose Dolores a minha irmã Paola Mendoza Castellanos pelo amor, carinho, paciência e compreensão.

E em especial a minha namorada Anita pelo seu amor, paciência e compreensão nesses últimos sete anos, para que este trabalho pudesse ser produzido.

Agradecimentos

Agradeço aos meus orientadores o Prof. Dr. Electo Silva Lora e o Prof. Dr. Vladimir Rafael Melián Cobas, pelo auxílio no desenvolvimento deste trabalho e pela competência, dedicação, compreensão, paciência e amizade.

Agradeço a CAPES pelo incentivo dado com a bolsa durante os dois anos do curso

Ao professor Dr. Arnaldo Martin Martinez por sua amizade, colaboração e orientação.

Ao meu amigo Elkin Gutierrez pela colaboração e dicas de programação que foram de grande ajuda em meu trabalho.

Aos meus amigos Colombianos e Brasileiros em especial a Gaylord e Germán, que estiveram presente ao longo de toda esta caminhada.

Ao Instituto de Engenharia de Mecânica da UNIFEI, representado pelos seus dedicados Professores e Funcionários, pela oportunidade que me concedeu na realização deste trabalho, e aos amigos desse Instituto, pelo convívio profissional.

Ao NEST por possibilitar a realização deste trabalho.

Obrigado a todos!

Resumo

MENDOZA CASTELLANOS, L. S. (2017). Modelagem matemática da operação integrada do sistema híbrido Solar/Biomassa, utilizando tecnologias Disco/Stirling, CCP/ORC solar e gaseificação/MCI com sistema de acumulação hidráulico tipo bexiga, 227 p. Tese (Doutorado em Conversão de Energia)-Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

O objetivo principal desta tese de doutorado foi desenvolver a modelagem matemática do sistema híbrido Solar/Biomassa integrado a um sistema de acumulação hidráulica, utilizando a ferramenta computacional MATLAB/SIMULINK. A novidade do presente estudo é o arranjo das tecnologias alternativas de geração utilizadas para a integração do sistema híbrido, tais como: sistema Ciclo Orgânico Rankine (ORC) utilizando concentradores cilíndricos parabólicos (CCP), um sistema de gaseificação da biomassa acoplado a um motor de combustão interna (gaseificação/MCI) e um sistema de acumulação hidráulica (AH), além de utilizar um sistema Disco/Stirling conectados à rede elétrica. A finalidade é integrar tecnologias alternativas que utilizam fontes naturais como Solar/Biomassa para determinar o comportamento dinâmico de cada um dos parâmetros envolvidos na geração de eletricidade. Para integrar as tecnologias ao sistema de acumulação hidráulica, foram projetados os controles das válvulas dos sistemas de compensação (MCI e AH), que permitiram manter a frequência do gerador em seu valor nominal (60 Hz).

O trabalho apresenta a interação mecânica das tecnologias alternativas propostas utilizando sistemas de acumulação hidráulica tipo bexiga. O comportamento dinâmico do sistema híbrido foi analisado para modo ilhado (stand-alone) e conectado à rede elétrica. Os resultados das simulações mostraram que o uso do recurso solar para a geração de energia elétrica apresenta uma desvantagem devido à intermitência da irradiação solar. Então o sistema de (AH) opera como compensação, controlado pelas válvulas de regulação que permite manobras de operação. Neste caso o sistema de acumulação hidráulica consegue atingir uma queda de potência de 400 W por 1 hora e 25 minutos ou 7.5 kWe por 4 minutos. Os resultados das simulações do sistema híbrido do aporte de energia para cada tecnologia proposta foram: CCP/ORC (8.3%), Gaseificação/MCI (81.6%) e o sistema de (AH) (10.1%).

PALAVRAS-CHAVE: Sistemas híbridos, Ciclo Orgânico Rankine, sistema Disco/Stirling, Motor de combustão interna, integração hidráulica, integração à rede elétrica, Sistema de controle das válvulas de regulação.

Abstract

MENDOZA CASTELLANOS, L. S. (2017). Mathematical modeling of integrated operation of the Solar / Biomass hybrid system using Dish/Stirling technologies, solar CCP/ORC and gasification/MCI with bladder type hydraulic accumulation system, 227 p. Thesis (Doctorate in Energy Conversion) - Mechanical Engineering Institute, Federal University of Itajubá.

The aim of this doctoral thesis is to develop the mathematical modeling of hybrid Solar/Biomass system integrated to hydraulic accumulation system using the MATLAB/SIMULINK computational tool. The novelty of the present study is the arrangement of alternative generation technologies used for the integration of hybrid system, such as: Organic Rankine Cycle System (ORC) using parabolic cylindrical concentrators (CCP), a motor Internal combustion using biomass gas from the gasification system (gasification/MCI) and a hydraulic accumulator system (AH), in addition it is using a Dish/Stirling system connected to the power grid. The purpose is integrated alternative technologies that use natural sources such as Solar/Biomass to determine the dynamic behavior of each of the parameters involved in the generation of electricity. In order to integrate the technologies to the hydraulic accumulation system, the controls of the valves of the compensation systems (MCI and AH) were designed, which allowed to maintain the frequency of the generator in its nominal value (60 Hz).

The work presents the mechanical interaction of the alternative technologies proposed using bladder - type hydraulic accumulation systems. The dynamic behavior of the hybrid system was analyzed for stand-alone mode and connected to the power grid. The results of the simulations showed that the use of the solar resource for the generation of electric energy presents disadvantage due to the intermittent solar irradiation. Then the hydraulic accumulator system (AH) operates as compensation, controlled by the control valves that allow operation maneuvers. In this case the hydraulic accumulation system can reach a power drop of 400 W for 1 hour and 25 minutes or 7.5 kWe for 4 minutes. The results of the simulations of the hybrid system of energy supply for each proposed technology were: CCP / ORC (8.3%), Gasification / MCI (81.6%) and (AH) system (10.1%).

KEYWORDS: Hybrid systems, Organic Rankine Cycle, Dish/Stirling system, internal combustion engine, hydraulic integration, power grid integration, and control valves control system.

Sumário

Sumário	i
Lista de Figuras	v
Lista de tabelas	xi
Lista de Abreviaturas e Siglas	xiii
Lista de Símbolos	xiii
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 MOTIVAÇÃO E ALCANCE DA TESE	1
1.2 OBJETIVO	3
Objetivos Específicos	4
1.3 CONTRIBUIÇÃO E RELEVÂNCIA DO TRABALHO	4
1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO	5
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1 Fundamentos dos sistemas híbridos de geração elétrica	7
2.2 Simulação dinâmica de sistemas híbridos	14
2.3 Modelos propostos para a integração do sistema Solar/Biomassa	15
2.3.1 Sistema de acoplamento (Integração mecânica)	16
2.3.2 Sistema de acoplamento (Integração hidráulica)	17
2.3.3 Modelo proposto para a integração do sistema Solar /Biomassa	18
2.4 Considerações finais	20
3 MODELAGEM DAS FONTES DE GERAÇÃO DO SISTEMA HÍBRIDO SOLAR/BIOMASSA	21
3.1 Modelagem do concentrador cilíndrico parabólico utilizando um Ciclo Orgânico Rankine CCP/ORC	21
3.1.1 Geometria do concentrador cilíndrico parabólico	22
3.1.2 Eficiência geral do concentrador cilíndrico parabólico	23
3.1.3 Perdas óticas no concentrador cilindro parabólico	24

3.1.4	Perdas geométricas do concentrador cilíndrico parabólico	25
3.1.5	Balance de térmico no tubo receptor	27
3.1.6	Processo iterativo para o cálculo da temperatura na saída do concentrador	34
3.1.7	Ciclo Orgânico Rankine - ORC.....	36
3.1.8	Modelagem matemática do ciclo Rankine Orgânico ORC	39
3.1.9	Validação do modelo Matemático do sistema concentrador cilíndrico parabólico CCP	45
3.1.10	Validação do modelo matemático do sistema ORC	46
3.1.11	Resultados do sistema CCP-ORC	47
3.2	Motor de combustão interna	51
3.2.1	Sistema de gaseificação da biomassa	52
3.2.2	Curva de potência do motor.....	54
3.2.3	Simulação dinâmica do motor	55
3.2.4	Resultados da simulação.....	61
3.3	Sistema Disco/Stirling solar.....	62
3.3.1	Modelagem matemática do sistema Disco/Stirling	63
3.3.2	Resultados.....	74
3.3.3	Validação do modelo matemático do sistema Disco/Stirling.....	77
3.4	Considerações finais	85
4	INTEGRAÇÃO DO SISTEMA HÍBRIDO SOLAR/BIOMASSA	86
4.1	Sistemas de integração hidráulica.....	86
4.1.1	Acumuladores hidropneumáticos	88
4.1.2	Acumuladores tipo bexiga	88
4.1.3	Parâmetros para dimensionamento do acumulador	89
4.1.4	Bombas e motores hidráulicos.....	93
4.1.5	Sistema de acumulação hidráulica em SimHydraulics.....	98
4.1.6	Sistema de controle do modelo de acumulação hidráulica.....	104

4.1.7	Estratégia de operação	115
4.2	Comportamento dinâmico do sistema híbrido Solar/Biomassa integrado à rede elétrica.....	120
4.3	Comportamento dinâmico do sistema híbrido Solar/Biomassa operando de modo isolado.....	122
4.3.1	Controle de frequência potência	123
4.3.2	Regulação primária.....	123
4.3.3	Resposta de carga para um desvio de frequência	126
4.3.4	Modelo do sistema isolado utilizando motor hidráulico e gerador síncrono....	130
4.3.5	Modelo do sistema isolado utilizado para o sistema Disco/Stirling.....	131
4.3.6	Controle automático da geração num sistema com duas áreas interligadas (Sistema Disco/Stirling-Sistema híbrido Solar/Biomassa).	132
4.4	Considerações finais	134
5	RESULTADOS E ANÁLISES	135
5.1	Resultados preliminares da modelagem do comportamento do sistema híbrido Solar/Biomassa	135
5.2	Dimensionamento do número de acumuladores hidráulicos tipo bexiga utilizados no sistema híbrido Solar/Biomassa.....	139
5.2.1	Sistema híbrido Solar/Biomassa operando com sistema CCP/ORC e acumulação hidráulica (AH)	146
5.2.2	Sistema híbrido Solar/Biomassa operando com sistema CCP/ORC e sistema de gaseificação/MCI	150
5.2.3	Sistema híbrido Solar/Biomassa operando com sistema CCP/ORC e o sistema de gaseificação/MCI utilizando acumulação hidráulica tipo bexiga.....	153
5.2.4	Análise do aporte energético do sistema híbrido Solar/Biomassa utilizando acumuladores hidráulicos tipo bexiga.	159
5.3	Resultados da potência gerada pelo sistema Disco/Stirling.....	161
5.4	Resultados da simulação dinâmica para avaliar o comportamento da geração elétrica	163

5.5	Resultados dinâmicos da integração elétrica do sistema híbrido Solar/Biomassa conectado à rede elétrica.....	165
5.6	Resultados da modelagem matemática quando o sistema está operando isolado da rede	166
5.7	Resultados do comportamento dinâmico do motor hidráulico acoplado ao gerador síncrono.....	167
5.8	Resultados do comportamento elétrico do sistema Disco/Stirling	168
5.8.1	Resultados dinâmicos da integração elétrica do sistema híbrido Solar/Biomassa conectado em paralelo com o sistema Disco Stirling.....	170
5.9	Considerações finais	173
6	CONCLUSÕES.....	174
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	178

Lista de Figuras

Figura 2.1. Diagrama de bloques de um SHGE [26].....	8
Figura 2.2. (a) Configuração híbrida CSP-biomassa com caldeira de biomassa, (b) Configuração híbrida solar-biomassa com CSP e unidades de biomassa montadas em paralelo [35].	11
Figura 2.3. Esquema da integração mecânica utilizando CVT/Volante [9].	16
Figura 2.4. Integração de vários geradores com sistema mecânico de acumulação e regulação Adaptado de Geraldino [9].	17
Figura 2.5. Diagrama de um sistema híbrido com integração hidráulica, adaptado de Geraldino [9].....	18
Figura 2.6. Esquema geral do modelo de integração híbrida proposto neste trabalho [autor].	18
Figura 3.1. Diagrama esquemático de um sistema CCP/ORC	21
Figura 3.2. Fluxograma proposto para elaborar o algoritmo de cálculo do sistema CCP [autor]	22
Figura 3.3. Esquema de um sistema concentrador cilíndrico parabólico [52]	23
Figura 3.4. Parâmetros óticos do concentrador cilíndrico parabólico [53].	24
Figura 3.5. Balanço de energia em uma seção transversal do receptor de um CCP [17][62].	27
Figura 3.6. Fluxograma do algoritmo iterativo para determinar as temperaturas ao longo do concentrador [autor].	34
Figura 3.7. Diagrama T-S para diferentes fluidos orgânicos e água [21].....	37
Figura 3.8 Fluxograma do algoritmo iterativo de cálculo no bloco de potência [autor]	38
Figura 3.9. Ciclo orgânico Rankine simples e diagrama T-S.....	39
Figura 3.10 Perfil de temperatura no evaporador.	41
Figura 3.11. Fluxos num trocador de calor de placas.....	42
Figura 3.12 Comportamento da eficiência do concentrador [autor].....	49
Figura 3.13 Comportamento das temperaturas em função da irradiação solar [autor].....	49
Figura 3.14 Potência elétrica e gerada pela turbina e bomba [autor]	50
Figura 3.15 Comportamento das eficiências no sistema CCP-ORC [autor]	50
Figura 3.16 Diagrama do sistema CSP/ORC feito em Matlab/Simulink [autor]	51
Figura 3.17 Esquema geral do modelo Gaseificação/MCI baseado em Depoorter [77].	51
Figura 3.18 Gaseificador de leito fixo tipo co-corrente com duplo estágio de fornecimento ar [22].	52
Figura 3.19. Variação da potência com relação à rotação do motor [autor].....	55

Figura 3.20. Modelo do motor de combustão interna	56
Figura 3.21 Modelo do motor de combustão interna MCI.....	57
Figura 3.22. Diagrama esquemático do regulador de velocidade [autor].....	58
Figura 3.23. Diagrama esquemático do regulador de velocidade	59
Figura 3.24. Digrama de blocos do regulador de velocidade em Simulink.....	59
Figura 3.25. Modelo em Simulink do bloco que mantém continuidade.....	60
Figura 3.26. Resposta dinâmica do motor de combustão interna [autor].....	61
Figura 3.27. Elementos do Sistema Disco/Stirling adaptado de [84].....	62
Figura 3.28. Volumes do motor Stirling, nomenclatura e distribuição da temperatura no modelo isotérmico.	65
Figura 3.29 Geometria para análise do mecanismo do motor Stirling tipo beta [94].....	66
Figura 3.30 Distribuição da temperatura no analise adiabática do motor Stirling [94].....	68
Figura 3.31. Distribuição de temperaturas do regenerador não ideal [96]	72
Figura 3.32 Diagrama para o cálculo do motor Stirling [autor]	73
Figura 3.33 Diagrama P-V para a análise adiabático ideal [autor].....	75
Figura 3.34 Variações de temperatura nos diferentes componentes ao longo de um ciclo completo [autor]	76
Figura 3.35 Variação da energia nas câmaras no interior do motor Stirling [autor]	76
Figura 3.36. Comportamento da temperatura ambiente e da velocidade do vento [autor].....	77
Figura 3.37 Comportamento da temperatura no receptor e da potência elétrica gerada pelo sistema Disco/Stirling [autor].....	78
Figura 3.38. Comparação da potência elétrica teórica com a potência elétrica experimental [autor]	80
Figura 3.39 Comparação da potência elétrica teórica com a potência elétrica experimental [autor]	81
Figura 3.40 Comparação da eficiência global teórica e experimental [autor].....	82
Figura 3.41. Variação das eficiências em função da irradiação Solar [autor]	84
Figura 3.42 Variações da potência elétrica em função da irradiação Solar [autor].....	85
Figura 4.1 Diagrama esquemático do sistema de armazenamento de energia hidráulica.	86
Figura 4.2 Detalhes do acumulador de tipo de bexiga	89
Figura 4.3. Princípio de operação do acumulador hidráulico tipo bexiga.....	90
Figura 4.4 Constante de tempo térmica [105].	93
Figura 4.5. Princípio de funcionamento das máquinas hidráulicas Bomba e Motor hidráulico [98].	94

Figura 4.6 Bomba de deslocamento variável [Matlab].	94
Figura 4.7 Motor hidráulico de deslocamento variável [Matlab].	96
Figura 4.8. Diagrama de blocos proposto do sistema hidráulico preliminar [autor]	99
Figura 4.9 Sistema de controle da bomba hidráulica [autor]	100
Figura 4.10 Sistema de controle da bomba hidráulica [autor]	101
Figura 4.11 Vazão fornecida ao acumulador e entregue pelo acumulador [autor]	102
Figura 4.12 Pressão entre o reservatório e a entrada do acumulador [autor]	102
Figura 4.13 Carregamento e descarregamento do acumulador hidráulico [autor]	102
Figura 4.14 Vazão fornecida ao hidromotor [autor]	103
Figura 4.15 Velocidade do motor hidráulico [autor]	103
Figura 4.16. Válvula reguladora de vazão com pressão compensada	105
Figura 4.17. Sistema de acumulação incorporando a válvula reguladora (VRCPC) [autor].	106
Figura 4.18 Comparação entre o sistema preliminar e o sistema compensado para a vazão entregue ao acumulador [autor]	107
Figura 4.19 Comparação entre o sistema preliminar e o sistema compensado do carregamento e descarregamento do acumulador hidráulico [autor]	107
Figura 4.20 Comparação entre o sistema preliminar e o sistema compensado para a vazão fornecido ao hidromotor [autor]	107
Figura 4.21 Comparação entre o sistema preliminar e o sistema compensado para a velocidade do hidromotor [autor]	108
Figura 4.22 Controlador da válvula reguladora de vazão com pressão compensada [autor]	109
Figura 4.23 Ferramenta computacional em Matlab para a identificação do sistema	110
Figura 4.24 Diagrama de pólos e zeros [autor]	111
Figura 4.25. Entrada tipo degrau.	111
Figura 4.26 resposta da estabilidade para uma entrada degrau [autor]	112
Figura 4.27 Fluxograma do controle na entrada da válvula [autor]	113
Figura 4.28. Fluxograma do controle na saída da válvula [autor]	114
Figura 4.29. Fluxograma do controle das válvulas para a operação do sistema gaseificador/MCI [autor]	114
Figura 4.30. Estratégia de operação proposta para o sistema de integração hidráulica [autor]	116
Figura 4.31 Fluxograma do sistema de controle global para o sistema de integração hidráulica [autor]	119
Figura 4.32. Diagrama do gerador ligado à rede elétrica [autor]	121

Figura 4.33. Principais elementos do controle de frequência no gerador síncrono, modificada de [113].....	123
Figura 4.34. Função de transferência entre a potência e a frequência [113], [114],	125
Figura 4.35. Diagrama de blocos com amortecimento [113], [114].....	127
Figura 4.36. Diagrama de blocos do regulador isócrono [113], [114].	127
Figura 4.37. Diagrama de blocos de um regulador primário com estátismo [113], [114]	128
Figura 4.38 Resposta no tempo de uma unidade geradora com regulador de velocidade com estátismo [113], [114].....	128
Figura 4.39. Divisão de carga por duas unidades geradoras dotadas de reguladores com estátismo [113], [114].....	129
Figura 4.40 Diagrama de blocos introduzindo o sistema de regulação primária [113], [114].	130
Figura 4.41. Diagrama de blocos de um motor hidráulico com regulação primária.	130
Figura 4.42. Diagrama de blocos de um motor térmico com regulação primária [115].	132
Figura 4.43 Esquema de um sistema elétrico com duas áreas interligadas [autor].	133
Figura 5.1. Irradiação solar para um dia qualquer da cidade de Itajubá Minas Gerais	135
Figura 5.2. Irradiação solar discretizada [autor].....	136
Figura 5.3. Vazão mássica do fluido de trabalho fornecido ao motor hidráulico [autor].....	137
Figura 5.4. Velocidade da bomba acoplada ao sistema CCP-ORC [autor].....	137
Figura 5.5. Velocidade do hidromotor sem sistema de controle de compensação [autor]	138
Figura 5.6. Velocidade do motor hidráulico utilizando o sistema de controle de compensação [autor]	139
Figura 5.7. Operação do sistema CCP-ORC vs Gaseificação/MCI [autor].....	140
Figura 5.8. Velocidade do hidromotor [autor].....	141
Figura 5.9. Sobre elevação da velocidade do hidromotor [autor]	142
Figura 5.10. Volume para um acumulador hidráulico [autor].....	142
Figura 5.11. Vazão mássica do fluido de trabalho para o acumulador hidráulico [autor].....	143
Figura 5.12. Velocidade do hidromotor para uma potência do sistema CCP/ORC de 7 kWe [autor].	144
Figura 5.13. Velocidade do hidromotor para uma potência do sistema CCP/ORC de 6 kWe [autor]	144
Figura 5.14. Velocidade do hidromotor para uma potência do sistema CCP/ORC de 3 kWe [autor]	145

Figura 5.15. Sistema híbrido Solar operando com sistema CCP/ORC e acumuladores hidráulicos	147
Figura 5.16. Potência elétrica gerada pelo sistema CCP/ORC.....	148
Figura 5.17. Vazão mássica do fluido de trabalho no circuito hidráulico [autor].	148
Figura 5.18. Volume do acumulador hidráulico [autor].....	149
Figura 5.19. Velocidade do motor hidráulico [autor].....	150
Figura 5.20 Sistema híbrido Solar operando com sistema CCP/ORC e acumuladores hidráulicos [autor].....	151
Figura 5.21. Potência elétrica gerada pelo sistema CCP/ORC e gaseificação/MCI [autor]...	152
Figura 5.22. Vazão mássica fornecida ao motor hidráulico pelos sistemas CCP/ORC e gaseificação/MCI [autor].....	152
Figura 5.23. Velocidade do motor hidráulico [autor].....	153
Figura 5.24. Sistema híbrido Solar operando com sistema CCP/ORC, gaseificação/MCI e acumuladores hidráulicos [autor]	154
Figura 5.25. Potência elétrica gerada pelo sistema CCP/ORC e gaseificação/MCI [autor]...	155
Figura 5.26. Vazão mássica do fluido de trabalho no circuito hidráulico [autor]	156
Figura 5.27. Vazão mássica do fluido de trabalho fornecido ao circuito hidráulico [autor]..	157
Figura 5.28. Volume no acumulador hidráulico [autor].....	157
Figura 5.29. Volume no acumulador hidráulico [autor].....	158
Figura 5.30. Velocidade do motor hidráulico [autor].....	159
Figura 5.31. Dia (A) Contribuição da energia solar e de biomassa.....	160
Figura 5.32. Dia (B) Contribuição da energia solar e de biomassa.....	160
Figura 5.33. Potência elétrica gerada pelo sistema Disco/Stirling [autor]	162
Figura 5.34. Eficiência global do sistema Disco/Stirling [autor]	163
Figura 5.35. Sistema híbrido Solar conectado à rede elétrica [autor].....	164
Figura 5.36. Variação da potência ativa mantendo a velocidade controlada [autor].....	165
Figura 5.37. Variação da potência ativa para uma queda de velocidade [autor].....	166
Figura 5.38. Variação da potência ativa para uma sobre-elevação da velocidade [autor].	166
Figura 5.39. Diagrama de blocos para um motor hidráulico isolado com controle primário [autor]	167
Figura 5.40. Influencia do estátismo no controle primário [autor].....	167
Figura 5.41. Variação da potência mecânica no sistema de integração hidráulica [autor].....	168
. Figura 5.42. Diagrama de blocos para um motor Stirling isolado com controle primário [autor]	169

Figura 5.43. Variação da frequência [autor].....	169
Figura 5.44. Variação da potência elétrica [autor]	170
Figura 5.45. Modelo de dois geradores utilizando áreas de controle primário ligado por uma reatância [autor].....	171
Figura 5.46. Comparação do comportamento da frequência do motor hidráulico e motor térmico [autor]	171
Figura 5.47. Variação da potência mecânica dos geradores [autor]	172
Figura 5.48. Perturbação na potência gerada pelo Motor/Stirling [autor].....	172

Lista de tabelas

Tabela 2.1. Características de diferentes tipos de sistemas solar térmico	9
Tabela 2.2. Plantas híbridas Solar/Combustível.....	10
Tabela 3.1. Parâmetros geométricos para calcular a eficiência ótica	26
Tabela 3.2. Valores de C , m e n em função do Reynolds.	33
Tabela 3.3. Propriedades termodinâmicas dos fluidos orgânicos.....	38
Tabela 3.4. Parâmetros utilizados no modelo matemático CCP.....	45
Tabela 3.5 Validação do modelo matemático CCP.....	46
Tabela 3.6 Validação do modelo matemático CCP.....	47
Tabela 3.7 Porcentagem de erros dos modelos NEST comparado com o modelo [35]	47
Tabela 3.8 Parâmetros de projeto do sistema CSP-ORC solar.....	48
Tabela 3.9. Parâmetros técnicos do gaseificador de biomassa	52
Tabela 3.10 Dados experimentais da caracterização da biomassa de eucalipto (base seca). ...	53
Tabela 3.11 Valores experimentais das concentrações do gás de Martinez [3]	54
Tabela 3.12 Parâmetros geométricos do motor YANMAR BT22.	54
Tabela 3.13. Equações utilizadas no modelo opto-geométricas.....	63
Tabela 3.14. Equações utilizadas no modelo opto-geométrico	64
Tabela 3.15 Parâmetros geométricos do motor Stirling tipo beta.	74
Tabela 3.16. Parâmetros operacionais do motor Stirling tipo beta.....	74
Tabela 3.17 Resultados do análise isotérmico e adiabático do motor Stirling tipo beta	75
Tabela 3.18 Comparação da potência elétrica teórica com a potência elétrica experimental [autor]	79
Tabela 3.19 Parâmetros de projeto do sistema Disco/Stirling.....	83
Tabela 3.20 Resultados obtidos pela simulação do modelo matemático NEST e os testes experimentais.....	83
Tabela 4.1 Constantes da equação de estado de Benedict- Webb-Rubin (BWR) [106]	93
Tabela 4.2 Parâmetros da bomba de deslocamento variável	96
Tabela 4.3 Parâmetros do motor hidráulico de deslocamento variável.....	98
Tabela 4.4 Estratégia de operação do sistema de acumulação preliminar.....	104
Tabela 4.5 Estratégia de operação do sistema de acumulação utilizando válvula de regulação.	108
Tabela 4.6. Caracterização do controlador da válvula reguladora com pressão compensada.	110

Tabela 4.7. Descrição da estratégia de operação do sistema híbrido Solar/Biomassa.	117
Tabela 4.8. Continuação da descrição da estratégia de operação do sistema híbrido Solar/Biomassa.	118
Tabela 4.9 Parâmetros do gerador síncrono	121
Tabela 4.10 Parâmetros do transformador elétrico.....	122
Tabela 4.11. Constantes típicas de uma unidade hidráulica	131
Tabela 4.12. Constantes típicas para integrar o sistema Disco/Stirling	132
Tabela 5.1. Caracterização dos tempos de compensação dos sistemas de acumulação hidráulico.....	145
Tabela 5.2 contribuição de energia em porcentagem para cada tecnologia	161

Lista de Abreviaturas e Siglas

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
CCP	Concentrador cilíndrico parabólico
CF	Concentrador Fresnel
CPFL	Companhia Paulista de Força e Luz
ORC	Ciclo Orgânico Rankine
CVT	Transmissão continuamente variável
DNI	Irradiação Solar Direta
GA	Algoritmos genéticos
HTF	Fluido de Transferência de Calor
MCI	Motor de combustão Interna
NEST	Núcleo de Excelência em Geração Termelétrica e Distribuída
NREL	National Renewable Energy Laboratory
PCH	Pequenas centrais hidrelétricas
PROINFA	Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica
PV	Fotovoltaico
PI	Proporcional-Integral
PID	Proporcional-Integral-Derivativo
PSO	Nuvem de partículas
SHGE	Sistemas Híbridos de Geração de Energia Elétrica
SHBS	Sistema Híbrido Solar/Biomassa
SIN	Sistema Elétrico Interligado Nacional
UNIFEI	Universidade federal de Itajubá

Lista de Símbolos

A_c	Área de abertura da superfície do concentrador	$[m^2]$
C_p	Capacidade de calor do fluido	$[J/(kg \cdot K)]$
D	Diâmetro do tubo absorvedor	$[m]$
f	Coefficiente de atrito na superfície interior do tubo	$[-]$

	absorvedor	
h_1	Coefficiente de transferência de calor por convecção	$[W/(m^2K)]$
h_{in}	Entalpia específica do fluido de transferência de calor na entrada do concentrador	$[J/kg]$
h_{out}	Entalpia específica do fluido de transferência de calor na saída do concentrador	$[J/kg]$
h	Entalpia do fluido na entrada da bomba	$[kJ/kg]$
I_d	Irradiação Solar Direta	$[W/m^2]$
K_{degrad}	Fator de degradação	$[-]$
$K(\varphi)$	Modificador do ângulo de incidência	$[-]$
k	Condutividade térmica do fluido	$[W/m \cdot K]$
m_{htf}	Vazão mássica do fluido de transferência de calor	$[kg/s]$
m_{orc}	Vazão mássica de fluido de trabalho	$[kg/s]$
NU	Número de Nusselt	$[-]$
$P_{Q,sol \rightarrow Con}$	Potência radiante incidente no concentrador	$[W]$
$P_{Q,con \rightarrow fluido}$	Potência térmica útil fornecida pelo concentrador	$[W]$
Pr	Numero de Prandtl	$[-]$
q_m	Vazão mássica do fluido de transferência de calor	$[kg/s]$
$q'_{5SolAbs}$	Calor absorvido pela cobertura de vidro	$[W]$
$q'_{3SolAbs}$	Calor absorvido pelo tubo receptor	$[W]$
q'_{conv}	Calor transmitido por convecção	$[W/m]$
q'_{cond}	Calor transmitido por condução	$[W/m]$
q'_{rad}	Calor em forma de radiação	$[W/m]$
q'_{perdas_calor}	Perdas térmicas	$[W/m]$
Q	Calor	$[W]$
R	Resistência térmica	$[m^2 \cdot ^\circ C/W]$
Re	Número de Reynolds avaliado	$[-]$
T_1	Temperatura do fluido térmico	$[^\circ C]$
T_2	Temperatura no interior do tubo absorvedor	$[^\circ C]$
T_{agufim}	Temperatura na saída do trocador de calor do lado do CCP	$[k]$
T_{evap_in}	Temperatura de evaporação	$[k]$

T_{Col_out}	Temperatura na saída do concentrador	[k]
T_{evap_in}	Temperatura na entrada na turbina	[k]
T_{orc}	Temperatura na saída do trocador de calor do lado do ORC	[k]
v_f	Velocidade do fluido dentro do tubo absorvedor	[m/s]
W_{apert}	Largura do refletor efetiva	[m]
\dot{W}	Trabalho	[W]
E_{geom}	Erro de geometria	[-]
E_{rastre}	Erro de rastreamento solar	[-]
ρ_{refl}	Refletividade do espelho concentrador	[-]
β	Coefficiente de expansão térmica	[1/K]
α	Difusividade térmica do ar	[m ² /s]
α_{absort}	Absortividade do tubo absorvedor	[-]
α_{cobert}	Absortividade da cobertura de vidro	[-]
ε	Emissividade da superfície seletiva do tubo absorvedor e cobertura de vidro	[-]
τ_{transm}	Transmissividade da coberta de vidro	[-]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/(m ² K ⁴)]
γ_{int}	Fator de interceptação	[-]
φ	Ângulo de incidência	[°]
μ	Viscosidade dinâmica do fluido	[kg/(m · s)]
γ	Relação de calores específicos do gás no espaço entre o tubo e a cobertura	[-]
δ	Diâmetro molecular do gás no espaço entre o tubo e a cobertura	[cm]
ν	Viscosidade cinemática do ar	[m ² /s]
$\eta_{ótica,absor}$	Eficiência ótica do absorvedor	[-]
$\eta_{ótica,cobert}$	Eficiência ótica da cobertura de vidro	[-]
η_{global}	Eficiência global do sistema CCP	[-]

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO E ALCANCE DA TESE

O crescimento da população e o desenvolvimento tecnológico contínuo dos países levam a uma demanda de energia cada vez maior. Assim, quando o aumento na demanda ultrapassa os limites dos sistemas de geração elétrica, torna-se necessário incentivar o crescimento dos sistemas de geração de energia elétrica utilizando fontes fósseis ou renováveis. Quando a demanda de energia é em áreas remotas as fontes renováveis tais como: biomassa, vento, solar e maremotriz se apresentam como alternativa para reduzir a dependência dos combustíveis fósseis.

A geração distribuída vem se tornando constante e consolidado em vários países. O Ministério de Minas e Energia de Brasil criou no ano 2004 o programa de incentivo às fontes alternativas de energia elétrica (PROINFA), com objetivo de aumentar a participação da energia elétrica produzida por empreendimentos concebidos com base em fontes eólicas, biomassa e pequenas centrais hidrelétricas (PCH) no Sistema Elétrico Interligado Nacional (SIN). No ano 2012 entrou em vigor a resolução normativa ANEEL nº 482/2012, que permite ao consumidor brasileiro gerar sua própria energia elétrica a partir de fontes renováveis ou cogeração qualificada e inclusive fornecer o excedente para a rede de distribuição de sua localidade [1]–[3].

A diversificação da matriz é fundamental para garantir a segurança energética e o Brasil tem recursos renováveis que podem ser aproveitados, tais como a irradiação solar, o vento, a biomassa, as fontes hidráulicas, etc. E é aí que se inserem novas tecnologias voltadas para a geração de energia, dentre as quais se destacam-se aquelas fontes renováveis e limpas como o sol e a biomassa [1]–[3].

O Brasil tem um grande potencial no aproveitamento do uso da biomassa sólida (a lenha e o carvão vegetal) e um importante uso de biocombustível líquido, em particular de álcool. A gaseificação da biomassa é uma tecnologia atraente, mas há apenas alguns projetos de demonstração de pequena escala no mundo. A gaseificação é uma oxidação parcial a altas temperaturas em torno de 600 a 1,700 °C que transforma os compostos orgânicos num gás de síntese (Syngas). Os gases com baixo poder calorífico são usados em combustão ou num motor de ciclo Otto para gerar energia elétrica [2], [4]–[6].

Segundo o mapa de radiação solar [7], Brasil tem potencial para a geração de energia elétrica aproveitando a luz solar, no entanto, não tem aproveitado este recurso como poderia. Inserida num contexto diferenciado encontra-se a Alemanha, que apesar de receber menor radiação solar que o Brasil, é um país de destaque nos avanços do setor de energia solar no mundo e está à frente da nação brasileira no uso dessa fonte [2], [8], [9].

Dentro das tecnologias de geração termo solares concentradas encontram-se os sistemas Disco/Stirling, o concentrador cilíndrico parabólico (CCP), o concentrador Fresnel (CF) e a torre central. Estas tecnologias concentram a irradiação solar num ponto para produzir energia através de diferentes ciclos de potência [10]–[12]. Tecnologias como os sistemas Disco/Stirling estão em processo de maturidade tecnológica, já que possuem um alto potencial, alcançando eficiências de conversão da irradiação solar em energia elétrica de aproximadamente 30%, além de ter unidades que variam na faixa de 1 a 25 kWe [13]–[15]. Assim, os sistemas Disco/Stirling poderiam desempenhar um papel importante em pequenos sistemas de geração distribuída num futuro, onde eles poderiam ser competitivos com os sistemas comerciais atuais, tais como a tecnologia fotovoltaica e a geração com diesel [11].

A tecnologia concentrador cilíndrico parabólico (CCP) é uma tecnologia limpa com um extenso histórico que comprova estar pronta para instalações em grande escala. As tecnologias (CCP) operam com fluidos de transferência de calor que atingem temperaturas em torno aos 400 °C e eficiências de conversão da irradiação solar em energia elétrica em torno de 8-10% [16], [17]. Os sistemas atuais de grande porte estão baseados em ciclos termodinâmicos tradicionais como o ciclo Rankine a vapor, mas o ciclo Rankine orgânico (ORC) é uma alternativa interessante para pequenas e médias capacidades e baixas temperaturas, geralmente inferiores a 400 °C, como no caso dos (CCP) [18]–[20]. Nestas tecnologias a produção de energia está restringida às variações da irradiação solar, portanto algumas destas tecnologias possuem armazenamento térmico [21].

Em consequência, este trabalho continua a linha de pesquisa iniciada pelo grupo NEST da Universidade Federal de Itajubá-MG. Os trabalhos desenvolvidos na área de conversão de energia incluem estudos experimentais e teóricos em gaseificação para determinar as condições de operação dos gaseificadores, encontrados em [4], [5] e [22]. Os trabalhos desenvolvidos na linha de sistemas termo solares utilizando Discos/Stirling e cilíndricos parabólicos foram feitos por [23], [24] e [25], são utilizados como base deste trabalho de doutorado.

Com base no exposto acima, a proposta desta tese é a modelagem dinâmica de um sistema híbrido Solar/Biomassa, o qual está composto por três tecnologias de geração de energia, tais como: sistema solar Disco/Stirling, concentrador cilíndrico parabólico e motor de combustão interna que utiliza como combustível gás de síntese, produto da gaseificação de biomassa. O concentrador cilíndrico parabólico e o motor de combustão interna estão integrados através de um sistema de acumulação hidráulica, que por sua vez, está ligado a um motor hidráulico. A simulação do comportamento do sistema híbrido Solar/Biomassa é realizada para dois casos de operação, conectado à rede e operando de forma isolada.

A integração de tecnologias que utilizam o sol e a biomassa como fonte de energia e integradas a um sistema de acumulação hidráulica é uma alternativa bastante interessante e atraente para regiões isoladas no mundo. O sistema híbrido Solar/Biomassa é apresentado como uma solução viável para o futuro da geração de energia sem o uso de combustíveis fósseis, diminuindo a poluição do meio ambiente e melhorando a qualidade de vida da população. O Brasil é um país que conta com alta irradiação solar direta (DNI) e disponibilidade de biomassa em muitas zonas do país, que faz como que seja uma alternativa para os próximos anos.

A finalidade deste trabalho de pesquisa é seu uso como modelo matemático de apoio para a integração de fontes renováveis em uma micro rede. O objetivo em longo prazo é ter um modelo detalhado que permita a simulação dinâmica do comportamento da micro rede utilizando a ferramenta computacional Matlab/Simulink. Os resultados apresentados neste trabalho são parte do projeto P&D, DE0041- sistema híbrido Solar/Biomassa-SHBS, instalada na Universidade Federal de Itajubá, MG-Brasil, financiado pela companhia Paulista de Força e Luz (CPFL).

1.2 OBJETIVO

O objetivo principal é realizar a modelagem matemática e simulação da integração de diferentes tecnologias de geração de energia a partir de fontes renováveis não convencionais, num sistema híbrido Solar/Biomassa utilizando acumulação hidráulica tipo bexiga como compensação na geração de eletricidade. Além de realizar a modelagem matemática para a análise dos cenários modo isolado (ilha) e sistema conectado à rede.

Objetivos Específicos

1. Desenvolver a modelagem matemática do motor Stirling de configuração tipo beta, para determinar o comportamento do torque no eixo do motor;
2. Desenvolver a modelagem matemática do sistema Disco/Stirling para condições ambientais da cidade de Itajubá MG-Brasil;
3. Desenvolver a modelagem matemática do concentrador cilíndrico parabólico com o Ciclo Rankine Orgânico (CCP/ORC) para determinar o potencial energético da cidade de Itajubá MG-Brasil;
4. Desenvolver a modelagem matemática do motor de combustão interna (MCI), utilizando gás de síntese produto da gaseificação da biomassa;
5. Desenvolver a modelagem do sistema de controle para o sistema de acumulação de energia utilizando bexigas hidráulicas, para dimensionar o número de acumuladores necessários para compensar o sistema híbrido;
6. Validar os modelos matemáticos para cada uma das tecnologias propostas neste trabalho, para ser integrados ao circuito hidráulico;
7. Integrar os modelos matemáticos desenvolvidos na interfase de Matlab/Simulink, conectado na rede elétrica e avaliar o comportamento dinâmico;
8. Avaliar a operação do sistema híbrido Solar/Biomassa para a simulação de dois cenários: modo isolado (ilha) e conectado à rede elétrica.

1.3 CONTRIBUIÇÃO E RELEVÂNCIA DO TRABALHO

A contribuição deste trabalho consiste no desenvolvimento da modelagem matemática da integração de um sistema híbrido Solar/Biomassa em Matlab/Simulink, utilizando acumulação hidráulica para determinar e analisar o comportamento dinâmico do sistema conectado à rede elétrica e a uma carga isolada.

Este trabalho propõe um sistema de acumulação hidráulico como compensação à quedas que possam sofrer as fontes geradoras devido às variações como a irradiação solar, velocidade do vento e a temperatura ambiente. Para isso foi proposto um sistema de controle de regulação e compensação nos acumuladores tipo bexiga para manter a vazão ao hidromotor, diminuindo as perturbações que afetam a frequência do gerador elétrico.

Também é proposta a modelagem do comportamento dinâmico para dois cenários de interconexão elétrica, ligado à rede elétrica e ligado a uma carga isolada, utilizando como fonte geradora sistemas não convencionais.

Os principais aportes nesta tese de doutorado são:

- Desenvolvimento matemático do modelo dinâmico para o sistema híbrido Solar/Biomassa, integrando tecnologias não convencionais;
- Integração do sistema de acumulação hidráulica como compensação, utilizando estratégias de operação para permitir a continuidade e a qualidade da energia na geração de eletricidade;
- Formulou-se uma ferramenta de cálculo para o estudo da interação de sistemas energéticos alternativos não convencionais para a geração de energia elétrica;
- Desenvolvimento matemático do modelo do motor de combustão interna utilizando gás de síntese, baseado nos modelos propostos na literatura para MCI utilizando combustíveis fósseis;
- Análise do comportamento de estabilidade dos sistemas Disco/Stirling e motor hidráulico conectados na rede elétrica.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

A tese foi organizada de acordo com a seguinte estrutura

No capítulo 1, apresenta-se uma introdução sobre o tema abordado, os objetivos propostos, os principais aportes originais e descreve-se a estrutura da tese.

No capítulo 2, apresenta-se a revisão bibliográfica, analisando o estado da arte que descreve as diferentes tipologias de sistemas híbridos de geração de energia baseados em fontes renováveis. Além de apresentar modelos propostos para a integração do sistema Solar/Biomassa.

No capítulo 3, apresenta-se a modelagem matemática para cada tecnologia de geração elétrica que compõe o sistema híbrido como: Disco/Stirling, Motor de combustão interna e o sistema cilíndrico parabólico e o modelo termodinâmico do ciclo orgânico Rankine (CCP/ORC). Neste capítulo também é efetuada a validação de cada um dos modelos propostos com a literatura especializada.

No capítulo 4, apresenta-se a modelagem matemática do sistema de integração hidráulica, utilizando acumuladores hidráulicos de tipo bexiga. Além do método para projetar o sistema de controle das válvulas de regulação para manter o sistema trabalhando de forma contínua. Incluem-se os resultados e avaliação da energia fornecida pelos acumuladores tipo bexiga, para atender a demanda.

No capítulo 5, apresenta-se a modelagem da integração elétrica, onde são analisados dois casos de estudo como: sistema híbrido como geração isolada e sistema híbrido interligado à rede elétrica. Incluem-se uma descrição pormenorizada dos modelos matemáticos para a integração elétrica e os resultados dos dois cenários analisados da operação do sistema híbrido Solar/Biomassa.

No capítulo 6, Apresentam-se as conclusões do trabalho, onde de maneira geral se resume e especifica a contribuição da investigação, além de apresentar sugestões para futuros trabalhos. Além são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas contendo a lista de livros, artigos, dissertações, teses, etc.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O capítulo da revisão bibliográfica apresenta o conceito de sistemas híbridos de geração de energia elétrica (SHGE) e os elementos que a compõem. Também são analisadas as diferentes configurações dos sistemas híbridos propostos na literatura especializada o que serviram de base para definir a configuração utilizada neste trabalho.

2.1 Fundamentos dos sistemas híbridos de geração elétrica

Um SHGE, está conformado de diferentes tecnologias de geração de eletricidade utilizando fontes renováveis como (solar, eólica, biomassa, pequenas centrais hidráulicas, etc.). Cada uma destas tecnologias precisa de elementos elétricos, tais como: reguladores, inversores, baterias, etc., com a finalidade de fornecer e garantir o máximo desempenho do sistema [26].

Os sistemas híbridos que utilizam fontes renováveis como a energia solar, a energia eólica e a energia do mar, precisam de sistemas de condicionamento e controle, já que estas fontes são intermitentes, devido às mudanças na irradiação solar e na velocidade do vento. Com a finalidade de aumentar a flexibilidade de gestão e uniformidade do fluxo de energia é necessário a presença dos sistemas de armazenamento, que garantem procedimentos de intercâmbio de energia entre a geração e a carga. A Figura 2.1 apresenta um diagrama de blocos geral de um sistema híbrido, onde se pode observar a ligação dos componentes principais, tais como: a fonte de geração, unidade de controle, sistema de armazenamento e a unidade de condicionamento de potência, para manter a estabilidade e continuidade de geração até a carga.

Nos últimos anos têm sido estudadas diferentes configurações de sistemas híbridos, entre os quais se destacam os sistemas baseados em energia solar com energia eólica, gerador diesel ou biomassa.

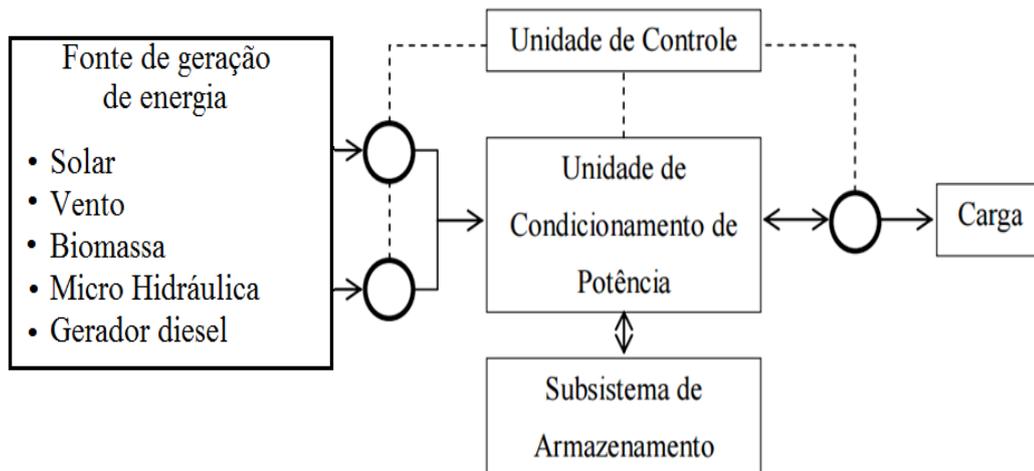


Figura 2.1. Diagrama de blocos de um SHGE [26]

Os sistemas baseados em energia solar, atualmente contam com duas formas de gerar energia elétrica, a fotovoltaica e a solar térmica. Os sistemas fotovoltaicos que são fabricados com materiais semicondutores transformam diretamente a irradiação solar em energia elétrica. Para sistemas que operam com energia solar térmica concentrada, o processo de conversão está dado pelo aproveitamento da irradiação solar em energia térmica. Dessa forma, grande quantidade de calor é acumulada e usada em processos industriais que demandam altas temperaturas ou em processos de geração de energia elétrica, estes sistemas são comumente conhecidos como CSP (Concentrated Solar Power) [27].

Os sistemas de geração térmica solar estão compostos por uma diversidade de tecnologias em diferentes estágios de maturidade. Estes sistemas apresentam vantagens em comparação com outras fontes renováveis devido a sua capacidade de armazenamento térmico, garantindo uma continuidade nos processos de geração quando ocorrem grandes variações na irradiação solar. Além disso, permitem a utilização de diferentes sistemas de armazenamento tais, como: sistemas com concretos térmicos, Tanques de armazenamento de calor (sal em estado líquido – aquecido) e Sistema hidráulicos [28]. Outra vantagem é a integração de sistemas de backup (hibridização), o que permite maior nível de confiabilidade e aumento no rendimento da produção de eletricidade [29].

Existem quatro tipos de sistemas solar térmico para conversão da componente direta da irradiação solar em energia elétrica, que se encontram em diferentes níveis de maturidade técnica e econômica cada vez mais atraente e competitiva. Na tabela 2.1 são apresentadas as diferentes tecnologias solar térmico de concentração tais como: Cilíndricos parabólicos, linear Fresnel, Torre Central e Disco/Stirling.

Tabela 2.1. Características de diferentes tipos de sistemas solar térmico

Tecnologia	Capacidade (MW)	Concentração	Eficiência solar máxima (%)	Eficiência solar elétrica (%)	Área requerida m²/MWh-a
Cilíndrico Parabólico	10-200	70-80	21	10-15	6-8
Linear Fresnel	10-200	25-100	20	9-11	4-6
Torre Solar	10-150	300-1000	20	8-10	8-12
Disco Stirling	0,01-0,4	1000-3000	29	16-18	8-12

Fonte: [30]

As três primeiras tecnologias usam comumente o ciclo de potência Rankine para gerar energia mecânica, enquanto que a tecnologia Disco/Stirling é um sistema modular de geração de energia elétrica de pequena escala (1-30 kWe) com eficiências de conversão de energia de até 32 %. Atualmente o sistema cilíndrico parabólico representa mais de 95% das aplicações termo solares instaladas, torre solar aproximadamente 1% e os a tecnologia Disco/Stirling menor a 1 % [31].

A hibridização do sistema solar térmico pode ser feita com combustíveis fósseis (geralmente com gás natural) ou não fósseis (Biomassa ou biogás). Essa possibilidade permite estender o funcionamento da usina termo solar em períodos noturnos ou quando existem precipitações ou baixa irradiação solar. Os sistemas híbridos Solar/Biomassa torna-se uma opção cada vez mais atraente à medida que diminuem os preços de fabricação e instalação das tecnologias, além de que os custos dos combustíveis fósseis aumentem. Quando os sistemas híbridos Solar/Biomassa são instalados onde há recursos adequados (alta disponibilidade de biomassa e irradiação solar) os custos de geração elétrica podem competir com as fontes a partir de combustíveis fósseis [32].

A usina Termo solar Borgues, é a primeira usina CCP mundial hibridizada com biomassa e caldeiras de gás natural que opera desde dezembro do ano 2012. Está unidade tem 24,8 MW de capacidade bruta, funcionando 24 horas usando a energia solar durante o dia e a energia da biomassa durante a noite. O combustível utilizado é principalmente biomassa florestal complementada com cultivos energéticos e resíduos agrícolas. A biomassa é fornecida as duas caldeiras que produz vapor para complementar a produção de vapor do campo solar. Para manter uma alta confiabilidade na usina híbrida Solar/Biomassa é utilizada uma caldeira a gás natural extra como compensação do sistema híbrido [33]

A Tabela 2.2 apresenta as diferentes usinas híbridas Solar/combustível cadastradas na National Renewable Energy Laboratory (NREL, 2016), em funcionamento ou em processo de construção em diferentes países. Essas plantas operam em sua maioria, com a tecnologia de cilíndrico parabólico junto de ciclos combinados a gás natural.

Tabela 2.2. Plantas híbridas Solar/Combustível.

País	Planta	Combustível	Potência Solar	CSP	Status
Argélia	ISCC Hassi R'mel	Gás natural	25 MW	Cilíndrico parabólico	Operação
Austrália	Kogan Creek Solar Boost	Carvão	44MW	Fresnel	Construção
Austrália	Liddell Power Station	Carvão	9MW	Fresnel	Atualmente não está em operação
Egito	ISCC Kuraymat	Gás natural	20 MW	Cilíndrico parabólico	Operação
Espanha	Borges Termosolar	Biomassa	22,5 MW	Cilíndrico parabólico	Operação
Índia	Dadri ISCC Plant	Carvão	14 MW	Fresnel	Construção
Itália	Archimede	Gás natural	20 MW	Cilíndrico parabólico	Operação
México	Agua Prieta II	Gás natural	14 MW	Cilíndrico parabólico	Construção
Marrocos	ISCC Ain Beni Mathar	Gás natural	20 MW	Cilíndrico parabólico	Operação
Marrocos	Airlight Energy Ait Baha Plant	Calor Residual	3 MW	Cilíndrico parabólico	Operação
Estados Unidos	Colorado Integrated Solar Project	Carvão	2 MW	Cilíndrico parabólico	Atualmente não está em operação
Estados Unidos	Martin Next Generation Solar Energy Center	Gás natural	75 MW	Cilíndrico parabólico	Operação

Fonte [34].

Em algumas usinas termo solares e de biomassa, o calor é produzido como uma fonte intermediária de energia (aquecimento de um fluido de trabalho) que é fornecida para o conjunto turbina-gerador, a fim de gerar energia elétrica. Assim, o sistema híbrido Solar/Biomassa baseia-se na integração eficaz dos concentradores solares com a usina de biomassa num ciclo água/vapor. Para a integração do sistema Solar/Biomassa utilizando o ciclo termodinâmico de Rankine são interligados substituindo a caldeira de gás natural de apoio por uma caldeira que usa biomassa como combustível; ou ligar o campo solar e a

caldeira de biomassa em paralelo [35]. A Figura 2.2 apresenta as duas configurações para integrar o sistema Solar/Biomassa.

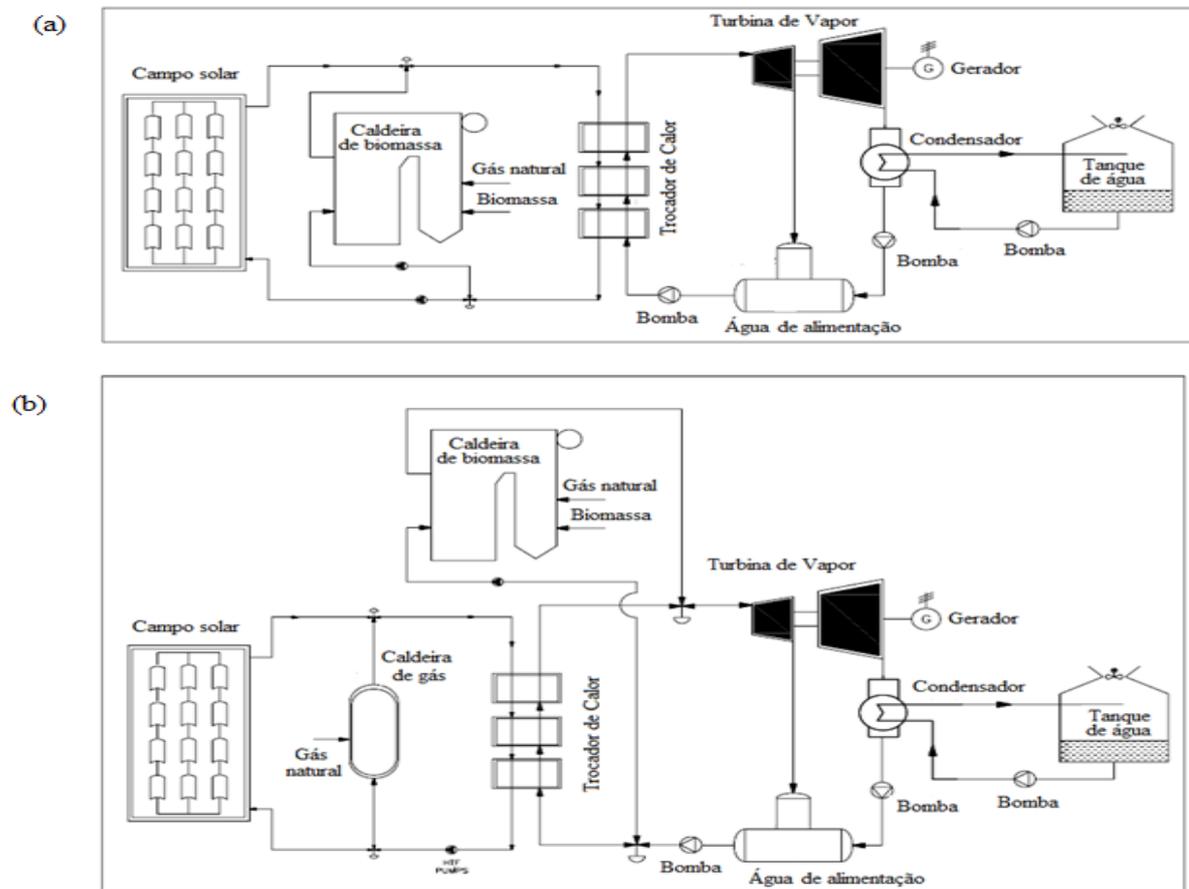


Figura 2.2. (a) Configuração híbrida CSP-biomassa com caldeira de biomassa, (b) Configuração híbrida solar-biomassa com CSP e unidades de biomassa montadas em paralelo [35].

Na configuração da Figura 2.2 (a), a caldeira de biomassa é projetada para aquecer o fluido de transferência de calor proveniente do campo solar, este tipo de projeto exige que a caldeira de biomassa tenha uma resposta dinâmica muito eficiente para adaptar o seu ponto de trabalho à variabilidade das condições de irradiação solar. Para este fim, a caldeira de biomassa geralmente inclui um sistema de backup de gás natural de resposta rápida [35].

Na configuração da Figura 2.2 (b), tanto o sistema solar como o de biomassa têm a capacidade de gerar vapor superaquecido. Ambos fluxos são conectados juntos para aumentar a geração de energia. Para manter condições de vapor adequadas, o volume de água alimentado através da caldeira de biomassa é ajustado dependendo da irradiação solar e do vapor gerado pelo campo solar. A caldeira de biomassa opera para diferentes capacidades, dependendo da contribuição do recurso solar, a fim de garantir a continuidade na geração de energia elétrica [35].

A procura de novas e melhores formas de aproveitar e integrar tecnologias de geração elétrica a partir das fontes renováveis vem despertando maior interesse da comunidade acadêmica, nas empresas, os fabricantes e os governos. A finalidade é otimizar os processos de geração minimizando os custos da geração de energia elétrica, além do impacto ambiental e social pelo uso das fontes provenientes do petróleo. A seguir são apresentados estudos sobre a hibridização de sistemas termo solares que vêm sendo objetos de pesquisas nos últimos tempos:

Nixon et al. [32] avaliaram o uso de sistemas híbridos de energia solar e biomassa na Índia para diversas aplicações, incluindo a tri-geração tais, como: (frio, calor de processo e geração de eletricidade) típicos da cogeração. A análise de estudo foi realizado em cenários específicos de usinas com capacidades térmicas entre 2 e 10 [MW] utilizando modelos matemáticos para a simulação e estudos de caso para avaliar condições técnicas, financeiras e ambientais. Embora o custo da energia gerada com o sistema híbrido foi maior em comparação com fontes de geração de energia convencionais, mas mostrou-se competitivo com o sistema de geração fotovoltaica e eólica. Para sistemas que utilizam exclusivamente biomassa a hibridação com energia solar reduz a demanda de biomassa, melhorando assim a confiabilidade energética.

Peterseim, J. H et al. [36] realizou a análise de 17 combinações diferentes de sistemas híbridos tais como, Solar-Térmica/Biomassa em relação ao seu desempenho técnico, econômico e ambiental. Os resultados mostraram que o sistema híbrido com torre Solar/Biomassa atingiu a maior eficiência líquida do ciclo (32,9%), enquanto o sistema híbrido Fresnel/Biomassa apresentou o menor custo de investimento, AU\$ 4,5m/MWe. Baseado na geração de eletricidade anual, os sistemas híbridos de geração Solar-Térmica/Biomassa apresentaram um investimento até 69% menor em comparação com sistemas solar-térmica autônoma.

Servert et al. [35] avaliaram os benefícios técnicos e econômicos associados aos sistemas híbridos utilizando solar térmico e combustão de biomassa. Os resultados apresentaram que os custos de investimento para usinas Solar/Biomassa são maiores em comparação com sistemas CSP convencionais e instalações autônomas de combustão com biomassa. Porém, a geração total de energia elétrica com sistemas Solar/Biomassa é significativamente mais elevada que as dadas pelos sistemas CSP convencionais (2,77 vezes mais elevadas)

Babu et al. [37] avaliam a integração de um sistema solar Fresnel com uma usina que utiliza biomassa. A usina de biomassa está composta por uma caldeira e uma turbina a vapor, que

gera vapor a 485 °C e 61 kg/cm² assim a turbina transforma a energia térmica em energia elétrica. O sistema solar Fresnel é integrado de forma paralela à usina de biomassa apresenta um incremento na energia gerada e na eficiência térmica.

Chowdhury et al. [38] avaliaram o modo de operação de uma usina solar térmica utilizando a biomassa para a geração contínua de eletricidade. A biomassa é utilizada como combustível para aquecer a água da caldeira, produzindo o vapor que é levado e expandido na turbina para gerar eletricidade. O sistema híbrido está composto de armazenamento térmico que consiste em dois tanques, que podem conter sais fundidos ou óleo sintético como fluido de transferência de calor. Este fluido de transferência é aquecido pelos espelhos concentradores que logo são usados para aquecer água num trocador de calor e gerar vapor para geração de eletricidade. Concluíram que o sistema híbrido Solar/Biomassa permite a geração de eletricidade em forma estável e contínua, além de garantir a utilização de fontes 100% renováveis.

Zhang et al [39] analisaram um sistema híbrido Solar/Biomassa composto por um gaseificador, concentrador solar parabólico, motor de combustão interna e um Chiller de absorção, com a finalidade de produzir eletricidade, água quente e água gelada. Para analisar o desempenho termodinâmico do sistema híbrido foi utilizado o simulador de processos Aspen-Plus. O sistema solar térmico é utilizado para gerar vapor que serve como agente gaseificador no processo da gaseificação da biomassa. O motor de combustão interna é movido pelo biogás para gerar eletricidade, e o gás da combustão é enviado para o Chiller de absorção e um trocador de calor, conseqüentemente para gerar água gelada e água quente doméstica. Os resultados indicam que a eficiência energética global e a eficiência elétrica do sistema foram de 77,4% e 17,8% respectivamente. A introdução da energia solar diminui o consumo de biomassa e a fração de energia solar térmica. Além disso, o rácio de poupança de energia primária e o rácio de poupança anual total em comparação com o sistema de geração separado são de 16,7% e 25,9%, respectivamente.

Além de pesquisas em a hibridação de sistemas Solar/Biomassa, também tem estudos de pesquisa em hibridação com outras fontes renováveis alternativas para a geração de energia elétrica.

Lacko et al.[40] analisaram um sistema híbrido composto por painéis fotovoltaicos, turbinas eólicas, eletrolisador, tanques de armazenamento de hidrogênio, célula de combustível e armazenamento térmico. A finalidade do mesmo foi satisfazer a demanda de energia elétrica e

a demanda de calor para aplicações em zonas isoladas. Os resultados mostram que a geração de energia elétrica 100% renovável é tecnicamente viável, além de ser mais rentável, em comparação com sistemas que utilizam combustível fóssil.

OzluDincer [41] analisaram um sistema híbrido composto por turbinas eólicas, concentrador solar parabólico, ciclo Rankine, chiller de absorção e armazenamento térmico para a produção de energia elétrica, água quente, refrigeração e hidrogênio. A configuração do sistema permite que o ciclo de Rankine aproveite melhor o calor proveniente dos coletores solares para produzir energia elétrica. O calor residual do ciclo é usado para a obtenção de água quente e o resfriamento por meio do Chiller de absorção. O excedente de energia elétrica produzida pelo gerador eólico e o sistema termo solar é armazenado em forma de hidrogênio. Os resultados mostraram um bom funcionamento do sistema atingindo eficiências de 43% e apresentando poupança de 1614 toneladas de CO₂ por ano.

Dagdougui et al. [42] realizaram a modelagem e otimização de um sistema híbrido composto por painéis fotovoltaicos, concentradores de placas planas, turbina eólica, e uma unidade de biomassa, para suprir a demanda de energia elétrica e térmica para um prédio. O modelo é adequado para determinar a gestão ótima dos fluxos de energia num prédio caracterizado por uma combinação de recursos energéticos renováveis (solar, biomassa e eólica) para satisfazer diferentes demandas (eletricidade, aquecimento e água quente). O modelo foi aplicado para um estudo de caso, onde os resultados mostraram que o sistema híbrido integrado garante as cargas horárias necessárias durante o dia, com presença ou ausência do sistema de armazenamento.

2.2 Simulação dinâmica de sistemas híbridos

Um dos principais critérios de qualidade de fornecimento de energia elétrica é manter a frequência regulada no valor mais estável possível. Para que a frequência se mantenha constante é necessário que cada grupo gerador do sistema híbrido seja dotado de um sistema de controle automático. Lee e Wang [43] analisaram um sistema híbrido conectado com cargas isoladas, usando simulações no domínio do tempo. O sistema incluiu turbinas eólicas, painéis fotovoltaicos, gerador diesel, célula de combustível e usou baterias e volante como sistema de armazenamento. Os resultados mostraram que o sistema pode ser operado adequadamente para alcançar a condição de equilíbrio (Potência/Frequência).

Dumitru e Gligor [44] usaram Matlab/Simulink para simular o sistema híbrido PV-Eólico-Hidroelétrico conectado à rede elétrica, permitindo observar o comportamento da potência ativa e reativa do sistema. Ahmad e Siddiqui [45] estudaram o comportamento dinâmico de um sistema híbrido Diesel/Eólico. Os resultados mostraram que este sistema pode fornecer energia confiável e de boa qualidade.

R. Sebastián e R.P. Alzola [46] analisaram o comportamento dinâmico do sistema híbrido Diesel-Eólico-Baterias operando de forma isolada, a fim de apresentar o comportamento da frequência e voltagem do sistema híbrido. Também foi analisado o comportamento da potência ativa gerada e absorvida pelos diferentes elementos, assim como a tensão, corrente e estáda de carga do sistema de armazenamento, para mudanças de carga e velocidade do vento. Os resultados mostram que a dinâmica do sistema é melhor com o uso de baterias que sem o uso das mesmas.

Gampa e Das [47] realizaram simulação dinâmica no domínio do tempo de um sistema híbrido Diesel-Eólico para analisar a estabilidade do sistema híbrido operando de forma isolada e conectada à rede elétrica. Foram considerando modelos simplificados dos componentes do sistema, levando em consideração o controlador de passo da turbina eólica e o regulador de velocidade do motor diesel. Para melhorar o desempenho do sistema ante as variações da carga e velocidade produzidas pela velocidade do vento, foram utilizados dois controladores. Controlador Proporcional-Integral (PI) para controlar as variações produzidas pelas variações da velocidade do vento e um controlador Proporcional-Integral-Derivativo (PID) para controlar as variações produzidas pela carga. Além de utilizar métodos de otimização metaheurística como algoritmos genéticos (GA) e nuvem de partículas (PSO) para otimizar os ganhos dos controladores.

2.3 Modelos propostos para a integração do sistema Solar/Biomassa

Existem diferentes tecnologias para a geração de energia elétrica que aproveitam: a irradiação solar, a velocidade do vento, a biomassa, etc., que tem grande potencial para ser utilizadas em sistemas híbridos isolados. Um exemplo são os motores de combustão interna de Ciclo Otto (MCI) que utiliza gás de biomassa obtido a partir da gaseificação ou sistemas como o cilíndrico parabólico e os sistemas Disco/Stirling que aproveitam a irradiação solar.

Algumas das estratégias utilizadas para a integração de fontes de geração com energias renováveis, em um sistema isolado são ilustradas nos seguintes itens.

2.3.1 Sistema de acoplamento (Integração mecânica)

A integração mecânica na saída de motores térmicos ou hidráulicos pode utilizar conversores de tipo torque, tipo rotação e tipo acumulação mecânica, de modo que seja possível gerenciar a disponibilidade do trabalho mecânico de cada máquina. Alguns das tecnologias utilizadas encontram-se o acoplamento com CVT (Continuously Variable Transmission) ou em português “transmissão continuamente variável” e também os volantes de inércia chamados Volante acoplado ao gerador [48], [49]. Estas tecnologias permitem a integração de varias fontes de potência mecânica em uma única saída para acionar um gerador elétrico, como é mostrado na Figura 2.3 [50].

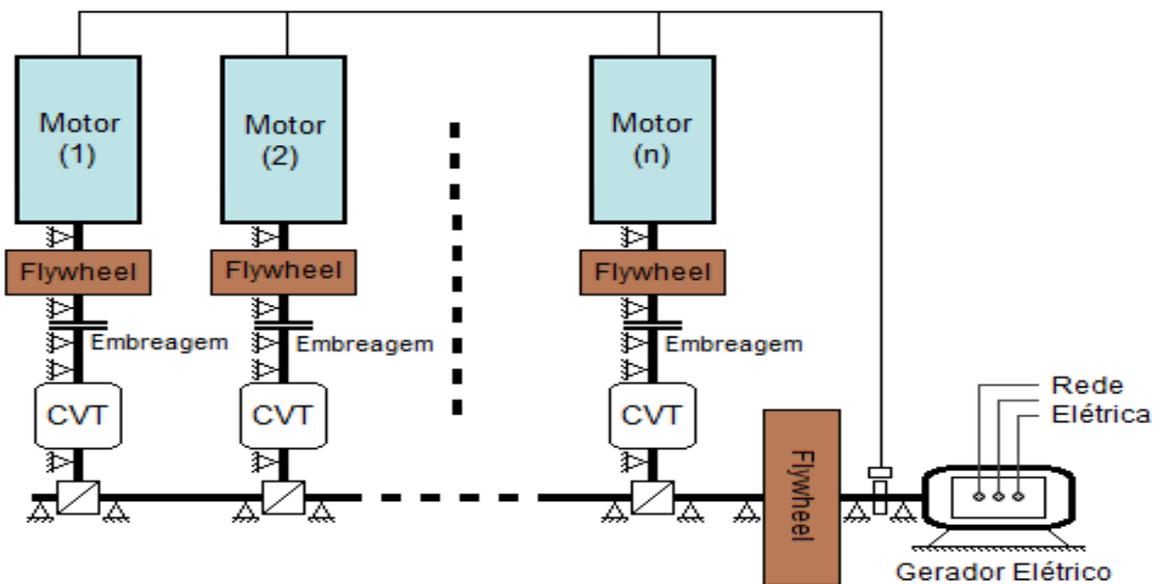


Figura 2.3. Esquema da integração mecânica utilizando CVT/Volante [9].

Atualmente já existem aplicações CVT para o acoplamento do Motor/Gerador, onde o motor pode trabalhar em rotação livre e o CVT fornece uma rotação constante para o gerador elétrico, melhorando a eficiência elétrica do sistema [48].

O sistema mecânico de acumulação, regulação e integração, em uma Micro-Rede, permite operar de forma isolada (ilhada) e com estabilidade suficiente para interligar outros geradores elétricos. A Figura 2.4 mostra um sistema composto por diferentes tecnologias de geração elétrica com tecnologia Volante.

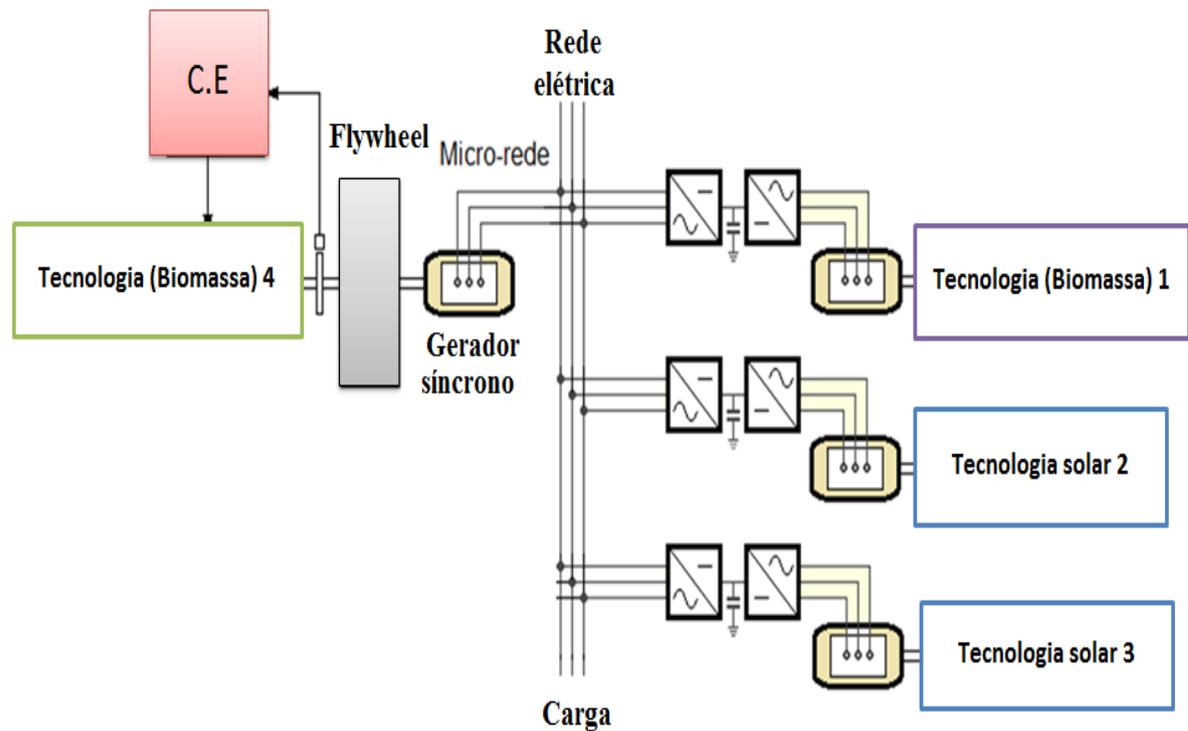


Figura 2.4. Integração de vários geradores com sistema mecânico de acumulação e regulação Adaptado de Geraldino [9].

Como o gerador síncrono está ligada à rede (Barramento infinito), sua velocidade fica fixa de acordo com a frequência da rede. Neste caso a rede elétrica faz parte essencial do sistema como referência.

2.3.2 Sistema de acoplamento (Integração hidráulica)

Quando as fontes geradoras dependem de recursos naturais tais como: solar, vento ou biomassa é necessário incluir um sistema de compensação (acumuladores) que garante a continuidade na geração de energia elétrica. Os sistemas com acumulação hidráulica apresentam-se como uma alternativa interessante para integrar tecnologias alternativas utilizando fontes renováveis num sistema híbrido de geração elétrica. Para integrar varias fontes em um circuito hidráulico é necessário utilizar geradores elétricos acoplados a bombas hidráulicas, como é mostrado na Figura 2.5. Neste caso o sistema de acumulação hidráulica é utilizado como sistema de compensação quando as fontes geradoras apresentam quedas de potência ou as condições ambientais não são apropriadas. As bombas hidráulicas são as encarregadas de levar um fluido hidráulico de baixa pressão para alta pressão, com a finalidade de acionar um motor hidráulico acoplado ao gerador elétrico, localizado ao final do circuito hidráulico.

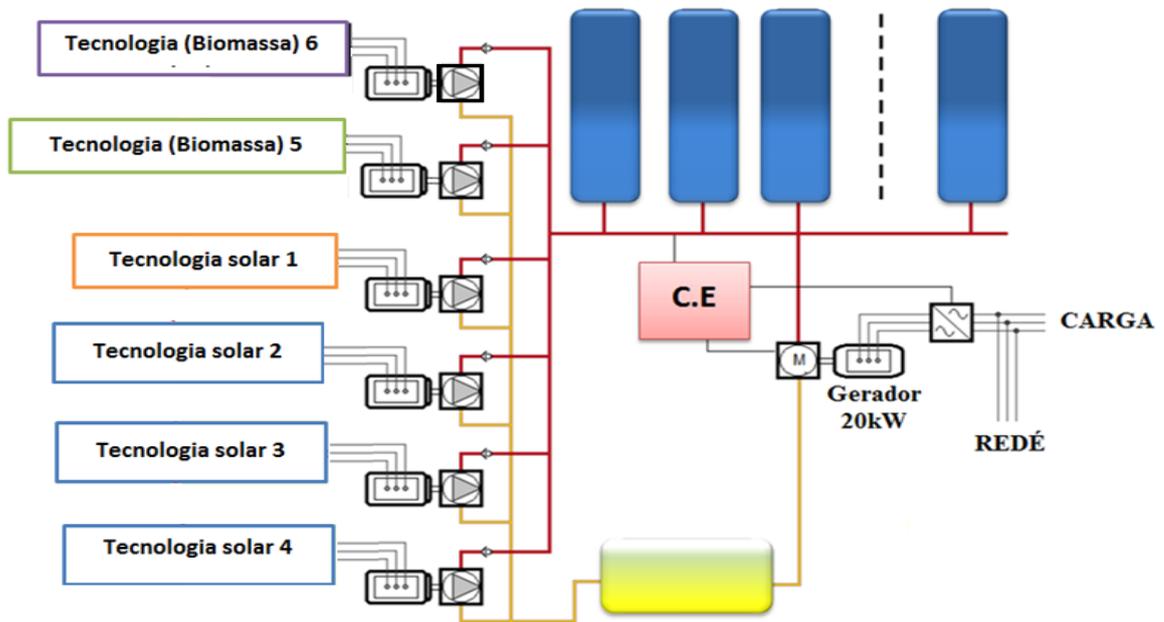


Figura 2.5. Diagrama de um sistema híbrido com integração hidráulica, adaptado de Geraldino [9]

2.3.3 Modelo proposto para a integração do sistema Solar /Biomassa

A partir dos sistemas de acoplamentos descritos acima, este trabalho propõe um sistema híbrido Solar/Biomassa utilizando integração hidráulica e integração elétrica, como é mostrado na Figura 2.6.

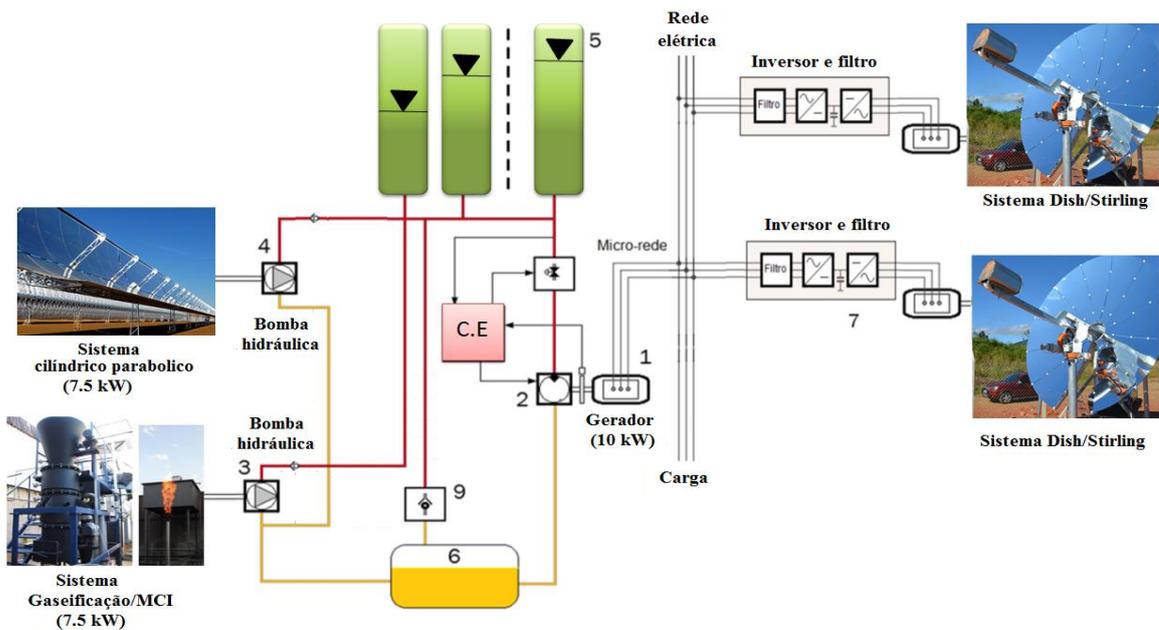


Figura 2.6. Esquema geral do modelo de integração híbrida proposto neste trabalho [autor].

As tecnologias de geração utilizadas neste trabalho são:

- Sistema solar cilíndrico parabólico-ORC;
- Sistema gaseificação/Motor de combustão interna;
- Sistema solar Disco/Stirling.

Estas tecnologias possuem um grande potencial de geração de energia elétrica, que integradas em uma planta pode ser uma solução como sistema de geração distribuída. O sistema híbrido Solar/Biomassa está composto pelos seguintes elementos que estão envolvidos na conversão da energia tais como:

1. Gerador elétrico;
2. Hidro motor;
3. Bomba hidráulica acoplada ao sistema de gaseificação/Motor de combustão interna;
4. Bomba hidráulica acoplada ao sistema solar cilíndrico parabólico-ORC;
5. Sistema de acumulação hidráulica tipo bexiga;
6. Reservatório de óleo;
7. Unidade conversora de potência acoplada ao sistema Disco/Stirling.

O sistema CCP/ORC e o sistema de gaseificação/MCI estão inicialmente ligados cada um a uma bomba hidráulica, com a qual se consegue bombear óleo de baixa pressão para alta pressão. Para este trabalho foi escolhido o sistema CCP/ORC como sistema principal de funcionamento que gera energia elétrica de acordo à irradiação solar disponível. O sistema gaseificador/MCI é utilizado como um sistema de compensação que trabalha cada vez que a irradiação solar diminui e o sistema CCP/ORC não consegue manter a potência na entrada da bomba hidráulica.

No lado final do sistema de integração é ligado o motor hidráulico, que recebe o fluido (óleo) que chega canalizado em tubos hidráulicos pressurizados pelas bombas hidráulicas, sendo que o líquido é armazenado em um reservatório. Desse modo, o fluido de trabalho que se move sob pressão gira o motor hidráulico, uma vez que flui através dele e depois, retorna para o reservatório.

Para garantir a vazão mássica de óleo necessário que mantenha a velocidade constante na saída do motor hidráulico quando há uma diminuição na irradiação solar é utilizado um sistema de acumulação hidráulica como compensador. O sistema de acumulação hidráulica atua quando a pressão no circuito hidráulico é menor a pressão no interior do acumulador

hidráulico. Para isso foi utilizado uma válvula de compensação que regula a vazão mássica fornecida ao circuito hidráulico, a fim de garantir a velocidade nominal do motor hidráulico.

Enquanto à tecnologia Disco/Stirling solar, é o único sistema que está ligada direto à rede elétrica. Isto é, devido à unidade conversora de potência composta por um receptor, um motor Stirling e um gerador elétrico. No capítulo 3, serão estudadas e realizadas as modelagens de cada uma das tecnologias utilizadas neste trabalho.

2.4 Considerações finais

De acordo com o exposto no capítulo, é possível observar que diversos estudos vêm sendo desenvolvidos com o intuito de garantir o fornecimento contínuo de energia elétrica, utilizando 100% renováveis. Outras conclusões a partir da revisão bibliográfica é que as usinas híbridas Solar/Biomassa precisam de armazenamento térmico que contribui para economizar combustível de biomassa e aumentar a eficiência global do sistema. Neste trabalho pretende-se modelar e simular um sistema híbrido Solar/Biomassa utilizando somente fontes renováveis para geração de energia elétrica. Foram utilizados os sistemas termo solar tais como: Cilíndrico Parabólico e Disco/Stirling, pois estes sistemas apresentam maior eficiência de conversão em comparação com os outros sistemas termo solares. Além de um sistema gaseificação de biomassa, cujo gás produto é utilizado para acionar um motor de combustão interna.

Foi escolhido o sistema de integração hidráulica utilizando acumuladores de tipo bexiga, pois permite utilizar diferentes tecnologias de geração, além de servir como sistema de compensação, oferecendo confiabilidade ao sistema.

O acoplamento dos geradores utilizando sistema hidráulico de acumulação, regulação e integração é uma solução atrativa, pois, pode utilizar diferentes estratégias de controle permitindo a flexibilidade de compensação quando ocorrem flutuações nas fontes geradoras.

3 MODELAGEM DAS FONTES DE GERAÇÃO DO SISTEMA HÍBRIDO SOLAR/BIOMASSA

3.1 Modelagem do concentrador cilíndrico parabólico utilizando um Ciclo Orgânico Rankine CCP/ORC

Nestá seção é apresentado o procedimento de cálculo para a central solar térmica, instalada na Universidade Federal de Itajubá-MG, Brasil. Para elaborar o modelo matemático do concentrador cilíndrico parabólico (CCP) acoplado ao bloco de potência ciclo Rankine orgânico (ORC), foi desenvolvido um algoritmo de cálculo com a ferramenta computacional Matlab/Simulink. Na Figura 3.1 é apresentado o esquema geral CCP-ORC onde os parâmetros principais a calcular foram:

- Temperatura na saída do concentrador T_{Col_out} ;
- Temperatura na saída do trocador de calor do lado do CCP T_{agufim} ;
- Temperatura na saída do trocador de calor do lado do ORC T_{orc} ;
- Temperatura na entrada na turbina T_{evap_in} ;
- Vazão mássica do fluido de transferência de calor \dot{m}_{htf} ;
- Vazão mássica do fluido de trabalho \dot{m}_{orc} ;
- Eficiência do sistema CCP;
- Potência e eficiências à saída do bloco de potência;

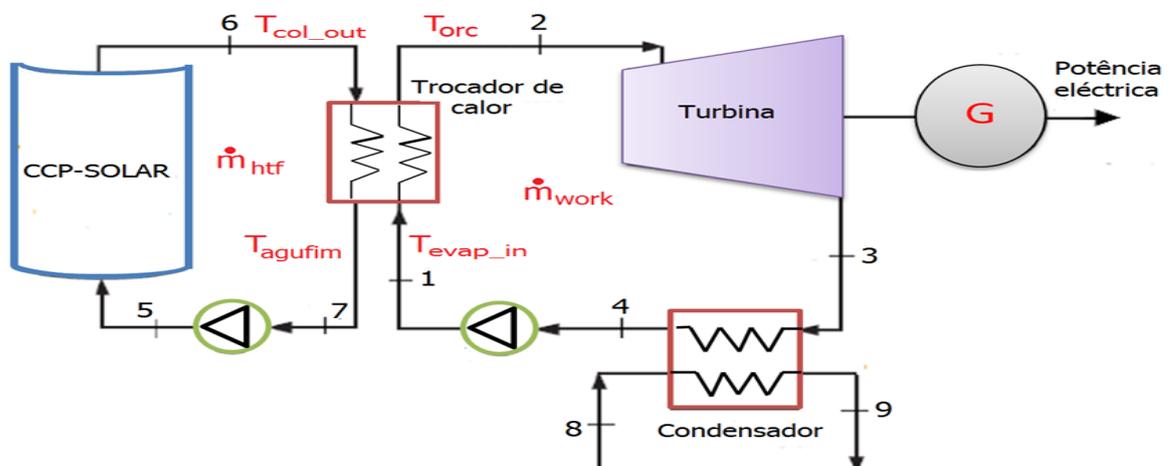


Figura 3.1. Diagrama esquemático de um sistema CCP/ORC

Para realizar os cálculos dos parâmetros principais foi necessário definir os parâmetros geométricos e óticos do sistema CCP, além de condições tais como: a temperatura ambiente, a velocidade do vento, a temperatura da água na entrada do concentrador, etc., que serão apresentadas ao longo do capítulo. Na Figura 3.2 é mostrado o fluxograma do algoritmo geral de cálculo proposto para o modelo (CCP-ORC).

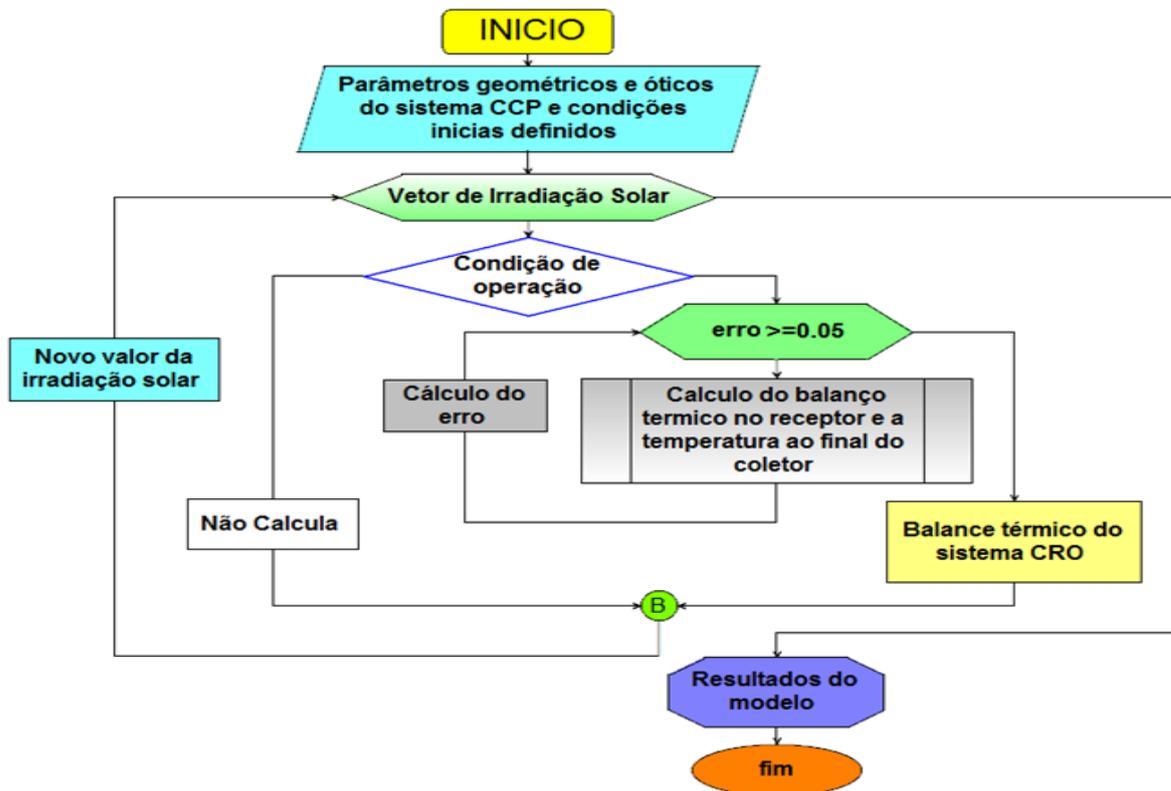


Figura 3.2. Fluxograma proposto para elaborar o algoritmo de cálculo do sistema CCP [autor]

Para avaliar o desempenho termodinâmico do fluido de transferência de calor e do fluido de trabalho foi utilizada a ferramenta computacional CoolProp [51]. Este programa restitui propriedades como a entalpia, entropia, pressões e temperaturas em cada ponto do ciclo, permitindo assim otimizar o tempo na obtenção de resultados.

3.1.1 Geometria do concentrador cilíndrico parabólico

A tecnologia solar CCP (ver Figura 3.3) está composta por espelhos refletivos com armação de metal e movimentados por um servo-motor com a finalidade de concentrar a luz solar num tubo receptor. O tubo receptor está localizado no foco da parábola, onde circula um fluido de transferência de calor (HTF) que é aquecido pela energia radiante solar absorvida [52].

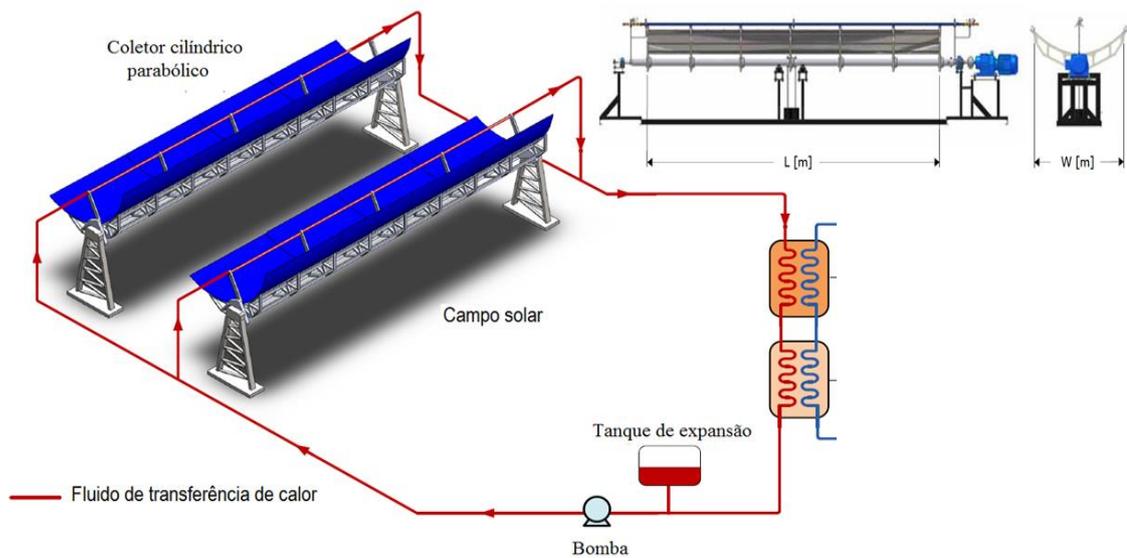


Figura 3.3. Esquema de um sistema concentrador cilíndrico parabólico [52]

A seguir é descrita a formulação matemática necessária para calcular o balanço térmico no receptor. A finalidade é determinar a variação da temperatura do fluido de transferência de calor na saída do concentrador. Para isto foi necessário detalhar todas as perdas térmicas ocorridas ao longo do tubo receptor e da cobertura de vidro.

3.1.2 Eficiência geral do concentrador cilíndrico parabólico

Para calcular a potência térmica útil do sistema CCP foi necessário ter em conta os parâmetros óticos e geométricos do conjunto concentrador/receptor, além das variações da irradiação solar. A potência radiante que incide na abertura do concentrador foi calculada pela equação (3.1) [53].

$$P_{Q_{\text{sol} \rightarrow \text{Con}}} = A_c I_d \cos(\varphi) \quad (3.1)$$

Onde:

$P_{Q_{\text{sol} \rightarrow \text{Con}}}$	Potência radiante incidente no concentrador	[W]
A_c	Área de abertura da superfície do concentrador	[m ²]
I_d	Irradiação solar direta	[W/m ²]
φ	Ângulo de incidência	[°]

Além disso, a energia térmica útil fornecida pelo concentrador foi dada pelo aumento da entalpia no fluido de transferência de calor, calculada pela equação (3.2) [53].

$$P_{Q,\text{con}\rightarrow\text{fluido}} = q_m(h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) \quad (3.2)$$

Onde:

$P_{Q,\text{con}\rightarrow\text{fluido}}$	Potência térmica útil fornecida pelo concentrador	[W]
q_m	Vazão mássica do fluido de transferência de calor	[kg/s]
h_{in}	Entalpia específica do fluido de transferência de calor na entrada do concentrador	[J/kg]
h_{out}	Entalpia específica do fluido de transferência de calor na saída do concentrador	[J/kg]

A eficiência global do sistema CCP é calculada pela equação (3.3) [53], [54]. Neste cálculo são consideradas as perdas óticas, geométricas e térmicas.

$$\eta_{\text{global}} = \frac{P_{Q,\text{col}\rightarrow\text{fluido}}}{P_{Q,\text{sol}\rightarrow\text{Col}}} \quad (3.3)$$

3.1.3 Perdas óticas no concentrador cilindro parabólico

No processo de aproveitamento térmico da irradiação solar direta no concentrador cilíndrico parabólico aparecem as perdas óticas, perdas geométricas e perdas térmicas. As perdas óticas mostradas na

Figura 3.4 são consequência das irregularidades na fabricação dos espelhos refletores e da superfície que cobre o tubo absorvente metálico que não é completamente transparente [54], [55], [56].

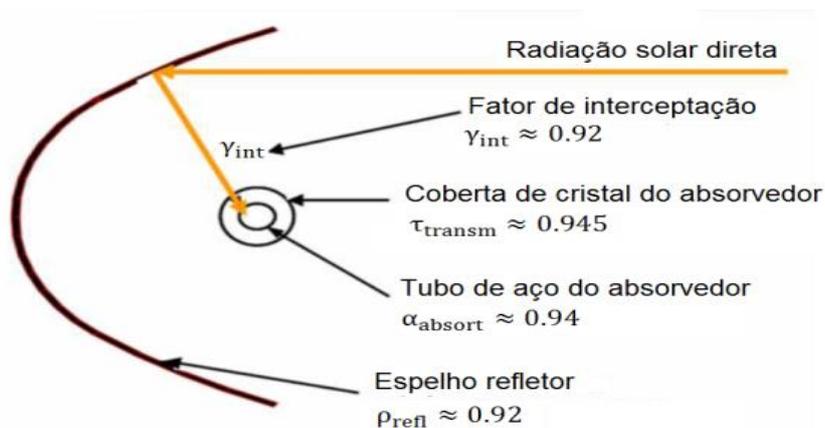


Figura 3.4. Parâmetros óticos do concentrador cilíndrico parabólico [53].

Na Figura 3.4 foram apresentados os valores dos parâmetros óticos que serão descritos a seguir.

- **Refletividade do espelho concentrador:** A refletividade ρ_{refl} do espelho concentrador pode atingir valores de até 94%, representando uma perda no processo de reflexão. O valor de refletividade diminui progressivamente quando aumenta o fator de degradação K_{degrad} na superfície do concentrador [6] e [59];
- **Fator de interceptação:** De acordo com a revisão da literatura o valor de γ_{int} pode variar entre 0.95 e 0.99 [54], [60];
- **Transmissividade da cobertura de vidro:** O vidro que cobre a superfície metálica do absorvedor não é totalmente transparente e uma parte da radiação que é refletida pelos espelhos e alcança a cobertura de vidro não consegue atravessá-la. A transmissividade do vidro dessas coberturas assume valores tipicamente entre 0,9 e 0,95 [61];
- **Absortividade da superfície seletiva:** Parâmetro que quantifica a capacidade de absorção de radiação da superfície seletiva que recobre o tubo metálico absorvedor. Tipicamente, estas superfícies são capazes de absorver entre 90% e 95% da radiação incidente. [59], [60], [61];
- **Eficiência ótica pico:** Os quatro parâmetros acima dependem do ângulo de incidência da irradiação solar direta θ_{inc} . O valor nominal é considerado para o ângulo de incidência nulo e nesse instante, a eficiência ótica tem um limite superior chamado eficiência ótica pico, [58].

3.1.4 Perdas geométricas do concentrador cilíndrico parabólico

As perdas geométricas provocam uma diminuição da área efetiva de captação no concentrador, [59], [60], [61]. Estas perdas são divididas em dois grupos:

- ✓ Perdas próprias ao concentrador, devido ao erro no cálculo do ângulo incidência;
- ✓ Perdas devido à posição relativa entre as linhas do concentrador.

O ângulo de incidência afeta os parâmetros geométricos e óticos, para isto é inserido o modificador do ângulo de incidência $K(\varphi)$. O modificador tem em conta as perdas que ocorrem para um ângulo maior que zero. O parâmetro $K(\varphi)$ é um polinômio determinado

experimentalmente e depende do ângulo de incidência medido em graus, calculada pela equação (3.4)[17].

$$K(\varphi) = \cos(\varphi) + 0.000884 \cdot \varphi - 0.00005369 \cdot \varphi^2 \quad (3.4)$$

Para um ângulo de incidência $\varphi = 0$, o resultado do polinômio é $K(0) = 1$. Para o presente trabalho o sistema de rastreamento solar foi muito próximo ao ângulo de incidência, então o modificador do ângulo de incidência foi assumido de 1 e as perdas devido à posição relativa entre as linhas do concentrador foram assumidas nulas.

Para calcular as perdas óticas neste trabalho, foram levados em conta os erros óticos dados pela NREL (National Renewable Energy Laboratory dos EEUU). [17]. Na Tabela 3.1 são mostrados os dados empíricos extraídos da NREL.

Tabela 3.1. Parâmetros geométricos para calcular a eficiência ótica

Parâmetro		Valor	Unidades	Fonte
E_{rastre}	Erro de rastreamento solar	0.974	[-]	[17]
γ_{int}	Fator de interceptação	0.954	[-]	[8], [15]
E_{geom}	Erro de geometria	0.98	[-]	[17].
ρ_{refl}	Refletividade do concentrador	0.94	[-]	[17].
F_{degrad}	Fator de degradação	0.88	[-]	
$K(\varphi)$	Modificador do ângulo de incidência	1.0	[-]	[17]
τ_{transm}	Transmissividade da cobertura de vidro	0.94	[-]	[17]
α_{cobert}	Absortividade da cobertura de vidro	0.22	[-]	[17]
α_{absort}	Absortividade do tubo absorvedor	0.94	[-]	[17]
W_{apert}	Largura do refletor efetiva	1.8	[m]	

A eficiência ótica da cobertura absorvente do vidro é calculada pela equação (3.5).

$$\eta_{\text{ótica,cobert}} = E_{rastre} \cdot \gamma_{int} \cdot E_{geom} \cdot \rho_{refl} \cdot F_{degrad} \cdot \tau_{transm} \cdot \alpha_{cobert} \cdot K(\varphi) \quad (3.5)$$

A eficiência ótica pelo tubo absorvedor é calculada pela equação (3.6).

$$\eta_{\text{ótica,absor}} = E_{rastre} \cdot \gamma_{int} \cdot E_{geom} \cdot \rho_{refl} \cdot F_{degrad} \cdot \tau_{transm} \cdot \alpha_{absort} \cdot K(\varphi) \quad (3.6)$$

Calculadas as eficiências no tubo absorvedor e na cobertura do vidro, o seguinte passo foi apresentar o desenvolvimento matemático do balanço térmico no tubo receptor que permita calcular a variação da temperatura ao longo do receptor. De acordo com a metodologia proposta por Forristall [17], foi calculado o balanço térmico do receptor.

3.1.5 Balance de térmico no tubo receptor

O fluxo de calor (q) é dado por unidade de tempo e ($'$) indica que é por unidade de comprimento do absorvedor [W/m][17]. A coberta de vidro absorve uma pequena quantidade da irradiação solar e é calculada pela equação (3.7).

$$q'_{5SolAbs} = q'_{st} \cdot W_{apert} \cdot \eta_{ótica, cobert} \quad (3.7)$$

O calor absorvido pelo tubo absorvedor é o responsável pelo aquecimento do fluido de trabalho e é calculada pela equação (3.8).

$$q'_{3SolAbs} = q'_{st} \cdot W_{apert} \cdot \eta_{ótica, absor} \quad (3.8)$$

Calculado o fluxo de calor que atinge o receptor, procede-se a determinar o balanço de calor ao longo do tubo absorvedor. A finalidade do balanço térmico é compreender o fenômeno de transferência de calor para determinar as perdas térmicas e a potência térmica disponível no fluido para trocá-lo no ciclo de potência [17]. Na Figura 3.5 são apresentadas as perdas de calor envolvidas no processo de transferência de calor.

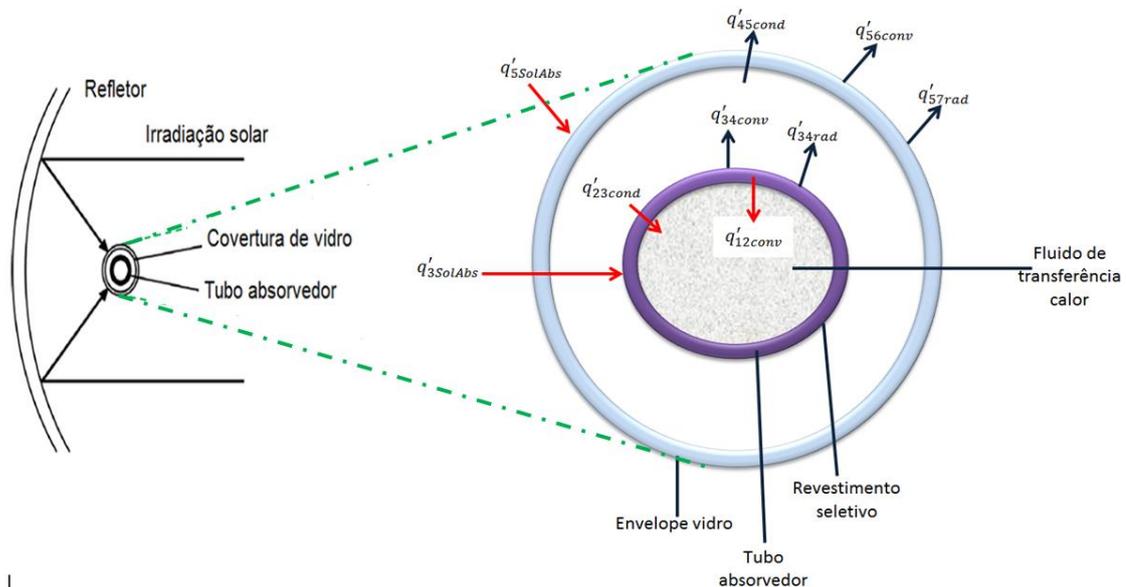


Figura 3.5. Balanço de energia em uma seção transversal do receptor de um CCP [17][62].

A irradiação solar refletida pelo concentrador atinge o tubo receptor, onde uma pequena porção da radiação é absorvida pela cobertura $q'_{5SolAbs}$ e outra porção é absorvida pelo tubo absorvedor $q'_{3SolAbs}$. Esta radiação é transmitida por condução q'_{23cond} entre a espessura do tubo para logo ser transmitida por convecção q'_{12conv} ao fluido de trabalho como calor útil. Quando a parede exterior do tubo absorvedor está mais quente que a parede interna da

cobertura de vidro e do gás contido nele, ocorre uma transmissão de calor em forma de radiação q'_{34rad} e convecção q'_{34conv} com o gás interior. Estas mudanças de calor fazem com que a parede interna da cobertura transparente, seja mais quente do que a parede exterior produzindo assim a perda por condução q'_{45cond} . As perdas q'_{45cond} e $q'_{5SolAbs}$ são transmitidas para o ambiente em forma de perdas por convecção q'_{56conv} e radiação q'_{57rad} . Em seguida é realizado o balanço térmico aplicando as equações de conservação de energia de acordo com [59], [17].

$$q'_{12conv} = q'_{23cond} \quad (3.9)$$

$$q'_{3SolAbs} = q'_{34conv} + q'_{34rad} + q'_{23cond} \quad (3.10)$$

$$q'_{45cond} = q'_{34conv} + q'_{34rad} \quad (3.11)$$

$$q'_{45cond} + q'_{5SolAbs} = q'_{56conv} + q'_{57rad} \quad (3.12)$$

Então, as perdas térmicas serão:

$$q'_{perdas_calor} = q'_{56conv} + q'_{57rad} \quad (3.13)$$

A seguir são calculados cada um fluxos de calor mostrados acima.

I. Transferência de calor por convecção entre o tubo absorvedor e o fluido

A transferência de calor por convecção a partir da parede interna do tubo absorvedor para o fluido de trabalho foi calculada pela lei de resfriamento de Newton [17], mostrada nas equações (3.14) e (3.15).

$$q'_{12conv} = h_1 D_2 \pi (T_2 - T_1) \quad (3.14)$$

$$h_1 = NU_{D_2} \frac{k_1}{D_2} \quad (3.15)$$

Onde:

h_1	Coeficiente de transferência de calor por convecção	$[W/(m^2K)]$
D_2	Diâmetro interno do tubo absorvedor	$[m]$
T_1	Temperatura do fluido térmico	$[^\circ C]$
T_2	Temperatura no interior do tubo absorvedor	$[^\circ C]$
NU_{D_2}	Número de Nusselt baseado em D_2	$[-]$
k_1	Condutividade térmica do fluido avaliada em T_1	$[W/m \cdot K]$

É importante manter o fluxo turbulento já que este transmitiu melhor a energia do que o fluxo laminar. A correlação utilizada para o fluxo turbulento assume com o número de Reynolds > 2300 [17]. A equação (3.16) permitiu calcular o número de Nusselt que depende do coeficiente de atrito, do número de Reynolds e dos números de Prandtl que são calculados pelas equações (3.17), (3.18) e (3.19).

$$NU_{D2} = \frac{\frac{f_2}{8} (Re_{D2} - 1000) Pr_1}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f_2}{8} (Pr_1^{2/3} - 1)}} \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{0.11} \quad (3.16)$$

$$f_2 = (1.82 \log_{10}(Re_{D2}) - 1.64)^{-2} \quad (3.17)$$

$$Re_{D2} = \frac{\rho_1 v_f D_2}{\mu_1} \quad (3.18)$$

$$Pr_1 = \frac{C_{p1} \mu_1}{k_1} \quad e \quad Pr_2 = \frac{C_{p2} \mu_2}{k_2} \quad (3.19)$$

Onde:

f_2	Coeficiente de atrito na superfície interior do tubo absorvedor	[—]
Re_{D2}	Número de Reynolds avaliado para D_2	[—]
$Pr_{1,2}$	Numero de Prandtl avaliado para T_1 e T_2	[—]
ρ_1	Densidade do fluido avaliado para T_1	[kg/m ³]
v_f	Velocidade do fluido dentro do tubo absorvedor	[m/s]
$\mu_{1,2}$	Viscosidade dinâmica do fluido avaliada para T_1 e T_2	[kg/(m · s)]
$C_{p1,2}$	Capacidade de calor do fluido avaliada para T_1 e T_2	[J/(kg · K)]
$k_{1,2}$	Condutividade térmica do fluido avaliada para T_1 e T_2	[W/(m · K)]

Estas relações são validas para $0.5 \leq Pr_1 \leq 2000$ e $2300 \leq Re_{D2} \leq 5 \cdot 10^6$.

II. Transferência de calor por condução através da parede do tubo absorvedor

A transferência de calor por condução através da parede do tubo de absorção foi calculada pela equação de Fourier, mostrada na equação (3.20), [17],[62].

$$q'_{23cond} = \frac{2\pi k_{23} (T_2 - T_3)}{\ln \left(\frac{D_3}{D_2} \right)} \quad (3.20)$$

$$T_{23} = \frac{(T_2 - T_3)}{2} \quad (3.21)$$

Onde:

k_{23}	Condutividade térmica do material do tubo absorvedor	[W/(m · K)]
T_3	Temperatura no exterior do tubo absorvedor	[K]
D_3	Diâmetro exterior no tubo absorvedor	[m]

A condutividade térmica do material do tubo absorvedor depende do tipo de aço utilizado, mostrada na equação (3.22).

$$k_{23} = (0.013T_{23}) + 15.2 \quad (3.22)$$

III. Transferência de calor do tubo absorvedor para a cobertura transparente

A transmissão do calor entre o tubo absorvedor e a cobertura foi dada pelas perdas de radiação e convecção, está última depende da pressão interior entre o tubo absorvedor e a cobertura. Para uma pressão mínima (menor de 1 [torr]) o gás trabalha se comporta de maneira semelhante ao vácuo, produzindo convecção natural [17].

➤ Transferência de calor por convecção: Está dada de acordo com a lei de resfriamento de Newton e calculada pela equação (3.23) [17], [62].

$$q'_{34\text{conv}} = h_{34}D_3\pi(T_3 - T_4) \quad (3.23)$$

$$h_{34} = \frac{k_{\text{std}}}{\left(\frac{D_3}{2\ln(D_4 - D_3)} + b\lambda\left(\frac{D_3}{D_4 + 1}\right)\right)} \quad (3.24)$$

$$b = \frac{(2 - a)(9\gamma - 5)}{2a(\gamma + 1)} \quad (3.25)$$

$$\lambda = \frac{2.331 \cdot 10^{-20}(T_{34} + 273.15)}{P_a \delta^2} \quad (3.26)$$

Onde:

h_{34}	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/(m ² K)]
T_4	Temperatura no interior do tubo de vidro	[K]
D_4	Diâmetro interno da cobertura do tubo de vidro	[m]
k_{std}	Condutividade térmica do gás entre o tubo absorvedor e a cobertura	[W/(m · K)]
b	Coefficiente de interação	[-]
λ	Caminho livre entre colisões de uma molécula	[cm]

a	Fator de acomodação	[–]
γ	Relação de calores específicos do gás no espaço entre o tubo e a cobertura	[–]
P_a	Pressão no espaço entre o tubo e a cobertura	[mmHg]
δ	Diâmetro molecular do gás no espaço entre o tubo e a cobertura	[cm]

Estas correlações são válidas para $P_a \leq 0.0001 \text{ torr}$ e $Ra_{D4} = \left(\frac{D_4}{D_4 - D_3}\right)^4$. O gás contido entre o tubo e a coberta é ar com propriedades: $k_{std} = 0.02551$, $\gamma = 1.39$ e $\delta = 3.53 \cdot 10^{-8}$.

➤ Transferência de calor por radiação: O cálculo de transferência de calor por radiação entre a superfície exterior do tubo absorvedor e a interior da cobertura de vidro está calculada pela equação (3.27)[17],[62].

$$q'_{34\text{rad}} = \frac{\sigma \pi D_3 (T_3^4 - T_4^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_3} + (1 - \varepsilon_4) \frac{D_3}{\varepsilon_4 D_4}\right)} \quad (3.27)$$

Onde:

σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/(m ² K ⁴)]
$\varepsilon_{3,4}$	Emissividade da superfície seletiva do tubo absorvedor e cobertura de vidro	[–]

A emissividade da cobertura de vidro é um valor conhecido e é $\varepsilon_4 = 0.86$. Para calcular a emissividade da superfície interior do tubo absorvedor foi utilizada a equação (3.28).

$$\varepsilon_3 = (1.907 \cdot 10^{-7})T_3 + (1.208 \cdot 10^{-4})T_3 + 6.282 \cdot 10^{-2} \quad (3.28)$$

IV. Transferência de calor por condução através da cobertura de vidro

A transferência de calor por condução através da parede do tubo de absorção é dada pela equação de Fourier para o caso da geometria cilíndrica [17].

$$q'_{45\text{cond}} = \frac{2\pi k_{45} (T_4 - T_5)}{\ln\left(\frac{D_5}{D_4}\right)} \quad (3.29)$$

Onde:

k_{45}	Condutividade térmica do vidro	[W/(m · K)]
T_5	Temperatura no interior do tubo absorvedor	[K]
D_5	Diâmetro exterior na cobertura de vidro	[m]

V. Transferência de calor por convecção e radiação (Vidro-Ambiente)

As perdas de calor por convecção e radiação são transmitidas através da cobertura de vidro para o meio ambiente. As perdas por convecção podem ser naturais ou forçadas em função da velocidade do vento e as perdas por radiação são dadas pela diferença de temperatura entre a cobertura exterior e a atmosfera.

➤ Transferência de calor por convecção (sem vento): As perdas de calor por convecção foram calculadas pela equação (3.30) [17],[62].

$$q'_{56\text{conv}} = h_{56} D_5 \pi (T_5 - T_6) \quad (3.30)$$

$$h_{56} = \text{NU}_{D5} \frac{k_{56}}{D_5} \quad (3.31)$$

Onde:

h_{56}	Coeficiente de transferência de calor por convecção avaliado para T_{56}	$[\text{W}/(\text{m}^2\text{K})]$
k_{56}	Condutividade térmica do ar avaliada para T_{56}	$[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$
T_6	Temperatura ambiente	$[\text{K}]$
NU_{D5}	Número de Nusselt no exterior da coberta	$[-]$

A correlação para o cálculo do número de Nusselt dependerá do tipo de transferência de calor por convecção natural (sem vento) ou forçada (com vento). Quando a velocidade do vento é $\leq 0.1 \text{ m/s}$, a transferência de calor entre a coberta de vidro e o ambiente é calculada pela equação (3.32).

$$\text{NU}_{D5} = \left(0.6 + \frac{0.387 \text{Ra}_{D5}^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{\text{Pr}_{56}} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2 \quad (3.32)$$

$$\text{Ra}_{D5} = \frac{g\beta(T_5 - T_6)D_5^3}{(\alpha_{56}v_{56})} \quad (3.33)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{56}} \text{ e } \text{Pr}_{56} = \frac{v_{56}}{\alpha_{56}} \quad (3.34)$$

A correlação $10^5 \leq \text{Ra}_{D5} \leq 10^{12}$ admite-se como hipótese quando é um cilindro longo, horizontal e isotérmico.

Ra_{D5}	Numero de Rayleigh, avaliado no diâmetro D_5	[–]
g	Gravidade	[m/s ²]
α_{56}	Difusividade térmica do ar avaliada para T_{56}	[m ² /s]
β	Coefficiente de expansão térmica	[1/K]
Pr_{56}	Numero de Prandtl do ar avaliada para T_{56}	[–]
ν_{56}	Viscosidade cinemática do ar avaliada para T_{56}	[m ² /s]

- Transferência de calor por convecção forçada: Para velocidades de vento > 0.1 m/s, a transferência de calor para o exterior da cobertura é por convecção forçada. Para o cálculo de do número de Nusselt é utilizado à correlação de Zhukauskas para convecção forçada para um cilindro isotérmico [17],[62], mostrada na equação (3.35).

$$NU_{D5} = C \cdot Re_{D5}^m \cdot Pr_6^n \left(\frac{Pr_6}{Pr_5} \right)^{1/4} \quad (3.35)$$

Os parâmetros da equação (3.35) são apresentados na Tabela 3.2

Tabela 3.2. Valores de C , m e n em função do Reynolds.

Re_D	C	m	Condição
1-40	0.75	0.4	$n = 0.37$, Para $Pr \leq 10$
40-1000	0.51	0.5	
1000-200000	0.26	0.6	$n = 0.36$, Para $Pr > 10$
200000-1000000	0.076	0.7	

Fonte [17]

Estas correlações são validas para $0.7 < Pr_6 < 500$ e para $1 < Re_{D5} < 10^6$ avaliadas para a temperatura atmosférica T_6 e o numero de Prandtl Pr_5 é avaliada para a temperatura T_5 .

- Transferência de calor por radiação: São produzidas pela diferença de temperaturas entre a cobertura exterior e o ambiente, calculada pela equação (3.36) [17], [62].

$$q'_{57rad} = \sigma \cdot D_5 \pi \varepsilon_5 (T_5^4 - T_7^4) \quad (3.36)$$

Onde:

ε_5	Emissividade da superfície exterior da cobertura	[–]
T_7	Temperatura do céu equivalente $T_7 = T_6 - 8$	[K]

3.1.6 Processo iterativo para o cálculo da temperatura na saída do concentrador

Determinadas as equações para o cálculo do balanço de transferência de calor no sistema CCP, procede-se a determinar a temperatura na saída do concentrador. O fluxograma mostrado na Figura 3.6 apresenta o algoritmo iterativo de cálculo das temperaturas ao longo do tubo receptor.

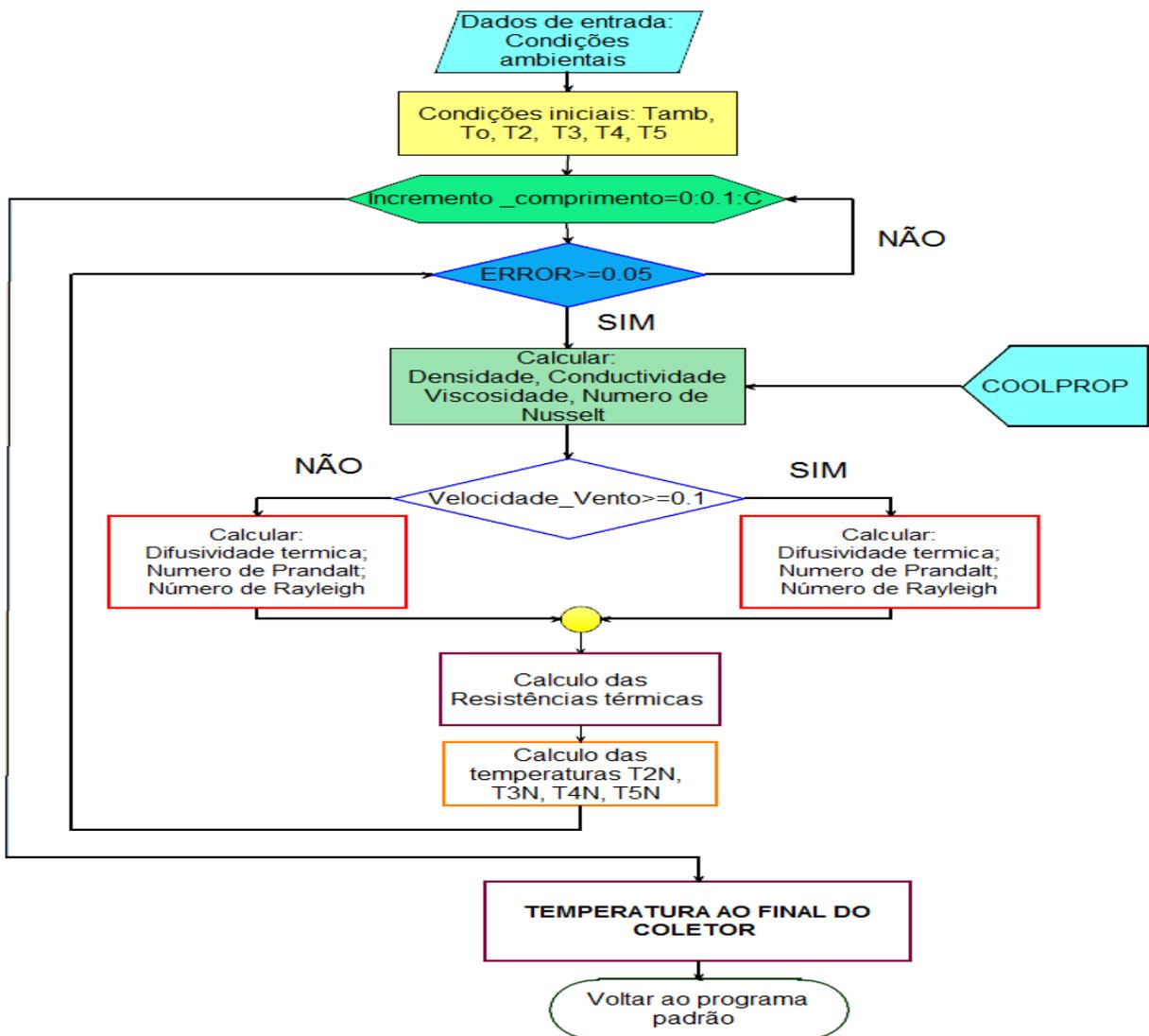


Figura 3.6. Fluxograma do algoritmo iterativo para determinar as temperaturas ao longo do concentrador [autor].

Os passos a seguir para desenvolver o método iterativo foram feitos de acordo com Michael e Gilman [64]. Num principio é determinado o número de seções do comprimento do receptor, fixando as temperaturas iniciais. Para cada seção foi feita o cálculo do balanço de

transferência de calor. As condições iniciais para as temperaturas de entrada no sistema foram calculadas pelas seguintes equações:

$$T_2 = T_1 + 2 \quad (3.37)$$

$$T_3 = T_2 + 5 \quad (3.38)$$

$$T_4 = T_3 - (0.8 \cdot (T_3 - T_{\text{amb}})) \quad (3.39)$$

$$T_5 = T_4 - 2 \quad (3.40)$$

$$T_7 = T_{\text{amb}} - 8 \quad (3.41)$$

As perdas térmicas no fluido de trabalho foram calculadas considerando o aumento das temperaturas ao longo do tubo absorvedor. A partir desse ponto foram calculadas as resistências térmicas, de acordo com [64].

$$R_{34\text{conv}} = \frac{1}{(h_{34} \cdot D_3 \cdot \pi)} \quad (3.42)$$

$$R_{34\text{rad}} = \frac{1}{(\gamma_{34,\text{rad}} \cdot D_3 \cdot \pi)} \quad (3.43)$$

$$\gamma_{34,\text{rad}} = \sigma(T_3^2 - T_4^2) \frac{(T_3 + T_4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_3} + (1 - \varepsilon_4) \frac{D_3}{\varepsilon_4 D_4}\right)} \quad (3.44)$$

$$R_{45\text{cond}} = \frac{\log(D_5/D_4)}{2 \cdot \pi \cdot k_{45}} \quad (3.45)$$

$$R_{56\text{conv}} = \frac{1}{h_{56} \cdot D_5 \cdot \pi} \quad (3.46)$$

$$R_{57\text{rad}} = \frac{(T_5 - T_7)}{\gamma_{57,\text{rad}} \cdot D_5 \cdot \pi} \quad (3.47)$$

$$\gamma_{57,\text{rad}} = \sigma(T_5^2 - T_7^2) \frac{(T_5 + T_7)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_4} + (1 - \varepsilon_4) \frac{D_3}{\varepsilon_4 D_4}\right)} \quad (3.48)$$

O cálculo das temperaturas foi determinado de acordo com o incremento do comprimento do tubo absorvedor. As novas temperaturas foram calculadas utilizando as seguintes equações:

$$T_{2N} = T_1 + \left(\frac{-Q_{23,\text{Cond}}}{\pi \cdot \text{NU}_{D2}}\right) \quad (3.49)$$

$$T_{3N} = T_{2N} + \left(\frac{-Q_{23,\text{Cond}}}{2\pi \cdot k_{23}} * \log\left(\frac{D_3}{D_2}\right)\right) \quad (3.50)$$

$$T_{4N} = T_{3N} - (q_{34,\text{rad}} * R_{34\text{rad}}) \quad (3.51)$$

$$T_{5N} = T_{4N} - q_{45,cond} * R_{45cond} \quad (3.52)$$

O cálculo do erro é iterativo até atingir a convergência em temperaturas T_3 e T_4 com respeito a valores subministrados anteriormente. A convergência é obtida quando o erro calculado a partir da equação (3.53) desce abaixo de uma tolerância de 0.005 [64].

$$err = \sqrt{\left(\frac{T_{4N} - T_4}{T_4}\right)^2 + \left(\frac{T_{3N} - T_3}{T_3}\right)^2} \quad (3.53)$$

Uma vez que as temperaturas foram calculadas, foi possível calcular o acréscimo das temperaturas ao longo do tubo absorvedor e para cada módulo disposto no campo solar. A temperatura na saída do concentrador é calculada pela equação(3.54):

$$T_{col_out} = T_1 + \frac{q_{3SolAbs} + q_{5SolAbs} - q_{56conv} - q_{57rad}}{v_{flux,max} * C_{p1,2}} * L_{col} \quad (3.54)$$

Da equação (3.54) pode-se observar que quanto mais baixa é a velocidade do fluido no interior do tubo absorvedor, maior será a temperatura do fluido na saída do concentrador. Calculadas as temperaturas na entrada T_{agufim} e na saída T_{col_out} do espelho concentrador, a capacidade térmica do fluido $C_{p1,2}$, e definido o fluxo mássico do fluido de transferência de calor (Água) \dot{m}_{htf} . A eficiência do concentrador é calculada pela equação (3.55).

$$\eta_{conc} = \frac{\dot{m}_{htf} * C_{p1,2} * (T_{col_out} - T_{agufim})}{I_b * L_{col} * W_{col}} \quad (3.55)$$

3.1.7 Ciclo Orgânico Rankine - ORC

O ciclo Rankine com vapor de água é o ciclo de potência mais utilizado nas centrais térmicas. Para sistemas de meia e baixa temperatura, a água não é a mais adequada, para isso é conveniente utilizar um Ciclo Rankine Orgânico (ORC), que utiliza um fluido orgânico [21], [65]. O ORC é um ciclo de vapor composto de um evaporador, condensador, trocador de calor e uma bomba responsáveis pela transformação da energia térmica em energia elétrica [21]. Para escolher o fluido de trabalho do ORC é importante definir a arquitetura do ciclo, o tamanho dos componentes, a viabilidade economia, o impacto ambiental, etc. [21]. Os fluidos orgânicos são os mais adequados para o seu uso, pois possuem um ponto de ebulição inferior ao ponto de ebulição da água, assim, podem ser utilizados com fontes de calor de baixa

temperatura [21], [65]. Na Figura 3.7, apresenta o diagrama T-S para a água e outros fluidos de trabalho que podem ser usados nos Ciclo de Rankine Orgânico.

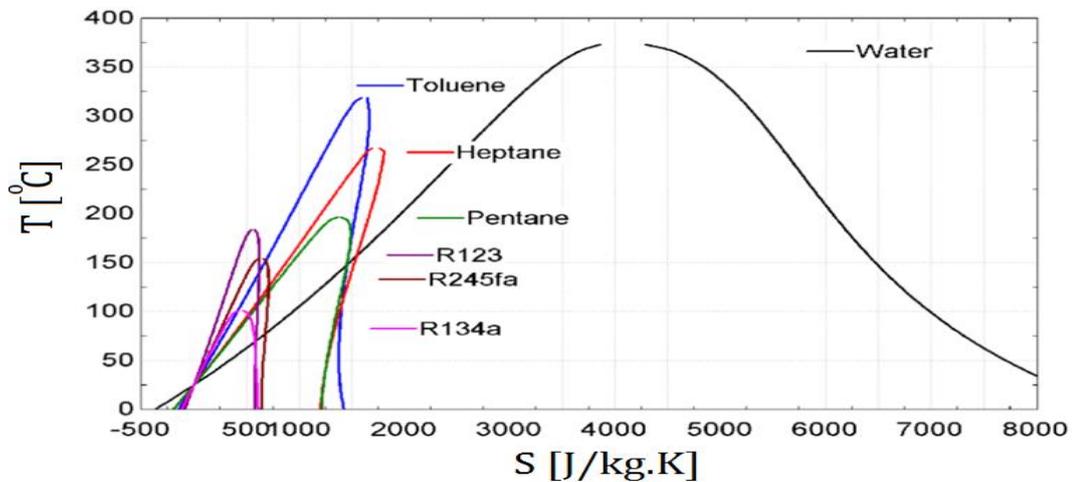


Figura 3.7. Diagrama T-S para diferentes fluidos orgânicos e água [21].

A inclinação da curva de vapor saturado (à direita) é suave para a água, enquanto que a mesma foi muito vertical para fluidos orgânicos. Como consequência o título no final do processo de expansão não é determinante para ciclos ORC, e não é necessário, muitas vezes superaquecer o vapor antes da entrada da turbina. A diferença de entropia entre o líquido saturado e o vapor saturado é muito menor para os fluidos orgânicos, isto também envolve que a entalpia de vaporização é menor [21], [66]. Existem muitas restrições na hora de escolher o fluido orgânico, principalmente em relação as propriedades termodinâmicas, baixo impacto ambiental, alto nível de segurança, disponibilidade e baixo custo. De acordo com Nouman [21] e Quoilin e Lemort [67], é necessário escolher um fluido orgânico com um ponto crítico e calor latente adequado para as temperaturas de trabalho e assim obter um melhor desempenho termodinâmico. Se o fluido é de baixa pressão de condensação é importante escolher um fluido de alta massa específica, já que um fluido de baixa massa específica conduz à necessidade de uma turbina e um condensador de grandes dimensões. Outras propriedades como pressões elevadas, temperatura crítica, ponto de congelamento, calor de vaporização e densidade são apresentadas para diferentes fluidos na Tabela 3.3 [66].

Para o sistema CSP proposto neste trabalho o fluido que percorre pelo interior do tubo absorvedor até chegar ao trocador de calor foi a água e para o ciclo de potência ORC o fluido utilizado foi o R245fa fluido seco.

Tabela 3.3. Propriedades termodinâmicas dos fluidos orgânicos

Fluido	Temperatura crítica [°C]	Pressão crítica [kPa]	Densidade* [kg/m ³]	Calor de vaporização** [kJ/kg]
R134a	101	4059	4.258	217
R245fa	154	3651	5.718	196
R123	183.68	3668	1464	170.6
Tolueno	318.6	4126	862.2	361.3
Iso-butano	134.7	3640	2.44	165.5
n-pentano	196.5	3364	620.8	358

* Densidade a Temperatura Ambiente 25 °C 1atm, ** Calor de vaporização à 1 atm [66].

Na Figura 3.8 é mostrado o fluxograma do algoritmo de cálculo que descreve o método utilizado para calcular o balanço termodinâmico no bloco de potência ORC.

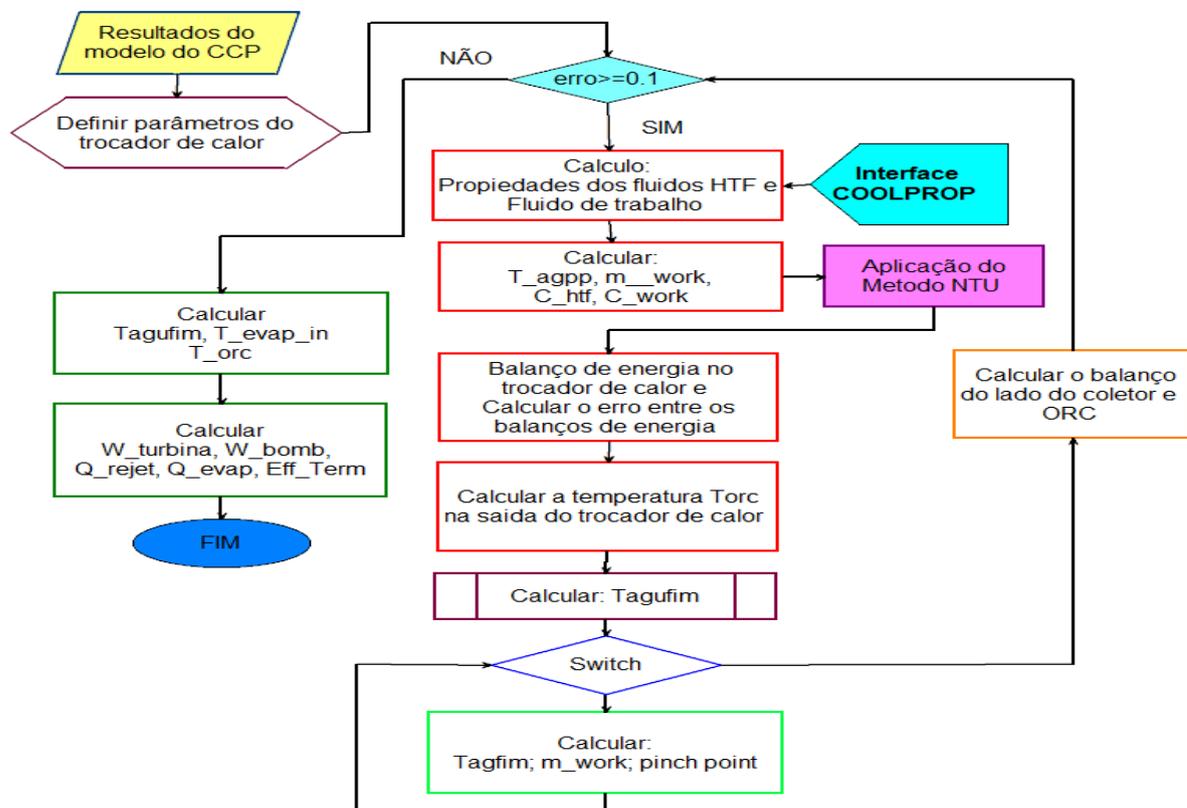


Figura 3.8 Fluxograma do algoritmo iterativo de cálculo no bloco de potência [autor]

Para o algoritmo ORC os dados de entrada são os parâmetros calculados no algoritmo CCP. Nesta metodologia também é utilizada a ferramenta computacional Matlab/Simulink e para avaliar o desempenho termodinâmico do fluido de trabalho, foi utilizada CoolProp [51]. O algoritmo do bloco de potência ORC mostrado na Figura 3.8, permite calcular o balanço termodinâmico do trocador de calor e do condensador, o trabalho realizados pela turbina e a bomba, e finalmente a eficiência elétrica do sistema global CCP-ORC. A seguir descreve-se a modelagem matemática para o ORC.

3.1.8 Modelagem matemática do ciclo Rankine Orgânico ORC

Neste item pretende-se explicar e fundamentar a formulação matemática que descreve o ciclo termodinâmico ORC. No equacionamento do ciclo ORC considerou-se que o sistema opera em regime permanente e desprezaram-se as perdas de carga nos tubos e as perdas de calor para o ambiente no evaporador, no condensador, nas tubulações e na bomba. Na Figura 3.9 é apresentado o diagrama T-S e a configuração do ORC, onde o fluido de trabalho passa por quatro processos principais, a fim de completar um ciclo.

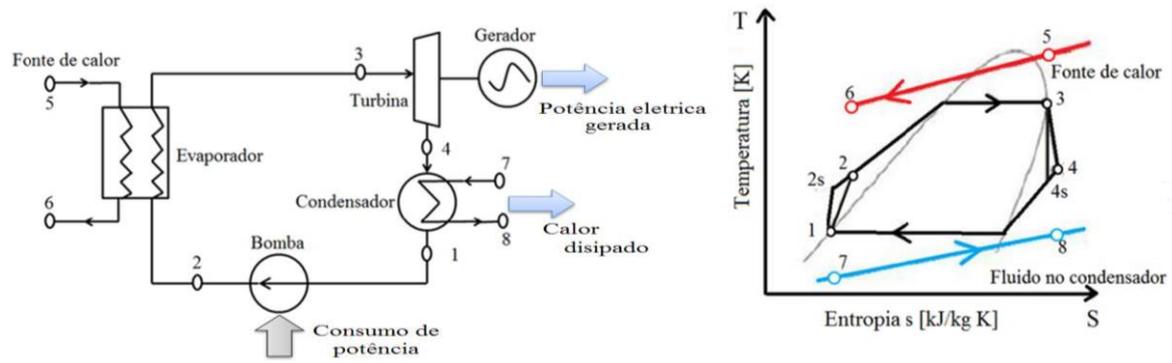


Figura 3.9. Ciclo orgânico Rankine simples e diagrama T-S

A seguir são descritos os quatro processos termodinâmicos do ciclo ORC.

1. Processo de compressão (1-2): O fluido de trabalho deixa o condensador como líquido saturado e em seguida é bombeado (idealmente numa forma adiabática reversível) de uma pressão baixa para uma pressão alta utilizando-se uma bomba. O processo é ideal, mas a eficiência de conversão nunca atinge o 100% [21]. A potência absorvida pela bomba é calculada pela equação (3.56):

$$\dot{W}_{1-2} = \dot{m}_{R245fa} * (h_2 - h_1) \quad (3.56)$$

Onde:

\dot{W}_{1-2}	É o trabalho consumido pela bomba	[W]
\dot{m}_{R245fa}	É a vazão mássica (R245fa)	[Kg/h]
h_1	Entalpia do fluido na entrada da bomba	[kJ/kg]
h_2	Entalpia do fluido na saída da bomba	[kJ/kg]

2. Processo de adição de calor (2-3): Ocorre aquecimento isobárico no evaporador. A evaporação ocorre até atingir o estado de vapor saturado, sendo o calor fornecido ao fluido calculado através da equação (3.57) [21].

$$Q_{2-3} = \dot{m}_{R245fa} * (h_3 - h_2) \quad (3.57)$$

Onde:

Q_{2-3} Refere-se à adição de calor para o fluido de trabalho [W]
 h_3 Refere-se à entalpia do vapor, fora do evaporador. [kJ/kg]

3. Processo de expansão (3-4): O fluido é isentropicamente expandido até uma pressão mais baixa do ciclo, para obter trabalho do eixo (processo 1-2). O trabalho útil produzido pela turbina pode ser estimado pela equação (3.58) [21].

$$\dot{W}_{3-4} = \dot{m}_{R245fa} * (h_3 - h_4) \quad (3.58)$$

Onde:

\dot{W}_{3-4} É o trabalho útil produzido pela turbina [W]
 h_4 É a entalpia do vapor na saída da turbina [kJ/kg]

O desempenho da turbina foi estabelecido em função da eficiência isentrópica do equipamento, a qual é calculada pela equação (3.59) como:

$$\eta_{is,t} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{is}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}} \quad (3.59)$$

Onde $h_{4,s}$ é a entalpia do fluido para uma condição isentrópica na saída da turbina e h_3 é a entalpia do fluido na entrada da turbina [21].

4. Processo de rejeição de calor (4-1): Na saída da turbina o fluido está total ou parcialmente no estado de vapor, sendo necessário rejeitar calor do ciclo através do condensador, para retornar ao estado de líquido saturado e ser novamente comprimido. As pressões de condensação recomendadas neste tipo de ciclo devem ser superiores a 0.1 MPa para evitar infiltrações de ar no sistema [21].

$$Q_{4-1} = \dot{m}_{R245fa} * (h_4 - h_1) \quad (3.60)$$

Onde:

Q_{4-1} É o calor rejeitado no condensador [W]

O rendimento do ciclo é o valor líquido de trabalho útil (o trabalho fornecido pela máquina de expansão menos o trabalho consumido pela bomba) dividido pela quantidade de calor absorvida pelo fluido de trabalho no evaporador, conforme estabelecido pela equação (3.61):

$$\eta_{termica} = \frac{W_{3-4} - W_{1-2}}{Q_{2-3}} \quad (3.61)$$

O trabalho útil fornecido através da troca de calor entre dois fluidos é uma função da diferença de suas temperaturas. De acordo com Ashouri et al., Shu et al. e Tian et al. [68]–[70] o trocador de calor pode ser dividido em três zonas, de acordo com a fase do fluido de trabalho (líquido bifásico e vapor). De acordo com Vaja [55], Shu et al. [69] e Tian et al. [70] para garantir o desempenho do evaporador é necessário verificar se a temperatura do fluido de trabalho não se aproxima da temperatura mínima de 35° no pinch-point ($\Delta T_{pp,min}$).

O pinch-point é a diferença entre a temperatura do fluido de trabalho no estado líquido saturado e a temperatura do fluido de transferência de calor, este parâmetro é importante para estudar o desempenho no trocador de calor. [70]. De acordo com Quoilin [18] um pinch-point pequeno corresponde a uma alta dificuldade de transferência de calor, demandando, para tal, uma área de transferência maior, significando trocadores maiores e mais caros. A diminuição do pinch-point leva a pressões de evaporação mais altas e, por conseguinte, uma eficiência de recuperação de calor do ciclo mais baixa. Para este modelo matemático proposto o pinch-point entre o fluido orgânico e a água quente, está na faixa de 3 °C e 10 °C. Na

Figura 3.10 é apresentado o perfil de temperatura no trocador de calor, onde o fluido de transferência de calor é a água e o fluido de trabalho é o R245fa.

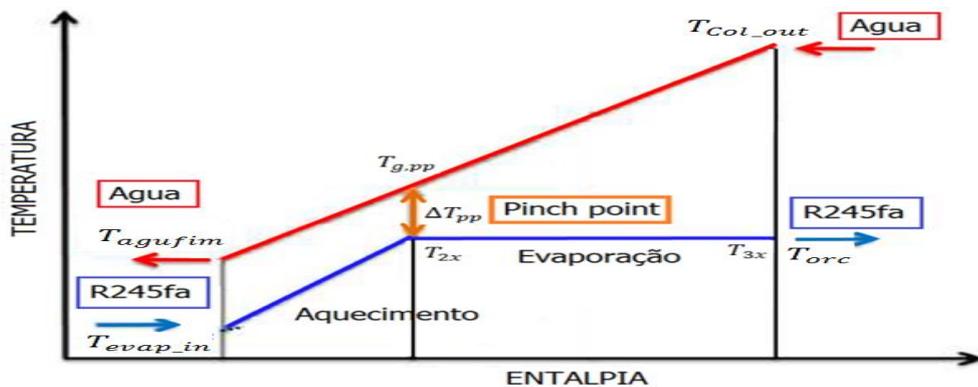


Figura 3.10 Perfil de temperatura no evaporador.

Para calcular a vazão mássica para o fluido de trabalho, é necessário fazer um balanço de energia a montante do pinch-point (entre **2x** e **3x**), até completar a vaporização saturada, $T_{gpp} = T_{2x} + \Delta T_{pp}$ [71]. A vazão mássica do fluido de trabalho foi calculada pela equação (3.62):

$$\dot{m}_{R245fa} = \frac{\dot{m}_{htf} \cdot C_{htf} \cdot (T_{Con_out} - T_{gpp})}{h_3 - h_{2x}} \quad (3.62)$$

Sendo \dot{m}_{R245fa} a vazão mássica do fluido de trabalho em kg/s , \dot{m}_{htf} o vazão mássica do fluido de transferência de calor em kg/s ; T_{Con_out} é a temperatura da água na entrada do trocador de calor [K]; T_{gpp} é a temperatura no pinch-point e C_{htf} é o calor específico a pressão constante do fluido de transferência de calor. Da Figura 3.10 é possível realizar um segundo balanço que permite calcular a temperatura do fluido de transferência de calor à saída do evaporador T_{agufim} , que é calculada pela equação (3.63):

$$T_{agufim} = T_{g,pp} - \dot{m}_{R245fa} \frac{h_{2x} - h_2}{\dot{m}_{htf} \cdot C_{htf}} \quad (3.63)$$

Se a temperatura calculada acima for inferior à temperatura mínima permitida para o fluido de transferência de calor, será necessário reduzir a vazão mássica do fluido de trabalho até que se atinja a condição. [71]. Calculados os parâmetros acima, a temperatura na entrada do evaporador do lado do ORC T_{evap_in} foi calculada pela equação (3.64):

$$T_{evap_in} = T_{Col_out} - \dot{m}_{orc} \frac{h_3 - h_{2x}}{\dot{m}_{htf} \cdot C_{htf}} \quad (3.64)$$

Para cálculos mais exatos, foi necessária a modelação matemática do comportamento do trocador de calor de placas planas corrugadas. Na

Figura 3.11, é mostrado o trocador de calor com as direções dos fluxos.

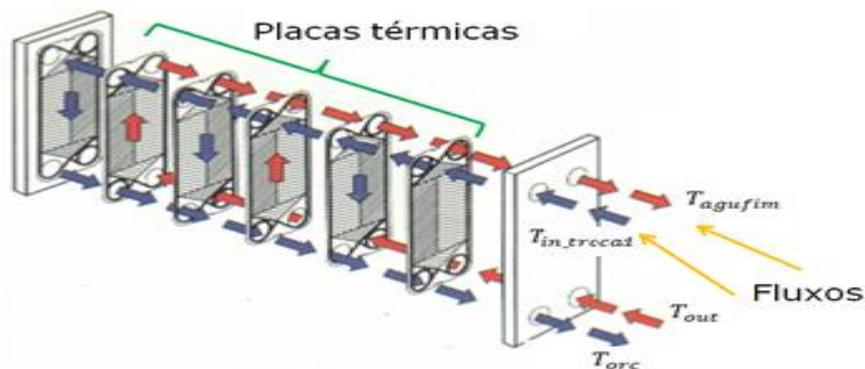


Figura 3.11. Fluxos num trocador de calor de placas.

Para elaborar o balanço térmico no interior do trocador de calor de placas planas, foram determinados os parâmetros geométricos (*mostrados no item de resultados*). O procedimento de projeto está apresentado a seguir, onde a temperatura T_{out} deve diminuir até a temperatura T_{agufim} e a temperatura $T_{in,trocat}$ deve aumentar até a temperatura T_{orc} . O calor absorvido no trocador de calor sensível é calculado pela equação (3.65).

$$Q_{htf} = \dot{m}_{htf} \cdot C_{p,htf} (T_{Col_out} - T_{agu_in}) \quad (3.65)$$

A variação de temperatura de cada fluido no trocador é inversamente proporcional à sua capacidade térmica devido à igualdade entre as potências. A máxima quantidade de calor transferida está definida como o produto da menor capacidade térmica do fluido pela diferença entre as temperaturas de entrada dos dois fluidos [71].

Para elaborar o balanço do trocador de calor foi utilizado o método de efetividade - NTU, onde o trocador é dividido em duas secções (aquecedor e evaporador) de acordo com [72], [73]-[74].

➤ **Secção do aquecedor:** Este processo de cálculo iniciou-se com a definição das taxas de capacidade calorífica está calculada pela equação (3.66):

$$\begin{cases} C_{htf} = \dot{m}_{htf} C_{agua,htf} \\ C_{CRO} = \dot{m}_{CRO} C_{R245fa,CRO} \end{cases} \quad (3.66)$$

Onde “htf” representa o fluido de transferência de calor e “ORC” representa o fluido de trabalho. Definida qual é a maior e menor capacidade calorífica é determinada a razão entre as taxas de capacidade calorífica, equação (3.67):

$$C_R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.67)$$

Para calcular a taxa de transmissão de calor num trocador de calor no processo de aquecimento do liquido é calculada utilizando a capacidade calorífica mínima entre C_{htf} e C_{CRO} , equação (3.68)

$$Q_{max} = (\dot{m} \cdot C_p)_{min} (T_{g,pp} - T_{evap_in}) \quad (3.68)$$

A taxa de transmissão de calor máxima no trocador de calor no processo de aquecimento do liquido é calculada pela equação (3.69):

$$Q_{evap} = C_{htf} * (T_{2x} - T_{evap_in}) \quad (3.69)$$

A eficiência do trocador é calculada pela equação (3.70):

$$Eff_{trocad} = \frac{Q_{evap}}{Q_{max}} \quad (3.70)$$

Além do balanço de energia e massa, o desempenho dos trocadores de calor foram modelados pelo método de número de unidades de transferência “NTU”. [73].

$$NTU_{aqueced} = \frac{1}{C_R - 1} \ln \left(\frac{Eff_{trocad} - 1}{C_R * Eff_{trocad} - 1} \right) \quad (3.71)$$

O produto do coeficiente global de transferência de calor no aquecedor é calculada pela equação (3.72).

$$UA_{aqueced_{aqueced}} = NTU_{aqueced} * C_{min} \quad (3.72)$$

➤ **Secção do evaporador:** A razão entre as taxas de capacidade calorífica para um processo de evaporação é dada para $C_R = 0$. A taxa máxima de transmissão de calor num trocador de calor no processo de evaporação é calculada pela equação (3.73):

$$Q_{max} = \dot{m}_{htf} C_{agua,htf} (T_{g,pp} - T_{evap_in}) \quad (3.73)$$

A relação do número unidades de transmissão de calor (NTU) do trocador de calor para o escoamento contracorrente para um processo de evaporação é calculada pela equação (3.74):

$$NTU_{evap} = -\ln(1 - Eff_{trocad}) \quad (3.74)$$

O produto do coeficiente global de transferência de calor no evaporador é calculado pela equação (3.75):

$$UA_{evap_{evap}} = NTU_{evap} * C_{agua,htf} \quad (3.75)$$

O coeficiente global de transferência de calor é calculado pela equação (3.76):

$$U_{global} = \frac{(UA_{evap_{evap}} + UA_{aqueced_{aqueced}})}{A_{dispo_trocador}} \quad (3.76)$$

Onde $A_{dispo_trocador}$ é a área disponível do trocador de calor. O balance térmico global no trocador de calor é calculado pela equação (3.77):

$$Q_{trocad} = U_{global} * A_{dispo_trocador} * F_t * \overline{\Delta T_m} \quad (3.77)$$

Onde F_t é o fator de correção para ΔT_m num trocador de calor de placas depende do fluido. A temperatura média logarítmica $\overline{\Delta T_m}$ para um trocador de calor de placas planas está determinado pela equação (3.78):

$$\overline{\Delta T_m} = \frac{(T_{Col_out} - T_{orc}) - (T_{agufim} - T_{evap_in})}{\left(\ln \frac{(T_{Col_out} - T_{orc})}{(T_{agufim} - T_{evap_in})} \right)} \quad (3.78)$$

3.1.9 Validação do modelo Matemático do sistema concentrador cilíndrico parabólico CCP

A tabela 3.4 mostra a comparação dos resultados dados pelo modelo matemático NEST e a literatura especializada. Existem dois tipos de erros quando os resultados obtidos são comparados com os reais. Primeiro são apresentados os erros numéricos que estão afetados pela falta de parâmetros como fatores de geométricos, fatores óticos, tipos de materiais utilizados na tecnologia, etc. Segundo é devido às equações utilizadas que apresentam uma aproximação do comportamento do sistema.

O modelo matemático desenvolvido permitiu determinar o desempenho do CCP-ORC. Para elaborar a validação matemática foi dividido o modelo em duas partes. A primeira parte é apresentada a validação do modelo CCP, que foi comparado com o modelo realizado por Ahmad Khaled [75]. Para isso foram utilizados os mesmos parâmetros geométricos do sistema de [75], mostrados na Tabela 3.4.

Tabela 3.4. Parâmetros utilizados no modelo matemático CCP

Parâmetros	Valor	Unidades
Ângulo de borda	60	[°]
Distância focal	780	[mm]
Espelho concentrador		
Comprimento	5090,0	[mm]
Largura	1800	[mm]
Altura	260	[mm]
Refletância	0,85	[-]
Numero de concentradores	14	[-]
Tubo absorvedor		
Material	Aço inoxidável	[-]
Diâmetro externo	38	[mm]
Espessura da parede	1,25	[mm]
Absorvência solar	0,94	[-]
Cobertura de vidro		
Diâmetro externo	65	[mm]
Espessura da parede	2,20	[mm]
Transmitância	0,92	[-]

Parâmetros como temperatura ambiente, velocidade do vento, irradiação solar, temperatura da água na entrada do concentrador e fluxo volumétrico forma as condições iniciais do modelo matemático. Na Tabela 3.5 são apresentados os resultados e comparados com Ahmad Khaled [75].

Tabela 3.5 Validação do modelo matemático CCP

#	T_{amb}	V_{vento}	I_b	\dot{m}_{htf}	T_{col_in}	Modelo	Modelo	Modelo	Modelo	Desvio
						[75]	NEST	[75]	NEST	
	[°C]	[m/s]	[W/m ²]	[m ³ /h]	[°C]	T_{col_out}	T_{col_out}	ΔT	ΔT_{NEST}	
1	40,33	3	984,21	3,77	57,18	67,27	66,55	10,09	9,37	1,1%
2	39,22	1,93	983,89	3,77	60,23	69,8	69,61	9,57	9,38	0,3%
3	38,76	2,07	983,74	3,77	67,15	76,11	76,54	8,96	9,39	0,6%
4	39,3	0,78	983,71	3,77	69,75	78,52	79,15	8,77	9,4	0,8%
5	39,22	2,1	984,6	3,77	70,98	79,28	80,38	8,3	9,4	1,4%
6	38,89	1,13	986,05	3,77	75,91	83,64	85,32	7,73	9,41	2,0%
7	39,22	0,37	985,9	3,77	76,48	84,25	85,89	7,77	9,41	1,9%
8	38,7	1,54	988,03	3,77	79,04	86,46	88,46	7,42	9,42	2,3%
9	39,37	0,69	990,09	3,77	84,26	91,3	93,69	7,04	9,43	2,6%
10	39,22	1,99	991,37	3,77	84,61	91,38	94,04	6,77	9,43	2,9%
11	38,47	2,8	989,99	3,77	88,16	94,45	97,6	6,29	9,44	3,3%
12	37,94	2,05	989,8	3,77	88,48	94,66	97,92	6,18	9,44	3,4%
13	38,81	1,57	990,06	3,77	91,97	97,77	101,42	5,8	9,45	3,7%
14	37,43	1,11	989,93	3,77	97,77	102,46	107,23	4,69	9,46	4,7%
15	37,35	1,91	989,7	3,77	98,2	102,56	107,67	4,36	9,47	5,0%

As simulações apresentaram um pequeno desvio com os valores calculados pelo trabalho de Ahmad Khaled [75]. As equações utilizadas pelo modelo matemático para determinar as temperaturas de saída do concentrador, apresentaram concordância com os resultados apresentados pelo modelo proposto por Ahmad Khaled [75]. Existem outros parâmetros que tem influência no modelo, mas são desconhecidos para este modelo matemático e altera os resultados finais.

3.1.10 Validação do modelo matemático do sistema ORC

Para realizar a validação do modelo matemático do sistema ORC, foi utilizado o trabalho Muhammad [76]. O trabalho de [76], apresenta uma pesquisa experimental de um sistema de ciclo orgânico Rankine de pequena escala 1 kWe. Devido que o modelo matemático proposto por [76] não apresenta todos os parâmetros de projeto, foram assumidos parâmetros de projeto do ciclo ORC para o modelo NEST, que são mostrados na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 Validação do modelo matemático CCP

Parâmetros de projeto	Valor
Pinch point	8,0
Área do trocador de calor [m^2]	6,5
Potência de saída de 1000 [W]	
Relação de pressão	10,69
Fluxo mássico da água [kg/s]	0,59
Fluxo mássico do R245fa [kg/s]	0,0483
Potência de saída de 600 [W]	
Relação de pressão	9,5
Fluxo mássico da água [kg/s]	0,56
Fluxo mássico do R245fa [kg/s]	0,0343

Na Tabela 3.7 apresenta a comparação dos resultados do modelo NEST e o modelo de Muhammad [76].

Tabela 3.7 Porcentagem de erros dos modelos NEST comparado com o modelo [35]

Potência de saída de 1000 [W]				
Símbolo	Unidades	Modelo [76]	Modelo NEST	Erro
T_{col_out}	[°C]	135,4	135,4	0 %
T_{orc}	[°C]	132,6	125,5	5,35%
$W_{turbina}$	[W]	1001,4	1005,1	0,37 %
W_{bomb}	[W]	133,4	117,9	11,61 %
η_{global}	[-]	5,75	6,49	12,8 %
Potência de saída de 900 [W]				
Símbolo	Unidades	Modelo [76]	Modelo NEST	Erro
T_{col_out}	[°C]	132,2	135,4	0%
T_{orc}	[°C]	126,2	119,82	5,05%
$W_{turbina}$	[W]	902,7	894,3	0,97%
W_{bomb}	[W]	96,91	90,61	5,71%
η_{global}	[-]	5,59	6,15	10,01%
Potência de saída de 600 [W]				
Símbolo	Unidades	Modelo [35]	Modelo NEST	Erro
T_{col_out}	[°C]	108,8	108,8	0 %
T_{orc}	[°C]	101,1	98,9	2,2%
$W_{turbina}$	[W]	600	608,5	1,4 %
W_{bomb}	[W]	70,78	61	13,8 %

3.1.11 Resultados do sistema CCP-ORC

Nesta secção apresentam-se os resultados das simulações obtidos pelo modelo CCP/ORC, desenvolvido neste capítulo 3. Para isso são definidos os parâmetros geométricos, opto-

geométricos e condições ambientais de entrada como velocidade do vento, temperatura ambiente e irradiação solar, apresentados na tabela 3.8.

A partir das simulações iniciais de calibração e validação do modelo matemático, foi definido a faixa de irradiação solar de trabalho entre [400-1000 W/m²] e temperatura ambiente de 20 - 30 °C.

Tabela 3.8 Parâmetros de projeto do sistema CSP-ORC solar

Parâmetros geométricos		Valor	Unidade
L_{col}	Comprimento do espelho concentrador	24	[m]
W_{col}	Largura do concentrador	2,6	[m]
f_{focal}	Distância focal	1,8	[m]
ϕ_{borde}	Ângulo de borde	1,3963	[rad]
D_2	Diâmetro interno do receptor	0,025	[m]
D_3	Diâmetro externo do receptor	0,034	[m]
D_4	Diâmetro interno da cobertura de vidro	0,046	[m]
D_5	Diâmetro externo da cobertura de vidro	0,05	[m]
Propriedades dos materiais		Valor	Unidade
ρ_c	Refletância do concentrador	0,94	[-]
τ_{env}	Transmissividade da cobertura de vidro	0,96	[-]
α_{env}	Absortividade da cobertura de vidro	0,04	[-]
α_{Rev}	Absortividade do receptor	0,96	[-]
Parâmetros óticos		Valor	Unidade
F_{degrad}	Fator de degradação	0,88	[-]
γ_{int}	Fator de interceptação	0,954	[-]
E_{geom}	Erro de geometria	0,98	[-]
E_{rastre}	Erro de rastreamento solar	0,974	[-]
Outros parâmetros		Valor	Unidade
T_{amb}	Temperatura ambiente	[22-30]	[°C]
I_b	Irradiação solar direta normal	[400-1000]	[W/m ²]
N_c	Numero de concentradores	3	[-]

Os parâmetros de projeto da tabela 3.8 são utilizados como entradas fixas ao algoritmo de calculo, a fim de simular o comportamento do sistema CCP/ORC que vai ser utilizado no sistema híbrido Solar/Biomassa como fonte alternativa de geração. A Figura 3.12 apresenta a curva da eficiência do sistema CCP, onde se pode observar que devido ao aumento da temperatura do fluido de transferência de calor (água), há uma diminuição da eficiência do concentrador, isso ocorre porque as perdas de calor aumentam com o aumento da temperatura no receptor.

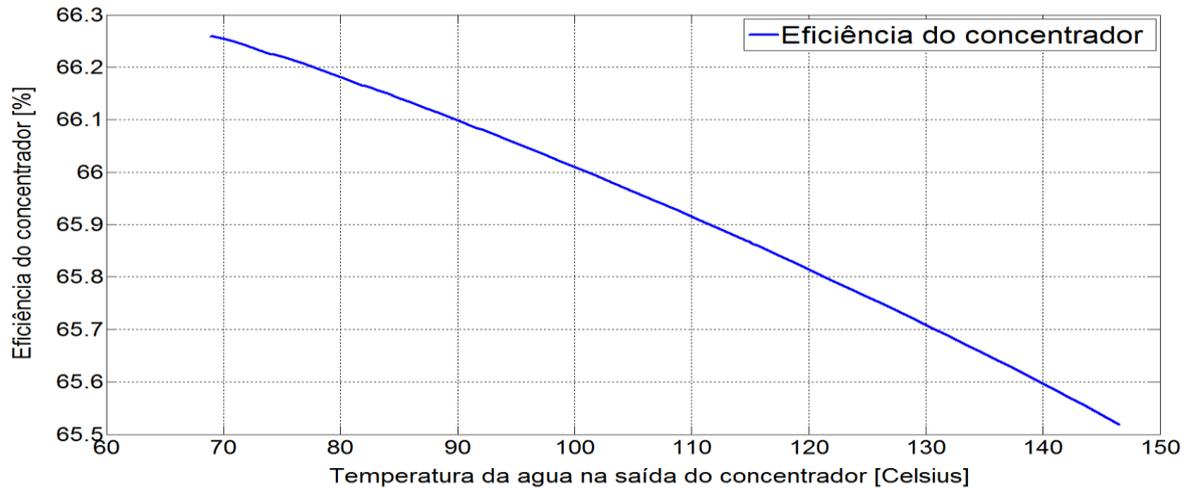


Figura 3.12 Comportamento da eficiência do concentrador [autor]

A Figura 3.13 descreve o comportamento da temperatura na saída do concentrador do fluido de transferência de calor (Água) e da temperatura na saída do evaporador do fluido de trabalho R245fa.

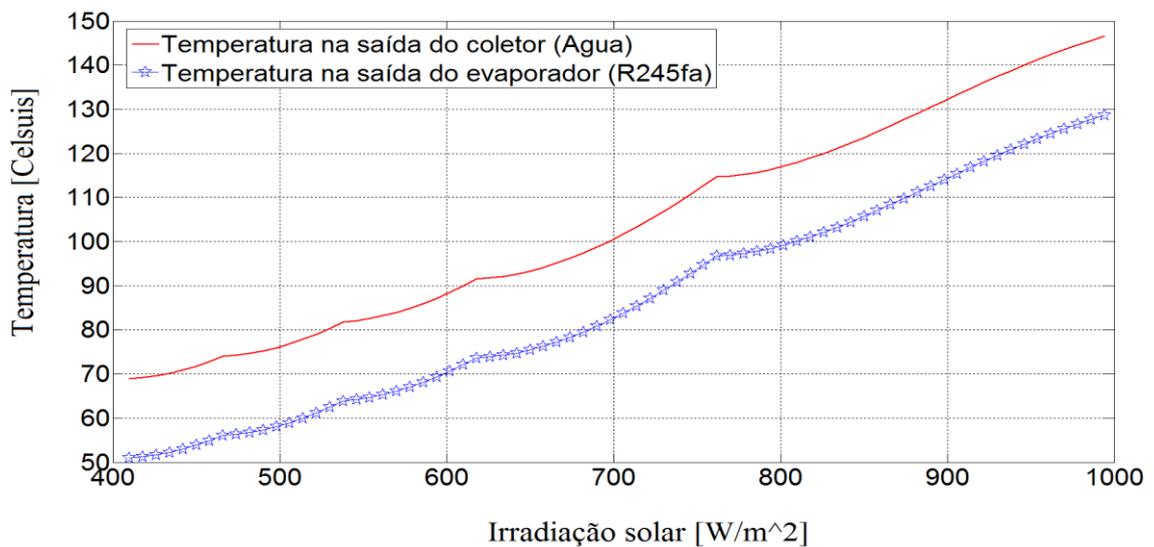


Figura 3.13 Comportamento das temperaturas em função da irradiação solar [autor]

Na Figura 3.14 é apresentada a geração de potência elétrica da turbina e a potência elétrica consumida pela bomba. Parâmetros importantes para realizar a integração do sistema CCP-ORC ao sistema de acumulação hidráulica.

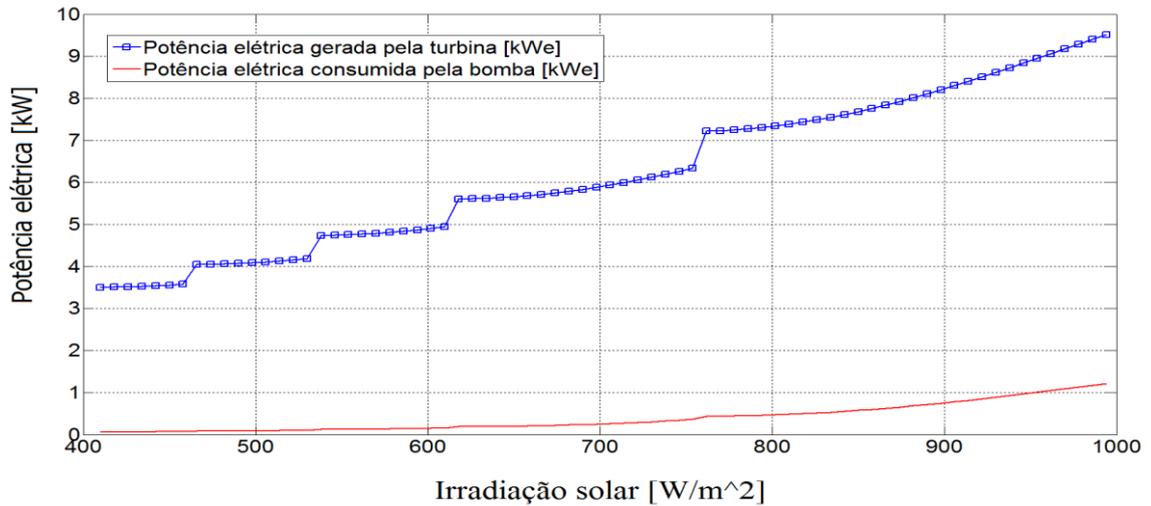


Figura 3.14 Potência elétrica e gerada pela turbina e bomba [autor]

Na

Figura 3.15 é apresentado as eficiências do sistema CCP, do sistema ORC e a eficiência global do sistema CCP-ORC.

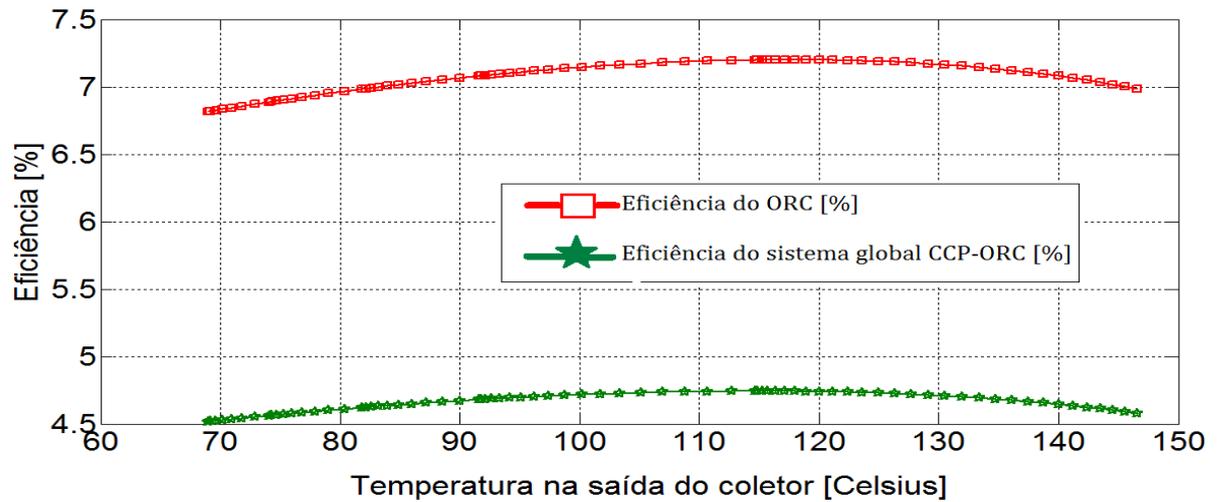


Figura 3.15 Comportamento das eficiências no sistema CCP-ORC [autor]

Para elaborar a integração do sistema CCP-ORC foi necessário transformar o código matemático feito em Matlab em livrarias compatíveis com Simulink. Na Figura 3.16 é mostrado o modelo matemático desenvolvido do sistema CCP-ORC em blocos de Simulink.

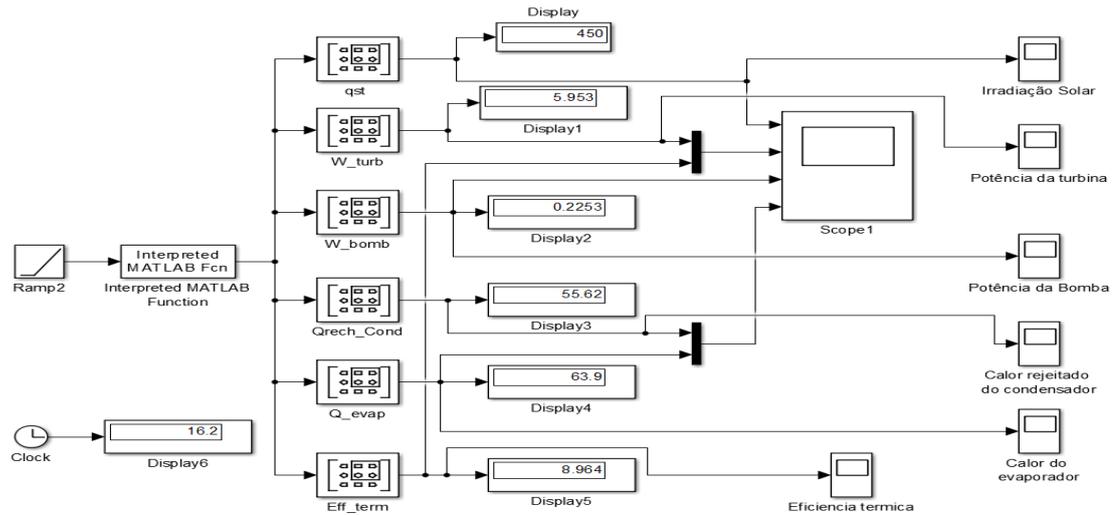


Figura 3.16 Diagrama do sistema CSP/ORC feito em Matlab/Simulink [autor]

3.2 Motor de combustão interna

Nestá seção foi apresentado o modelo do motor de combustão interna utilizado para movimentar uma bomba hidráulica, alimentado exclusivamente com gás de síntese produto da gasificação da biomassa. A estrutura do modelo da instalação gasificação/Motor de combustão interna é mostrada na Figura 3.17.

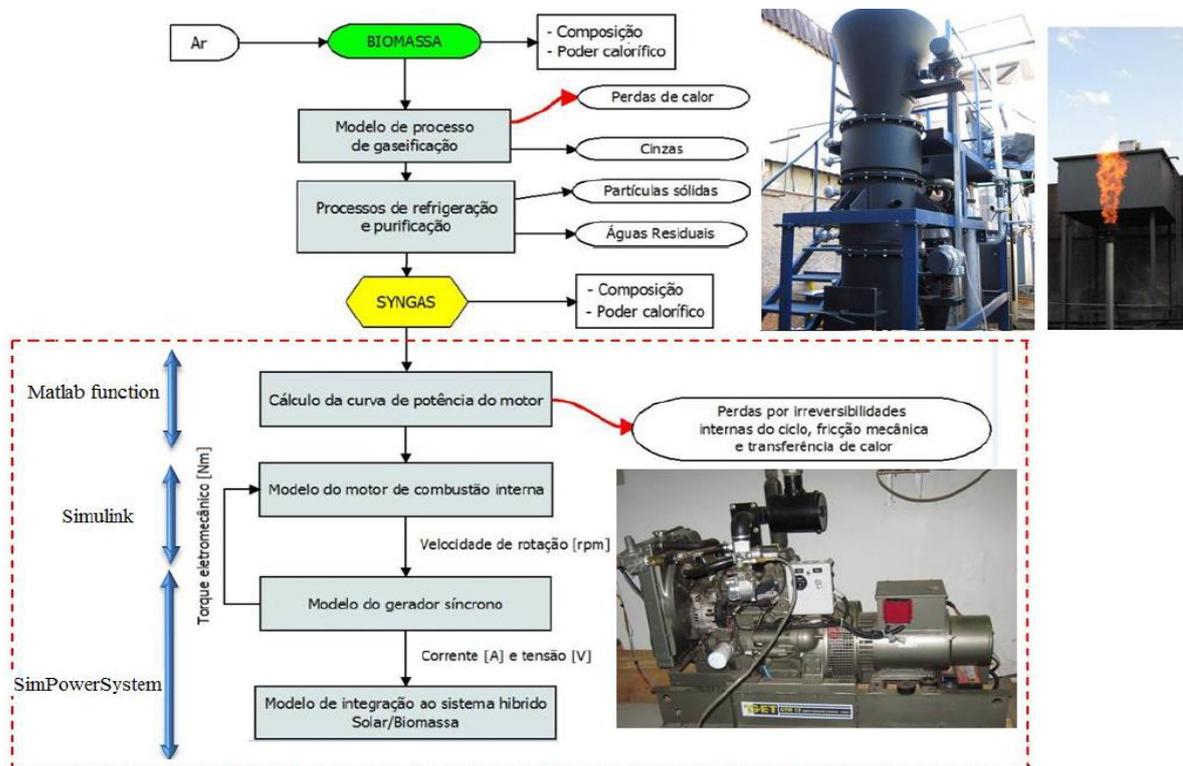


Figura 3.17 Esquema geral do modelo Gaseificação/MCI baseado em Depoorter [77].

3.2.1 Sistema de gaseificação da biomassa

O gaseificador utilizado neste trabalho é o gaseificador de leito fixo tipo co-corrente com duplo estágio de fornecimento de ar, fabricado pela TERMOQUIP ENERGIA ALTERNATIVA LTDA, o qual está instalado nos laboratórios do NEST/UNIFEI. As características nominais do gaseificador utilizado neste trabalho são apresentadas na Tabela 3.9.

Tabela 3.9. Parâmetros técnicos do gaseificador de biomassa

Parâmetros	Valor	Unidade
Potência térmica	50	[kWt]
Potência de geração de energia elétrica	10	[kWe]
Consumo de biomassa (Base seca)	10	[kg/h]
Consumo de biomassa (Base húmida)	12	[kg/h]
Granulometria da biomassa	2-6	[cm]
Fator de ar	0.35	[-]

Na Figura 3.18 é mostrado o gaseificador que foi instalado no laboratório híbrido Solar/Biomassa e a biomassa que é utilizada no processo de gaseificação (lenha de eucalipto).



Figura 3.18 Gaseificador de leito fixo tipo co-corrente com duplo estágio de fornecimento ar [22].

Para realizar o processo de gaseificação é fornecida a biomassa pela parte superior do reator e o ar é injetado pela parte superior ou pelos lados. O gás é levado à parte inferior do

gaseificador e se movimenta na mesma direção do combustível. Os produtos líquidos e gasosos formados na pirólise passam pela zona de alta temperatura, onde o alcatrão é convertido por craqueamento térmico, obtendo-se gases com baixo teor de alcatrão. Na zona de oxidação pode-se ter um estreitamento que força a passagem dos produtos da pirólise para uma região de alta temperatura [4]. O gás sai do fundo do reator e é armazenado num gasômetro, que amortece as exigências súbitas na demanda do gás e garante o fornecimento contínuo para o motor de combustão interna.

A biomassa usada para o processo de gaseificação é a lenha de eucalipto, a qual apresenta certas heterogeneidades na sua dimensão, sendo que os pedaços de madeira têm uma dimensão inferior a 6 cm tanto em diâmetro como em altura [4]. A determinação da análise imediata (teor de cinzas, matéria volátil e de carbono fixo) e da análise elementar (teor de carbono, hidrogênio, nitrogênio, oxigênio e enxofre) como também a medição do poder calorífico, foi realizado pelo Laboratório de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará. As características da biomassa usada para a gaseificação são apresentadas na Tabela 3.10.

Tabela 3.10 Dados experimentais da caracterização da biomassa de eucalipto (base seca).

Análise imediata	
Parâmetros	Valor
Análise aproximada (wt %)	
Teor de cinzas	1,34
Matéria volátil	83,01
Carbono fixo	15,66
Análise elementar	
Parâmetros	Valor
Análise elementar (wt %)	
Carbono	46,78
Nitrogênio	0,324
Hidrogênio	5,92
Enxofre	0,09
Oxigênio	45,55
Umidade (%)	12,23
Poder calorífico inferior (PCI) [kJ/kg]	18.058,36

Fonte [4]

A Tabela 3.11 são apresentados os valores experimentais da concentração do gás na saída do gaseificador utilizando eucalipto, que foram obtidos por no laboratório do NEST.

Tabela 3.11 Valores experimentais das concentrações do gás de Martinez [3]

Fator de ar	CO (%)	CH ₄ (%)	H ₂ (%)
0,34	16,98	1,88	16,25
0,36	16,66	1,98	14,84
0,38	15,66	1,76	14,54
0,40	14,75	1,50	13,81

O motor utilizado para o modelo é um motor diesel (YANMAR BTD 22) do laboratório do NEST, o qual foi modificado adicionando um sistema de acendimento por centelha com objetivo de utilizar combustíveis alternativos (gás de síntese). A Tabela 3.12 mostra as características geométricas do motor de combustão interna utilizado.

Tabela 3.12 Parâmetros geométricos do motor YANMAR BTD 22.

Descrição	Valor
Diâmetro do cilindro (m)	0,09
Curso do pistão (m)	0,09
Relação de compressão	12,5:1
Número de cilindros	2
Velocidade [rpm]	1800

Para a simulação do comportamento do motor de combustão interna, foi determinada a curva de potência a través do modelo matemático desenvolvido por Ferguson (1986), e o qual foi adaptado por Centeno [5] para trabalhar com gás de síntese. Após determinar a curva de potência, tem se desenvolvido um modelo em Matlab/Simulink que permite simular o comportamento dinâmico do motor.

3.2.2 Curva de potência do motor

Para gerar a curva foi calculada a potência fornecida ao eixo para varias velocidades de rotação de operação do motor, através do algoritmo de cálculo desenvolvido por Centeno [5] em Matlab. A Figura 3.19 apresenta a variação da potência mecânica em relação à velocidade de rotação do motor, onde é possível observar que a relação que existe entre a potência e a velocidade de rotação do motor é diretamente proporcional.

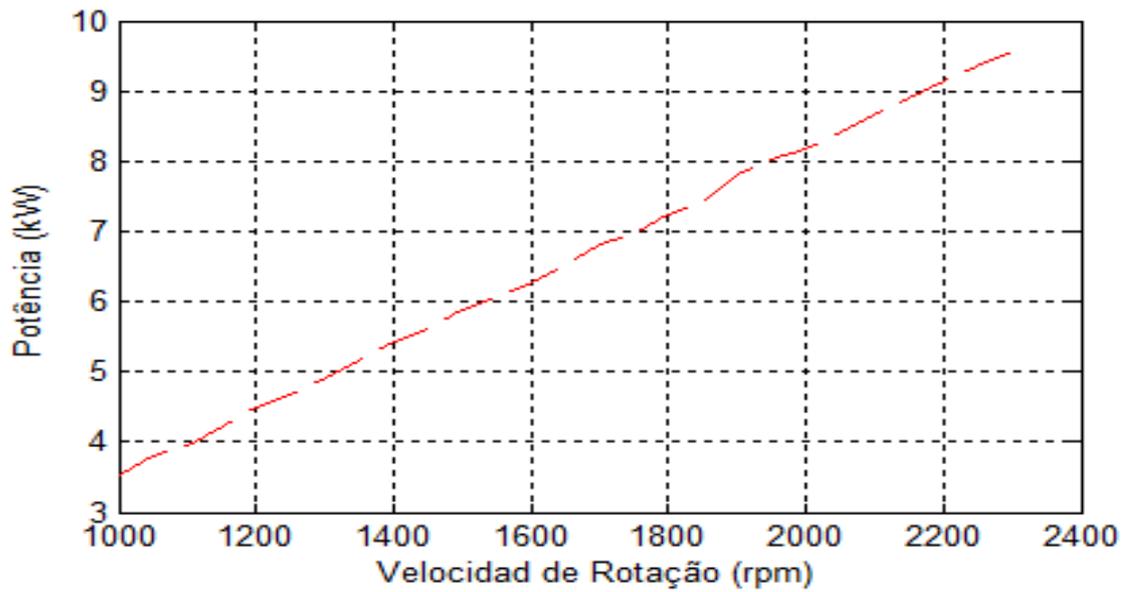


Figura 3.19. Variação da potência com relação à rotação do motor [autor]

A partir de uma interpolação polinomial é possível determinar uma função que descreve o comportamento da Figura 3.19. A equação que relaciona a potência mecânica e a velocidade de rotação do motor está dada pelo polinômio P_m .

$$P_m = -617.97 + 3.71N + 5.54 * 10^{-4}N^2 - 1.04 * 10^{-7}N^3 \quad (3.79)$$

Sendo, P_m a potência no eixo em W e N a velocidade de rotação do motor em rpm. Este comportamento é condicionado para o gás de biomassa utilizado como combustível no motor.

3.2.3 Simulação dinâmica do motor

O comportamento dinâmico do motor de combustão interna é descrito conforme o diagrama de blocos da

Figura 3.20. O qual está composto por dois sub-sistemas: o motor propriamente dito e o regulador de velocidade, que permite que a velocidade se mantenha no valor de operação, definido pela aplicação do motor.

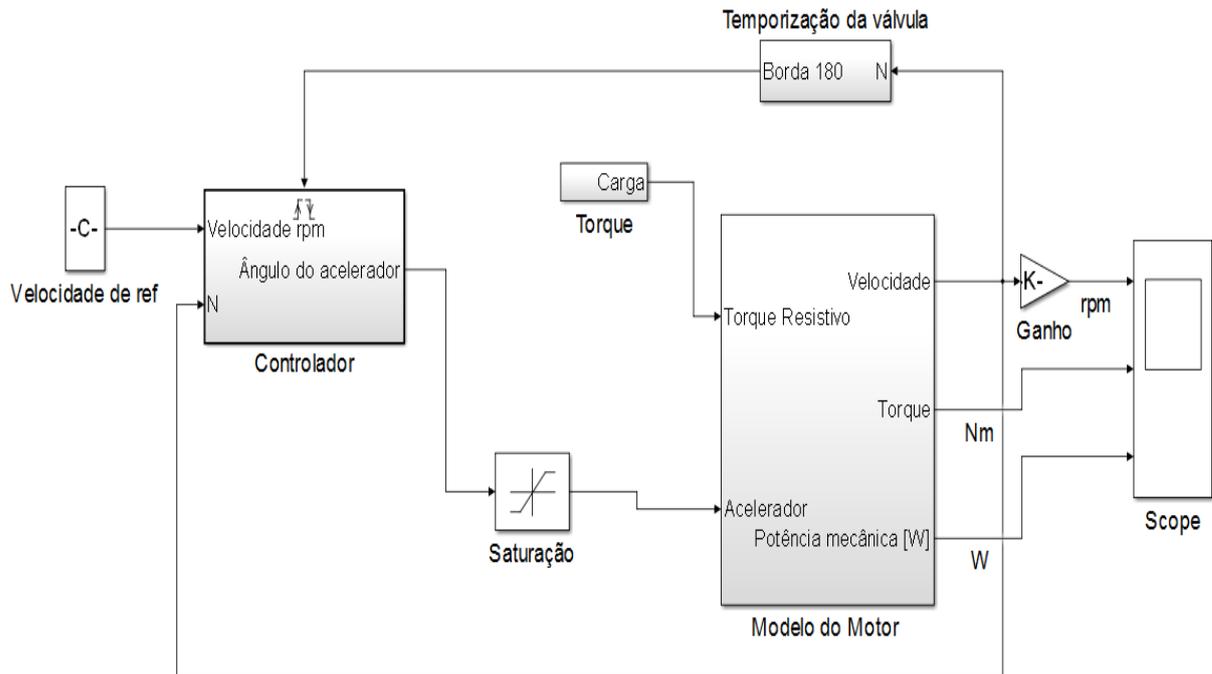


Figura 3.20. Modelo do motor de combustão interna

➤ Modelo do motor de combustão interna MCI

Observa-se na

Figura 3.20 que o bloco do modelo do motor tem dois sinais de entrada, as quais consistem no torque resistivo aplicado ao eixo do motor pela bomba hidráulica e ao sinal de abertura da válvula de admissão, que permite modular a potência fornecida pelo motor. O modelo do motor é descrito de acordo com o diagrama de blocos da Figura 3.21, onde o bloco "Power" é implementada a função da potência fornecida no eixo do motor.

A partir desta função foi possível determinar a potência máxima que pode ser fornecida pelo motor em função da velocidade de rotação. Durante a simulação, para um determinado valor de velocidade de rotação e abertura da válvula de admissão, o valor do torque gerado foi calculado pela equação (3.80):

$$\tau_e = \frac{60}{2\pi N} P_m * Th \quad (3.80)$$

Sendo Th o ângulo de abertura da válvula de admissão, a qual controla o torque fornecido e a velocidade rotação do motor. Este valor varia entre 0 e 90°, quando seu valor é 0 a válvula de admissão está totalmente fechada e quando é 90° significa que está aberta.

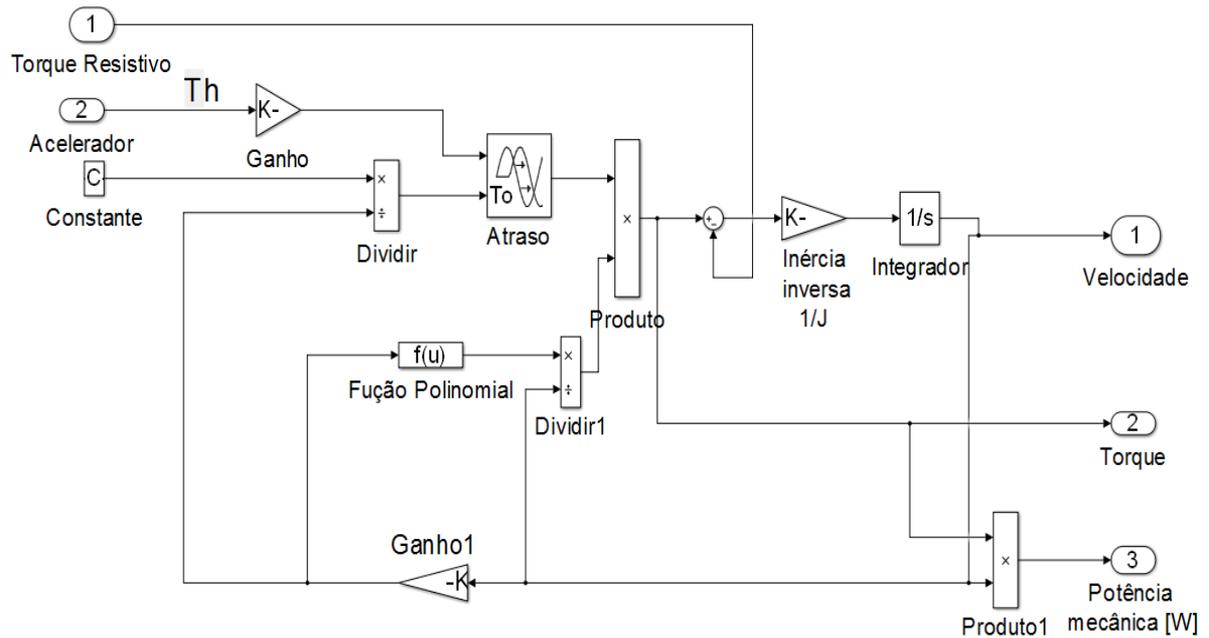


Figura 3.21 Modelo do motor de combustão interna MCI

A dinâmica do motor é dada pela velocidade de rotação, a qual foi dada em termos do momento de inércia do eixo, a aceleração angular e a diferença entre o torque gerado e a carga aplicada. Pela segunda lei de Newton a rotação no eixo no motor de combustão é dada como [79]:

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J}(\tau_e - \tau_l) \quad (3.81)$$

Sendo $\dot{\omega}$ a aceleração angular no eixo em (rad/s²); τ_l a carga aplicada em (N.m); e J o momento de inércia do eixo do motor.

➤ Regulador de velocidade

Um aumento ou diminuição na carga aplicada torna cada vez mais ou menos resistente a rotação do motor. Isto provoca um aumento ou diminuição na velocidade (ou frequência), que deve ser compensada pelo regulador de velocidade através da abertura o fechamento da válvula de admissão de combustível.

Para que o sistema de integração possa operar de forma satisfatória a velocidade tem que manter um valor constante de 1800 rpm. A Figura 3.22 apresenta o sistema de gaseificação/MCI conectado a uma bomba, que faz o fluido se mover através de um circuito hidráulico para um hidromotor acoplado a um gerador síncrono, para gerar energia elétrica a uma frequência de 60 Hz.

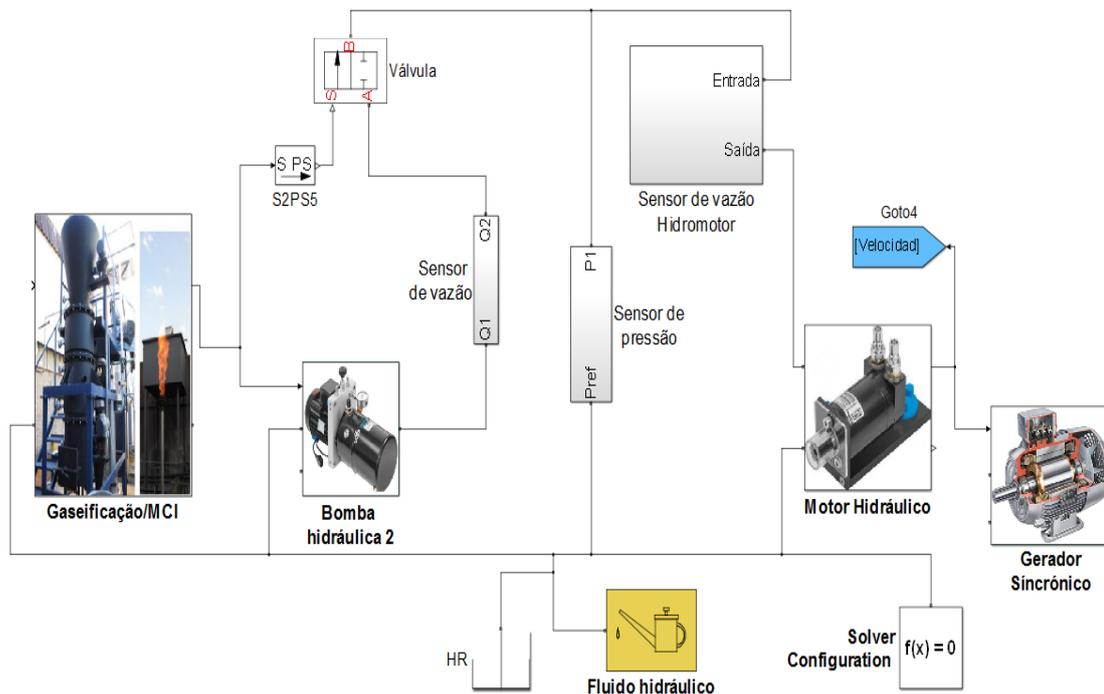


Figura 3.22. Diagrama esquemático do regulador de velocidade [autor]

Neste trabalho foi implementado um regulador isócrono, este regulador intentara manter constante a velocidade de rotação do motor, independentemente da variação da carga. O controlador é modelado a partir da seguinte equação [80]:

$$Th(t) = k_p(\omega_0 - \omega_r) + k_i \int (\omega_0 - \omega_r) dt \quad (3.82)$$

Sendo, ω_r a velocidade de rotação do motor; ω_0 a velocidade de referência; k_p o ganho proporcional; e k_i o ganho integral. Aplicando Laplace à equação (3.82), temos:

$$Th(s) = k_p(\omega_0 - \omega_r) + k_i \frac{(\omega_0 - \omega_r)}{s} \quad (3.83)$$

O valor medido da velocidade de rotação é comparado com a velocidade de referência (1800 rpm). O erro é amplificado e integrado para produzir um sinal de controle ΔY que atua na válvula de admissão de combustível. Por causa do controlador integral, ΔY vai alcançar um novo regime somente quando o erro $\Delta\omega_r$ for zero. A Figura 3.23 apresenta o diagrama esquemático do regulador isócrono.

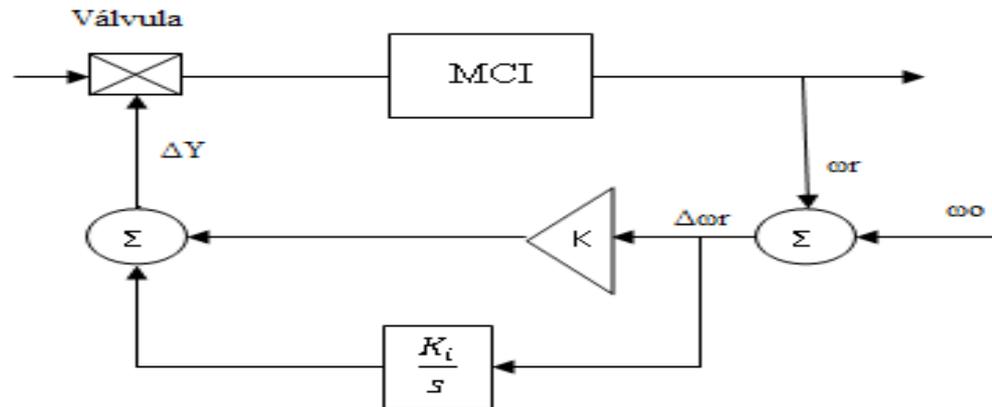


Figura 3.23. Diagrama esquemático do regulador de velocidade

Sendo, $\Delta\omega_r$ erro de velocidade e ΔY deslocamento para abrir o fechar a válvula. Com a finalidade de diminuir ruídos e perturbações no sinal de velocidade de rotação do motor, é utilizado um controlador de tempo discreto, o qual está disponível na biblioteca de Matlab/Simulink; e o qual aplica uma aproximação de tempo discreto ao termo integral da equação (3.84).

$$Th(z) = k_p(\omega_0 - \omega_r) + k_i \frac{(\omega_0 - \omega_r)z}{z - 1} \quad (3.84)$$

A Figura 3.24 mostra o diagrama de blocos do controlador de velocidade empregado neste trabalho.

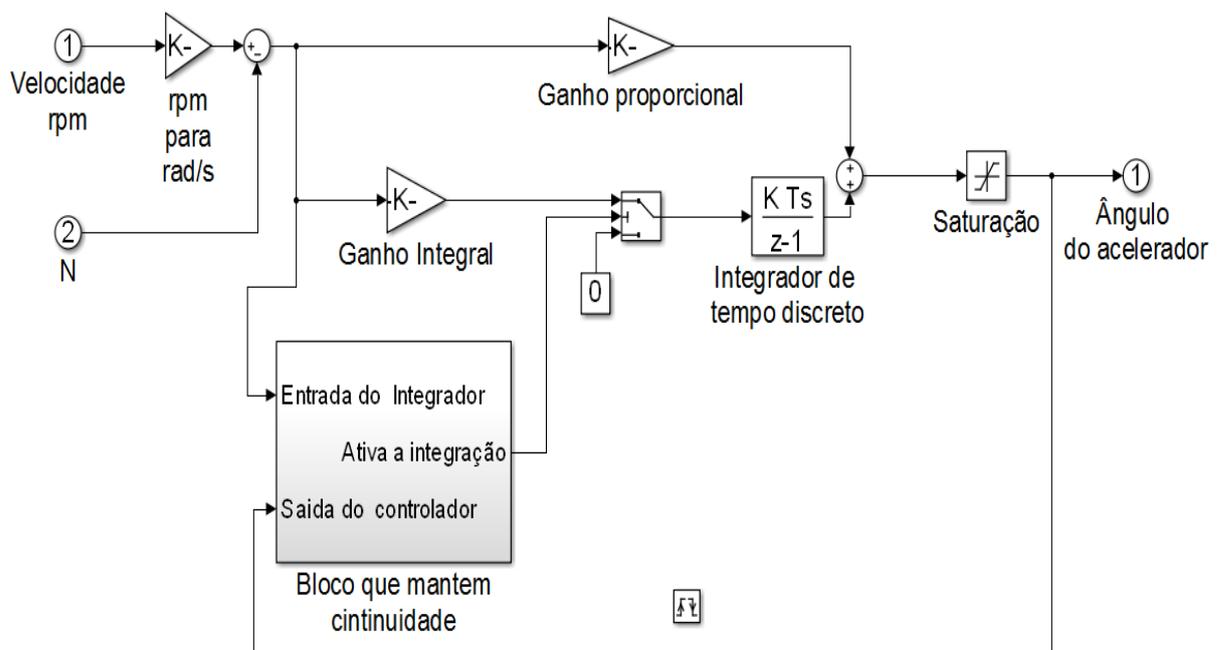


Figura 3.24. Diagrama de blocos do regulador de velocidade em Simulink.

Para manter a velocidade constante no MCI, o controlador é implementado na válvula de admissão de combustível, a qual apresenta limites de abertura/fechamento. Portanto devido à restrição imposta na condição de operação do sistema, pode acontecer que a variável de controle atinja os limites estabelecidos no atuador. Os incrementos posteriores no sinal de controle não contribuirão para obter uma resposta mais rápida do sistema, pois o atuador permanecerá no seu limite independentemente da variável controlada.

Neste caso, a continuação da integração do erro do sistema faz com que o termo integral alcance valores elevados sem qualquer efeito sobre a saída da planta, produzindo assim, fenômeno windup (restrição no sinal de controle). Esse efeito acarreta uma demora na resposta dinâmica do sistema em malha fechada caso ocorra saturação dos atuadores.

Para evitar este fenômeno, alguma forma de mecanismo anti-terminação deve ser implementada no controlador PI, neste caso foi usado a técnica da integração condicional, que consiste em desligar a integração, quando o controle está longe do estado estacionário (em outras palavras, o erro a ser integrada é definido como zero) [80], [81]. Assim, a ação integral só é usada quando certas condições são satisfeitas (por exemplo, se o sinal de controle não está saturado ou se o sinal de erro é maior que certo valor), de outra forma o termo integral é mantido constante.

Para determinar, se ação integral do controlador está sendo usada, utiliza-se um circuito lógico mostrado na Figura 3.25. Esse circuito permite comparar a sinal de erro com o valor estabelecido, e verifica também, se a sinal de saída do controlador (ângulo de abertura da válvula de admissão) está nos limites estabelecidos no sistema.

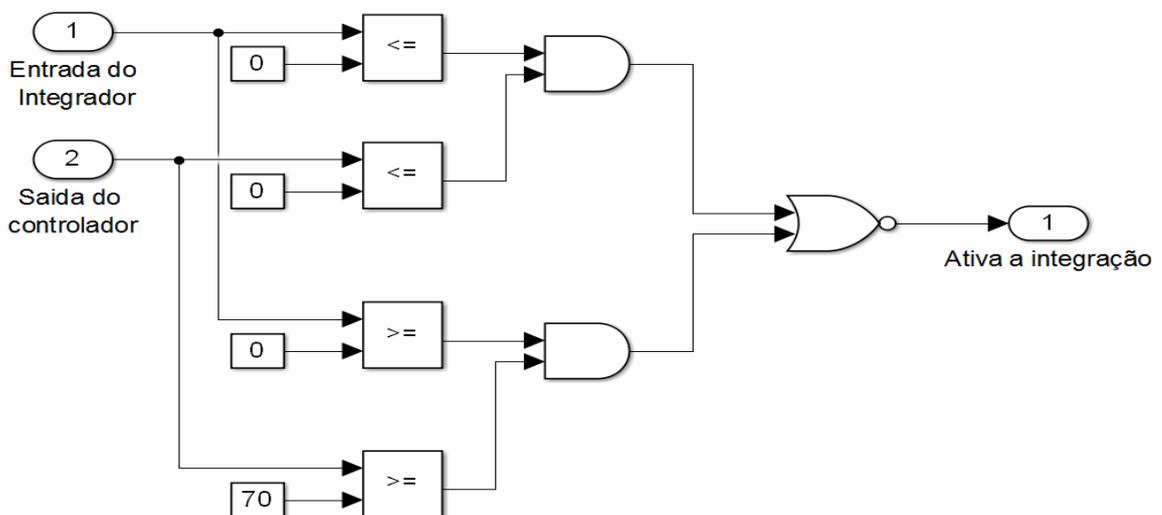


Figura 3.25. Modelo em Simulink do bloco que mantém continuidade.

Assim, quando a saída do circuito lógico (bloco que mantém continuidade da Figura 3.24) tem um valor de zero lógico, a saída do integrador é mantida constante; caso contrário, valor de 1 lógico, a ação do integrador é usada.

3.2.4 Resultados da simulação

Os ganhos do regulador de velocidade foram obtidos, de forma que, a velocidade do motor não esteja abaixo de 1% de seu valor de referência. Sob esta condição, o ganho proporcional e o integral do controlador PI foram fixados em 0.05 e 0.08 respectivamente. A Figura 3.26 apresenta a resposta dinâmica do MCI ao aumento do torque resistivo aplicado ao eixo, ao ser conectado a bomba hidráulica. Observa-se que no tempo 0 o motor ao ser ligado rompe a inércia, aumentando a velocidade e diminuindo seu torque. Nesse instante o motor estará operando em vazio, pelo que a velocidade atinge aproximadamente 1400 [rpm]; o torque e a potência gerada caíram para zero.

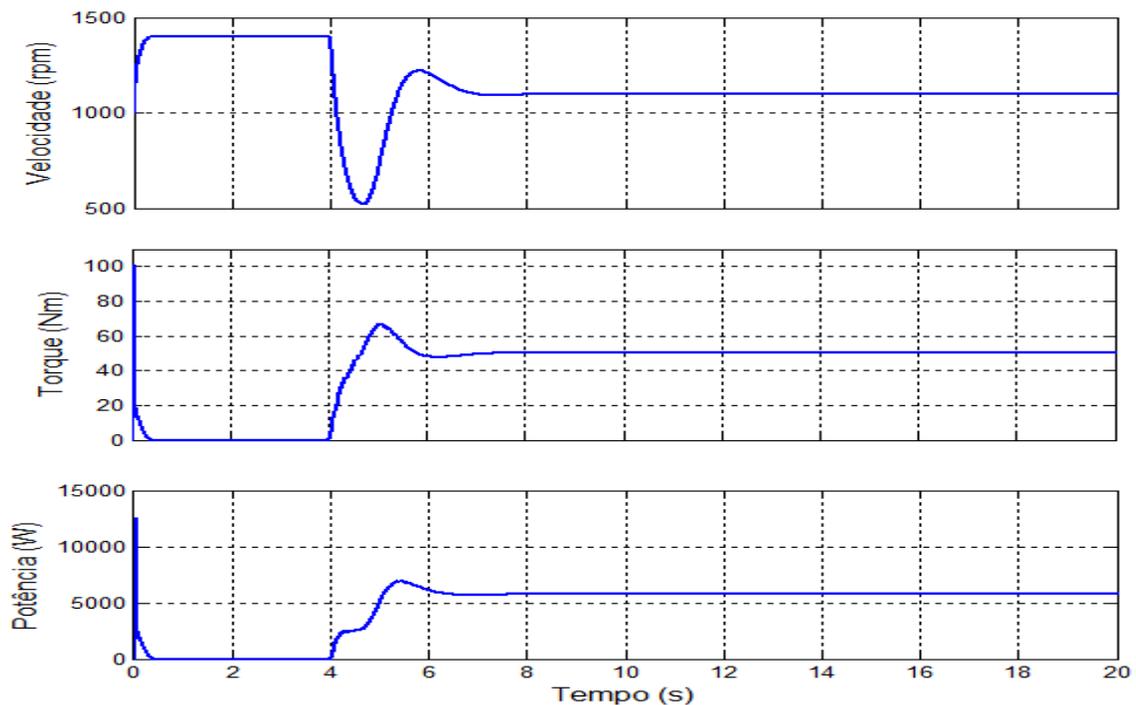


Figura 3.26. Resposta dinâmica do motor de combustão interna [autor]

No momento que foi conectada a bomba, a velocidade do motor caiu para 550 rpm e demorou aproximadamente 2 [s] em entrar em regime permanente, atingindo a velocidade de referência de 1100 rpm. Nesse momento a potência e o torque gerado pelo motor aumentam, fixando seu valor em 5,76 kW e 50 Nm respectivamente. De acordo com Martinez [22], o motor de combustão interna utilizando gás de síntese pode gerar 5,3 kW. Os resultados

obtidos com o modelo apresentarão uma diferença de 8,7% em relação ao valor obtido por Martinez [22] com testes experimentais.

3.3 Sistema Disco/Stirling solar

Os sistemas Disco/Stirling são tecnologias que possuem as maiores eficiências de conversão de energia solar em eletricidade, atingindo valores de até 30 % para uma irradiação de 1000 W/m^2 [82]. A irradiação solar concentrada na cavidade do receptor atinge temperaturas elevadas entre 650 e $780 \text{ }^\circ\text{C}$, que aquece um fluido de trabalho (hélio, hidrogênio ou ar) no motor Stirling [83]. Os sistemas Disco/Stirling estão compostos de diferentes dispositivos, na Figura 3.27 se apresenta uma instalação de um sistema Stirling que mostra os elementos mais importantes:

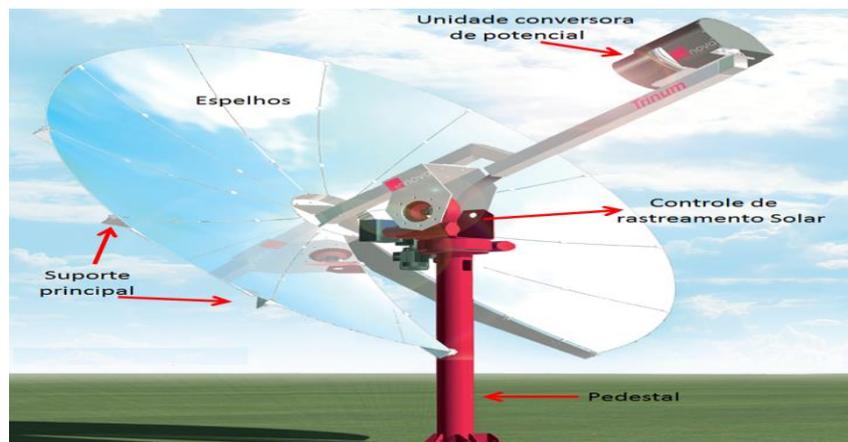


Figura 3.27. Elementos do Sistema Disco/Stirling adaptado de [84]

- ✓ Concentrador solar: O concentrador solar está composto por espelhos de alta refletividade, que concentram a irradiação solar incidente no interior da cavidade de um receptor localizado no foco. O tamanho do concentrador está determinado pela potência nominal gerada pelo motor Stirling [83].
- ✓ Sistema de controle de rastreamento solar: Os sistemas Disco/Stirling têm a necessidade de rastrear o movimento do sol, de modo que os raios incidam perpendicularmente à superfície do concentrador [83], [15].
- ✓ Trocador de calor (Receptor): O receptor é o elemento que realiza a ligação térmica entre o concentrador e o motor Stirling. Este mecanismo é projetado para maximizar a quantidade de calor transferido para o motor Stirling e minimizar as perdas térmicas [15].

- ✓ Motor Stirling/Alternador: O sistema gerador está composto por um motor que segue um ciclo termodinâmico de potência e um gerador que converte a energia mecânica em eletricidade. As potências dos motores Stirling variam entre 1 kWe e 25 kWe [83].

3.3.1 Modelagem matemática do sistema Disco/Stirling

O modelo matemático do sistema Disco/Stirling foi baseado no modelo elaborado por [23], na Universidade Federal de Itajubá, MG-Brasil. O modelo matemático consiste em elaborar a modelação opto-geométrica do concentrador/receptor e após calcular o balanço térmico do motor Stirling e do sistema global.

I. Modelagem geométrica do concentrador/receptor

O cálculo das distâncias equivalentes da geometria do concentrador/receptor foi determinado a fim de maximizar a energia solar na cavidade do receptor. As principais equações utilizadas para dimensionar e projetar o sistema concentrador/receptor são apresentados na Tabela 3.13.

Tabela 3.13. Equações utilizadas no modelo opto-geométricas

Diâmetro do receptor [85]	$D_r = \frac{D_c \sin(\alpha/2 + \delta_{disp}/2)}{\sin \phi_r \cos(\phi_r + \alpha/2 + \delta_{disp}/2)}$	(3.85)
Superfície do Concentrador/Receptor [85]	$A_{c,r} = \frac{\pi}{4} D_{c,r}^2$	(3.86)
Distância focal [85]	$f = \frac{1}{4 \tan\left(\frac{\phi_r}{2}\right)}$	(3.87)
Distancia de focal de projeto [86]	$C_h = f - \left(f - \frac{1}{4f} * \frac{D_c^2}{4}\right) \frac{D_r}{D_p}$	(3.88)
Concentração solar[85]	$C_{Geom} = \left(\frac{\sin \phi_r \cos\left(\phi_r + 0.267^\circ + \frac{\delta_{disp}}{2}\right)}{\sin\left(0.267^\circ + \frac{\delta_{disp}}{2}\right)}\right)^2$	(3.89)

Já determinados os parâmetros geométricos do concentrador/receptor a seguir é realizado o balanço térmico.

II. Balanço térmico do concentrador/receptor

O receptor do sistema Disco/Stirling é o responsável da maioria das perdas de calor. As equações utilizadas para realizar o balanço térmico e calcular o desempenho do sistema, são apresentadas na Tabela 3.14.

Tabela 3.14. Equações utilizadas no modelo opto-geométrico

Energia Útil [85],[87]	$Q_{util} = Q_{abs} - Q_{perd}$	(3.90)
Energia no absorvedor [85], [88]	$Q_{abs} = \eta_o * A_c * I_b$	(3.91)
Perdas de calor [85], [88], [13]	$Q_{perd} = (Q_{rad} + Q_{conv})$	(3.92)
Perdas por radiação [13], [14]	$Q_{rad} = \varepsilon * \sigma * A_r * (T_r^4 - T_{amb}^4)$	(3.93)
Perdas por convecção [13], [14]	$Q_{conv} = h_c * A_r * (T_r - T_{amb})$	(3.94)

Para determinar a eficiência instantânea é preciso calcular a eficiência ótica, que está definida como a razão entre a irradiação solar interceptada pela superfície do receptor e a irradiação incidente na área do concentrador [13]:

$$\eta_o = [f_s * \rho * \gamma_G * \cos \theta_i] * \tau_{abs} * \alpha_{abs} * F \quad (3.95)$$

De acordo com Wu et al. [89], a eficiência instantânea do concentrador está definida como:

$$\eta_{conc} = \eta_o - \frac{Q_{perd}}{A_c * I_G} \quad (3.96)$$

Da equação (3.96) pode-se concluir que para melhorar a eficiência do concentrador, deve ser melhorada a eficiência ótica, diminuir as perdas de calor e aumentar a concentração. Os sistemas solares de alta concentração são sensíveis às propriedades óticas [13], [89]. De acordo com Stine e Diver [13], a eficiência do receptor é calculada a partir da expressão mostrada na equação (3.97), onde se tem em conta as condições meteorológicas reais como: a velocidade do vento temperatura ambiente e a irradiação solar diária.

$$\eta_{rec} = \tau * \alpha_{abs} - \frac{h_c(T_{rec} - T_a) + \sigma\varepsilon(T_{rec}^4 - T_a^4)}{\eta_{conc} C_{Geom} I_b} \quad (3.97)$$

III. Modelagem matemática do Motor/Stirling

O modelado matemático do motor Stirling tipo beta proposto neste capítulo, foi desenvolvido baseado no modelo de Fritz e Russ [90] e os códigos de Matlab proposto por Urieli [91]. O código de Urieli foi modificado de acordo as necessidades deste trabalho para ser integrado no modelo global tais como: modificar as equações para um motor tipo beta, utilizar o fluido de trabalho hélio e os parâmetros geométricos do motor Stirling foram modificados para um motor de 2 kWe. O comportamento térmico do motor Stirling, é modelado para a análise isotérmico e análise adiabático ideal.

➤ Análise isotérmico

A análise isotérmico considera o escoamento quase estacionário que inclui as perdas de carga nos permutadores. Esta análise considera que o motor está dividido em cinco câmaras ligadas em serie, espaço de compressão **c**, foco frio **k**, o regenerador **r**, o foco quente **h** e o espaço de expansão **e**, mostrados na Figura 3.28. Cada componente é considerado como uma célula, onde o gás é representado pelos seus valores instantâneos do número de moles **n**, temperatura absoluta **T**, volume **V** e pressão **P** [92].

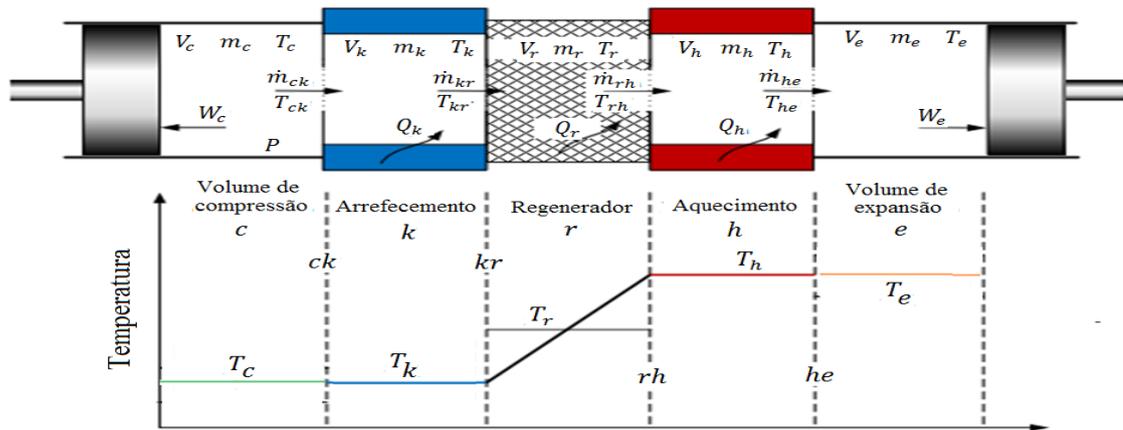


Figura 3.28. Volumes do motor Stirling, nomenclatura e distribuição da temperatura no modelo isotérmico.

A Figura 3.28 mostra que as temperaturas das câmaras $T_c = T_k$ e $T_e = T_h$ onde $T_h > T_k$. Para a câmara do regenerador **r** pode ser descrita por uma função linear entre T_h e T_k , e a massa total do fluido constante é igual à soma das massas de cada uma das câmaras, dadas pelas equações (3.98) e (3.99).

$$T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)} \quad (3.98)$$

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (3.99)$$

Aplicando a lei dos gases ideais:

$$m = \frac{pV}{RT} \quad (3.100)$$

Substituindo a equação (3.100) na equação (3.99), a massa total foi calculada pela equação (3.101).

$$M = p \frac{\left(\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e}\right)}{R} \quad (3.101)$$

A pressão pode ser obtida em função das variações dos volumes dos espaços de compressão e expansão e da temperatura média efetiva. Então, proporcionando as variações de volume V_c e V_e pode-se calcular a pressão p em função de V_c e V_e (os volumes V_k , V_r e V_h são conhecidos) como:

$$p = \frac{M.R}{\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot \ln(T_h/T_k)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h}} \quad (3.102)$$

➤ Análise do Schmidt para o motor tipo beta

A análise de Schmidt tem como objetivo determinar os volumes de expansão e compressão para um determinado ângulo de rotação do eixo do motor, seus primeiros cálculos são utilizados como parâmetros iniciais de entrada no programa de simulação para realizar o análise adiabático. O desenvolvimento matemático deste análise está baseada nos trabalhos de Timoumi et al. [93] e Ziabasharhagh e Mahmoodi [94]. Para implementar a análise matemática de Schmidt se assume que:

- ✓ Os trocadores de aquecimento e arrefecimento são isotérmicos;
- ✓ As temperaturas nos espaços de compressão e expansão são constantes;
- ✓ Os trocadores de calor são 100% eficientes;
- ✓ O volume do espaço de trabalho varia sinusoidal.

A análise de Schmidt é realizada para um motor de configuração beta, onde as relações entre os volumes do espaço de trabalho de expansão V_e e compressão V_c e o ângulo da manivela θ são apresentadas na Figura 3.29.

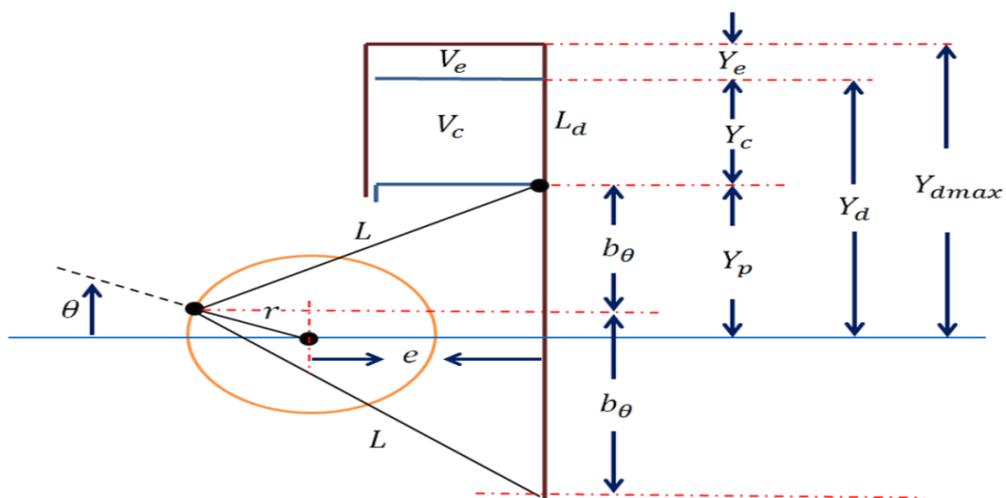


Figura 3.29 Geometria para análise do mecanismo do motor Stirling tipo beta [94]

Onde θ é o ângulo da manivela; r é o comprimento da manivela; e é a excentricidade; L é o comprimento da haste conectado e L_d é o deslocador longitudinal. Existem quatro posições específicas durante os processos de operação: (I) quando o ângulo de manivela é 0° , o motor atinge o volume máximo de compressão; (II) quando a haste ligada ao jugo deslocador abrange o raio da manivela, o motor atinge o volume mínimo de expansão; (III) quando o ângulo da manivela é π , o motor atinge o volume mínimo de compressão; e (IV) quando a haste ligada ao jugo deslocador mantém o cabo de extensão do raio da manivela, o motor atinge o volume máximo de expansão [95]. Por conseguinte, as equações de deslocamento do mecanismo de acionamento rômboico podem ser expressas da seguinte forma:

- a. Distância entre a superfície superior do pistão de potência e a linha de centro;

$$y_p = r \sin(\theta) + b_\theta \quad (3.103)$$

$$b_\theta = \sqrt{L^2 - (e + r \cos \theta)^2} \quad (3.104)$$

- b. Distância entre a superfície superior do deslocador e a linha do centro;

$$y_d = L_d - b_\theta + r \sin(\theta) \quad (3.105)$$

- c. Distância entre o deslocador e o pistão de potência;

$$y_c = L_d - 2b_\theta \quad (3.106)$$

- d. Distância entre o deslocador e ponto morto superior

$$y_e = Y_{dmax} - Y_d \quad (3.107)$$

Os volumes de espaço morto de compressão e expansão estão dados por V_{clc} e V_{cle} [m^3], V_{swe} e V_{swc} são os volumes de cilindrada unitária de compressão e expansão [m^3]. As equações geométricas que descrevem as variações dos volumes no interior do motor Stirling são apresentadas a seguir:

- e. Variação do volume no espaço de compressão

$$V_c = V_{clc} + 2A_p(b_1 - b_\theta) \quad (3.108)$$

- f. Variação do volume no espaço de expansão

$$V_e = V_{clc} + A_d(b_\theta - b_2 - r \sin \theta) \quad (3.109)$$

- g. Volume percorrido pelo pistão de compressão ou de potência

$$V_{swc} = 2A_p(b_1 - b_3) \quad (3.110)$$

h. Volume percorrido pelo pistão de expansão ou deslocamento

$$V_{swe} = A_d(b_4 - b_2) \quad (3.111)$$

Onde θ é o ângulo do ciclo. As derivadas parciais dos volumes são obtidas diferenciando V_c e V_e [95].

$$\frac{dV_c}{d\theta} = \frac{-2A_p r \sin \theta (e + r \cos \theta)}{b_\theta} \quad (3.112)$$

$$\frac{dV_e}{d\theta} = -\frac{\left(\frac{dV_c}{d\theta}\right) A_d}{2A_p} - A_d r \cos \theta \quad (3.113)$$

➤ Análise adiabática

Esta análise tem como objetivo, o cálculo da energia transferida em cada componente (câmara de aquecimento, câmara de arrefecimento, regenerador e espaços de compressão e expansão), mostrada na Figura 3.30. Neste modelo é considerado que os espaços de trabalho c e e são adiabáticos. Por isso as únicas trocas de calor permitidas de calor com o exterior ocorrem na câmara de aquecimento e na câmara de arrefecimento.

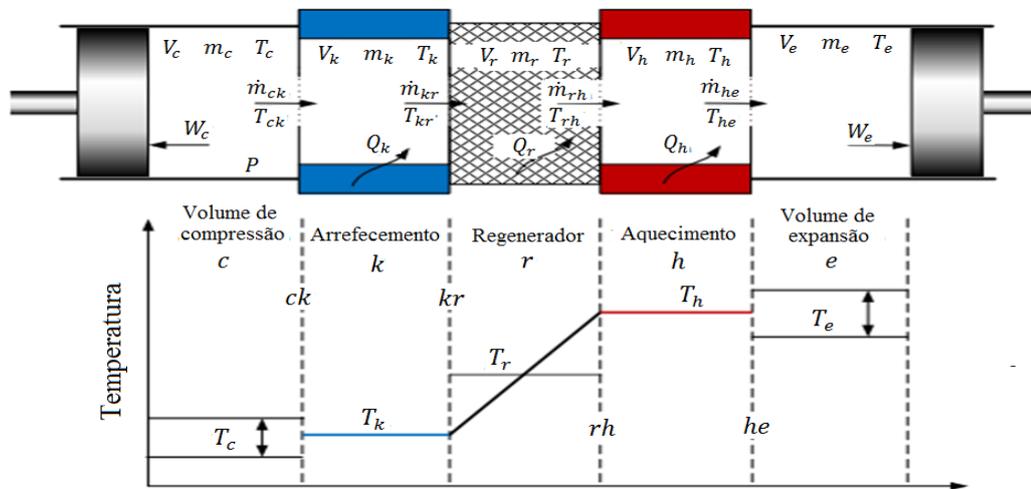


Figura 3.30 Distribuição da temperatura no análise adiabática do motor Stirling [94]

Para a análise adiabática foram modeladas todas as câmaras no interior do motor Stirling. Nestes sistemas a entalpia é dada pela diferença dos fluxos mássicos e as temperaturas de entrada e saída. Para se calcular a transferência de calor em cada câmara, utiliza-se a equação (3.114) de estado de energia.

$$C_v \cdot \frac{d(mT)}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + (C_p T_i \dot{m}_i)_{entrada} - (C_p \cdot T_o \dot{m}_o)_{saída} \quad (3.114)$$

Sendo $d/d\theta$ derivada em relação ao ângulo da manivela do motor; C_p é o calor específico a pressão constante do gás [J/kg*K]; T_i e T_o são a temperatura do gás que entra e sai da câmara [K]; \dot{m}_i e \dot{m}_o são os fluxos mássicos do gás que entra e sai da câmara [kg/rad]; W é o trabalho em [J]; C_v é a capacidade de calor específico a volume constante do gás [J/kg*K] [96]. Considera-se o fluido de trabalho como um gás ideal (equação (3.100)) e derivando obtém-se a equação (3.115).

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \quad (3.115)$$

Considerando que não há vazamento de gás, a massa total do gás M no sistema permanece constante e não há perdas de pressão associadas com perdas de massa; portanto P representa a pressão instantânea em todo o sistema [90]. A variação da massa total de fluido nos cinco componentes, dada pela equação (3.116) é igual a zero.

$$\frac{dm_c}{d\theta} + \frac{dm_k}{d\theta} + \frac{dm_r}{d\theta} + \frac{dm_h}{d\theta} + \frac{dm_e}{d\theta} = 0 \quad (3.116)$$

Uma vez que os volumes e temperaturas nos trocadores de calor são constantes, a equação (3.116) reduz-se à equação (3.117).

$$dm = \frac{V}{RT} dp \quad (3.117)$$

Substituindo a equação (3.117) com os volumes V_k , V_r e V_h na equação (3.116) obtém-se:

$$\frac{dm_c}{d\theta} + \frac{dm_e}{d\theta} + \frac{1}{R} \frac{dp}{d\theta} \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) = 0 \quad (3.118)$$

➤ Análise do espaço de compressão e expansão

Calculados os volumes no espaço de compressão e expansão em função do ângulo da manivela θ nas equações (3.119) e (3.1209) [90] e [96]. Supõe-se que os espaços de trabalho funcionam de forma adiabática $dQ/d\theta = 0$, então o trabalho produzido nos espaços de trabalho estão dadas pela pressão do gás exercida dentro do cilindro sobre o pistão. A variação da massa no espaço de compressão dm_c é igual à massa que entra pela fronteira $-\dot{m}_{ck}$ e o trabalho realizado é dado por $p dV_c/d\theta$. Então o balanço de energia no volume do espaço de compressão foi calculado pela equação (3.121).

$$C_p T_{ck} \frac{dm_c}{d\theta} = p \frac{dV_c}{d\theta} + C_v \frac{d(m_c T_c)}{d\theta} \quad (3.121)$$

Substituindo as relações do gás ideal na equação (3.121) e simplificando obtém-se a equação (3.122).

$$pV_c = m_c RT_c; \quad C_p - C_v = R; \quad \frac{C_p}{C_v} = \gamma \quad (3.122)$$

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \frac{p \frac{dV_c}{d\theta} + \frac{V_c}{\gamma} \frac{dp}{d\theta}}{R \cdot T_{ck}} \quad (3.123)$$

Da mesma forma, para o espaço de expansão:

$$\frac{dm_e}{d\theta} = \frac{p \frac{dV_e}{d\theta} + \frac{V_e}{\gamma} \frac{dp}{d\theta}}{R \cdot T_{he}} \quad (3.124)$$

Substituindo a equação (3.123) e (3.124) em na equação (3.118) e isolando obtém-se:

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{-\gamma \cdot p \left(\frac{1}{T_{ck}} \frac{dV_c}{d\theta} + \frac{1}{T_{he}} \frac{dV_e}{d\theta} \right)}{\left[\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}} \right]} \quad (3.125)$$

As temperaturas para os processos de expansão e compressão de forma diferencial são deduzidas a partir da equação (3.115) e dadas pelas equações (3.126) e (3.127).

$$\frac{dT_e}{d\theta} = T_e \left(\frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} + \frac{1}{V_e} \frac{dV_e}{d\theta} - \frac{1}{m_e} \frac{dm_e}{d\theta} \right) \quad (3.126)$$

$$\frac{dT_c}{d\theta} = T_c \left(\frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} + \frac{1}{V_c} \frac{dV_c}{d\theta} - \frac{1}{m_c} \frac{dm_c}{d\theta} \right) \quad (3.127)$$

➤ Análise do trocador de calor para aquecimento

O calor gerado durante o aquecimento até T_h é absorvido pela superfície do receptor que está acoplado ao motor Stirling. Tendo em conta que o volume é constante no trocador calor, então a variação da massa no trocador de calor em função do ângulo da manivela θ , é calculada pela equação (3.128) e o calor transferido pelo trocador de calor para aquecimento foi calculada de acordo com Howard [96] e dada pela equação (3.129).

$$\frac{dm_h}{d\theta} = \frac{m_h}{P} \frac{dP}{d\theta} - \frac{m_h}{T_h} \frac{dT_h}{d\theta} \quad (3.128)$$

$$\frac{dQ_h}{d\theta} = \frac{C_v}{R} V_h \frac{dp}{d\theta} - C_p (T_{rh} \dot{m}_{rh} - T_{he} \dot{m}_{he}) \quad (3.129)$$

➤ **Análise do trocador de calor para arrefecimento**

De acordo com Howard [96] , para o trocador de arrefecimento o gás é resfriado a temperatura constante T_k . A variação da massa é calculada pela equação (3.130) e o calor transferido pelo trocador de calor para arrefecimento é calculado pela equação (3.131).

$$\frac{dm_k}{d\theta} = \frac{m_k}{P} \frac{dP}{d\theta} \quad (3.130)$$

$$\frac{dQ_k}{d\theta} = \frac{C_v}{R} V_k \frac{dp}{d\theta} - C_p (T_{ck} \dot{m}_{ck} - T_{kr} \dot{m}_{kr}) \quad (3.131)$$

➤ **Análise do trocador do regenerador**

Para a análise do regenerador foi assumido que a distribuição da temperatura do gás em estado estacionário no trocador e calor é uniforme em todo o volume de controle. Supõe-se que a temperatura do líquido de arrefecimento permanece constante, mas a temperatura do aquecedor varia com a fonte de calor e a pressão do gás do motor Stirling. De acordo com Howard [96] para calcular a variação da temperatura no regenerador é necessário derivar a equação (3.98), mostrada na equação (3.132).

$$\frac{dT_r}{d\theta} = \frac{\frac{dT_h}{d\theta} \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right) - \frac{dT_h}{d\theta} + \left(\frac{T_k}{T_h}\right) \frac{dT_h}{d\theta}}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)^2} \quad (3.132)$$

A temperatura no regenerador depende do sentido em que o gás de trabalho se movimenta neste momento. As condições que descrevem as temperaturas em cada uma das interfaces de acordo com Fritz e Russ,[90] e Howard [96], são dadas por:

Se $\dot{m}_{ck} > 0$, então $T_{ck} = T_c$; caso contrário, $T_{ck} = T_k$

Se $\dot{m}_{kr} > 0$, então $T_{kr} = T_k$; caso contrário, $T_{kr} = T_{h2}$

Se $\dot{m}_{rh} > 0$, então $T_{rh} = T_{k1}$; caso contrário, $T_{rh} = T_h$

Se $\dot{m}_{he} > 0$, então $T_{he} = T_h$; caso contrário, $T_{he} = T_e$

O perfil de temperaturas do fluido de trabalho à passagem pelo regenerador é mostrado na Figura 3.31.

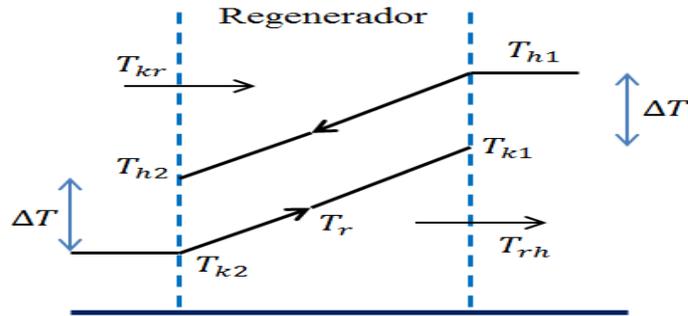


Figura 3.31. Distribuição de temperaturas do regenerador não ideal [96]

Num regenerador ideal, as temperaturas T_{kr} e T_{rh} são iguais às temperaturas de resfriamento e aquecimento, independentemente da direção do fluxo. No entanto na prática, nem todo o calor absorvido pelo regenerador (quando o gás passa do aquecedor para o regenerador) será entregue de volta para o aquecedor (quando o gás passa do regenerador para o aquecedor) [96]. O desempenho do regenerador foi calculado pela equação (3.133).

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{\Delta T}{T_{h1} - T_{h2}}} \quad (3.133)$$

O parâmetro ΔT é a diferença da temperatura do aquecedor e da temperatura do resfriamento [96]. Tendo em conta o volume constante a variação do fluxo mássico nos trocadores de calor em função do ângulo da manivela θ é calculado pela equação (3.134) e o calor transferido pelo trocador de calor no regenerador é calculado pela equação (3.135).

$$\frac{dm_r}{d\theta} = \frac{m_r}{P} \frac{dP}{d\theta} - \frac{m_r}{T_r} \frac{dT_r}{d\theta} \quad (3.134)$$

$$\frac{dQ_r}{d\theta}_{\text{fluido}} = \frac{C_v}{R} V_r \frac{dp}{d\theta} - C_p (T_{kr} \dot{m}_{kr} - T_{rh} \dot{m}_{rh}) \quad (3.135)$$

Nestá análise não foram assumidas os efeitos das perdas de pressão nos trocadores de calor, devido ao atrito entre o fluido e as paredes dos trocadores. O trabalho adiabático \mathbf{W} , é produzido através das variações dos volumes nos espaços de compressão e expansão, V_c e V_e e os calores Q_k e Q_h são transferidos nos permutadores de arrefecimento k e aquecimento, h respectivamente. Por conseguinte e de acordo com Fritz e Russ,[90] e Howard [96], o trabalho realizado pelo sistema de um ciclo completo é calculado pela equação (3.136).

$$W = W_e + W_c = \oint p \left(\frac{dV_c}{d\theta} + \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \quad (3.136)$$

O rendimento térmico adiabático ideal é calculado pela equação (3.137).

$$\eta_t = \frac{W}{Q_r} \quad (3.137)$$

O torque do motor Stirling é calculado pela equação (3.138).

$$\tau = p \left(\frac{dV_c}{d\theta} + \frac{dV_e}{d\theta} \right) \quad (3.138)$$

➤ Método numérico para simular o comportamento do motor Stirling

Para o cálculo do comportamento no interior do motor Stirling tipo beta, foi necessário utilizar a técnica de integração numérica do método de Runge-Kutta. Este método foi utilizado para encontrar aproximações do comportamento interno do motor Stirling, que depende de condições iniciais tais como: as temperaturas T_{ck} , T_{he} , T_h , T_c , massa total M e a velocidade angular do motor/gerador ω . A solução numérica das equações diferenciais é formulada como um problema de valor inicial quase estacionário, em que a taxa de variação de temperatura do aquecedor dT_h , e a velocidade do eixo ω mantém-se constante ao longo de um ciclo de integração [96]. A

Figura 3.32 apresenta o diagrama de fluxo simplificado do motor Stirling, onde é expressa a ordem de execução do algoritmo de solução.

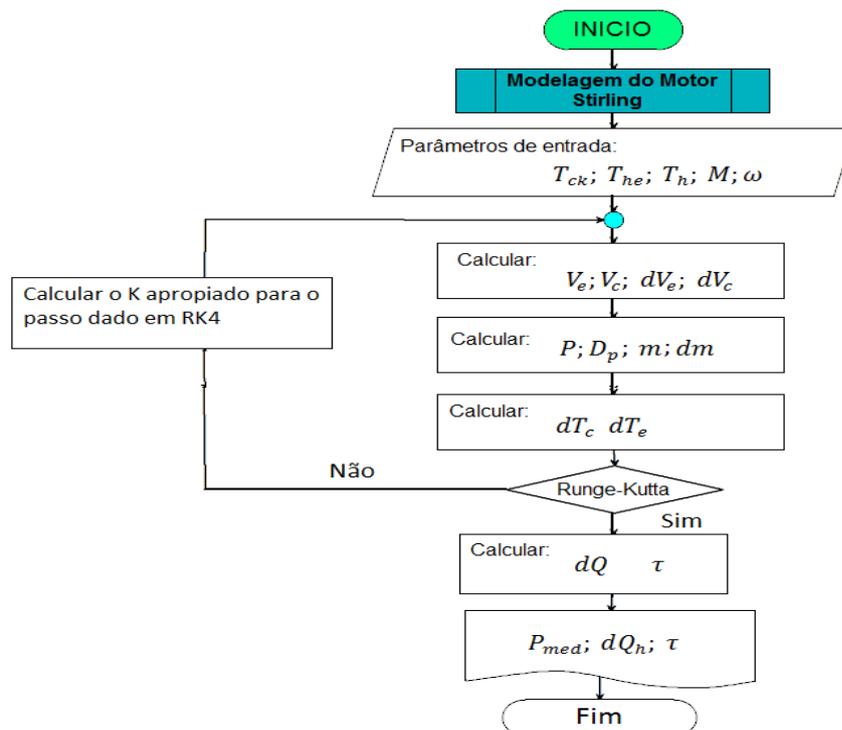


Figura 3.32 Diagrama para o cálculo do motor Stirling [autor]

3.3.2 Resultados

Uma vez que foram caracterizadas as equações matemáticas para a modelagem do comportamento do motor Stirling, foram obtidos os resultados para a análise isotérmica, adiabática ideal. O modelo matemático desenvolvido permitiu resolver as equações diferenciais de temperatura, massa e pressão no interior do motor Stirling. Na Tabela 3.15 são dados os parâmetros geométricos do motor Stirling, ingressados no programa de simulação.

Tabela 3.15 Parâmetros geométricos do motor Stirling tipo beta.

Parâmetros geométricos		Valor	Unidades
Volume morto	Espaço de compressão	32.68	[cm ³]
	Espaço de expansão	34.52	[cm ³]
Volume varridos	Espaço de compressão	80.14	[cm ³]
	Espaço de expansão	87.82	[cm ³]
Câmara de Resfriamento	Numero de tubos	312	[-]
	Diâmetro interno	1.08	[mm]
	Diâmetro	46.1	[mm]
	Comprimento	46.1	[mm]
Câmara de aquecimento	Numero de tubos	40	[-]
	Diâmetro interno	3.02	[mm]
	Comprimento	245.3	[mm]
Regenerador	Diâmetro	22.6	[mm]
	Comprimento	22.6	[mm]
	Porosidade	0.697	[-]
	Numero de cilindros	8	[-]
Diâmetro do pistão		69.9	[mm]
Diâmetro do deslocador		69	[mm]
Excentricidade		20.8	[mm]

Na Tabela 3.16, são mencionadas as especificações operacionais do motor Stirling, incluído o gás de operação, a pressão média do fluido, a massa do gás, a e as temperaturas de resfriamento e aquecimento.

Tabela 3.16. Parâmetros operacionais do motor Stirling tipo beta.

Gás	Hélio	Unidades
Temperatura no aquecedor T_h	850	[K]
Temperatura no arrefecimento T_k	330	[K]
Pressão media	4130	[kPa]
Massa total do gás	1.135	[g]

A simulação para a análise isotérmico e a análise adiabático são apresentados na Tabela 3.17.

Tabela 3.17 Resultados do análise isotérmico e adiabático do motor Stirling tipo beta

Análise Isotérmico	Valor	Unidades
Eficiência indicada	50.78	[%]
Potência de saída	2.48	[kW]
Análise adiabático ideal	Valor	Unidades
Calor transferido no processo de arrefecimento	-3.07	[kW]
Calor transferido para o aquecedor	5.48	[kW]
Rendimento térmico	40.1	[%]
Potência de saída	2.02	[kW]

O diagrama do ciclo P-V do motor Stirling para a análise adiabático ideal é mostrada na Figura 3.33.

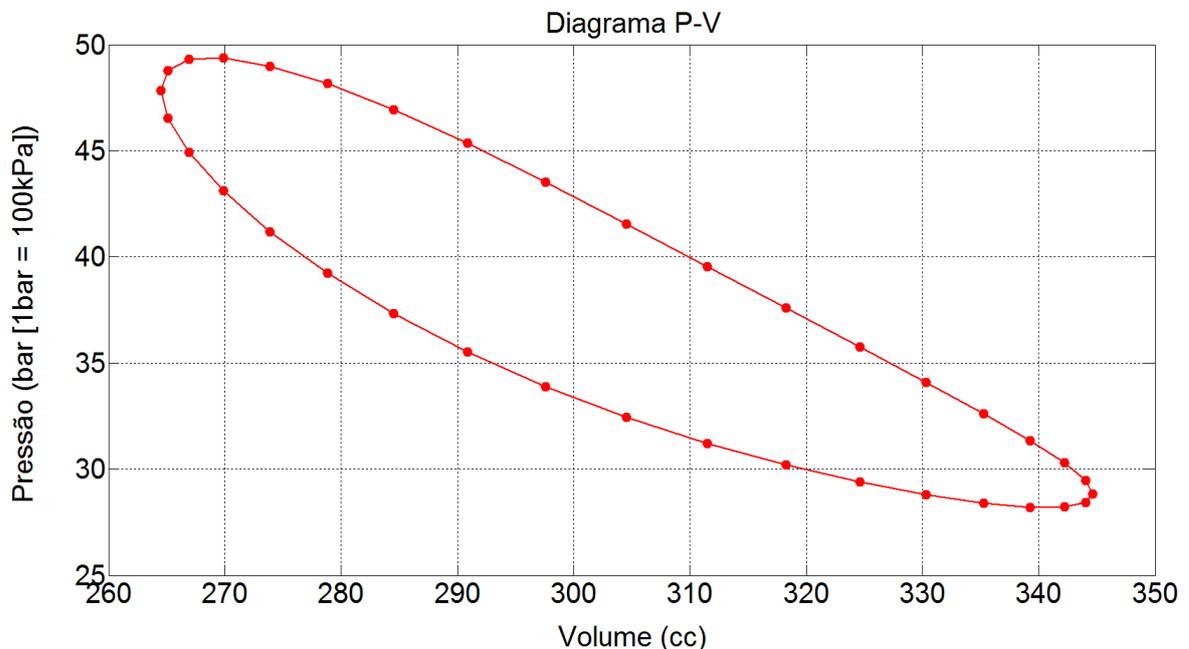


Figura 3.33 Diagrama P-V para a análise adiabático ideal [autor]

A área da curva obtida neste gráfico P-V representa o trabalho realizado pelo motor, onde é possível deduzir que a potência é diretamente proporcional à área fechada pela curva P-V. A Figura 3.34 apresenta as variações da temperatura, em função do ângulo do motor, segundo a iteração do modelo adiabático. As linhas horizontais representam a temperatura média do gás no aquecedor (linha vermelha) e no arrefecedor (linha azul). A linha verde representa a temperatura média efetiva do gás no regenerador. As linhas curvas representam as temperaturas instantâneas no aquecedor y arrefecedor.

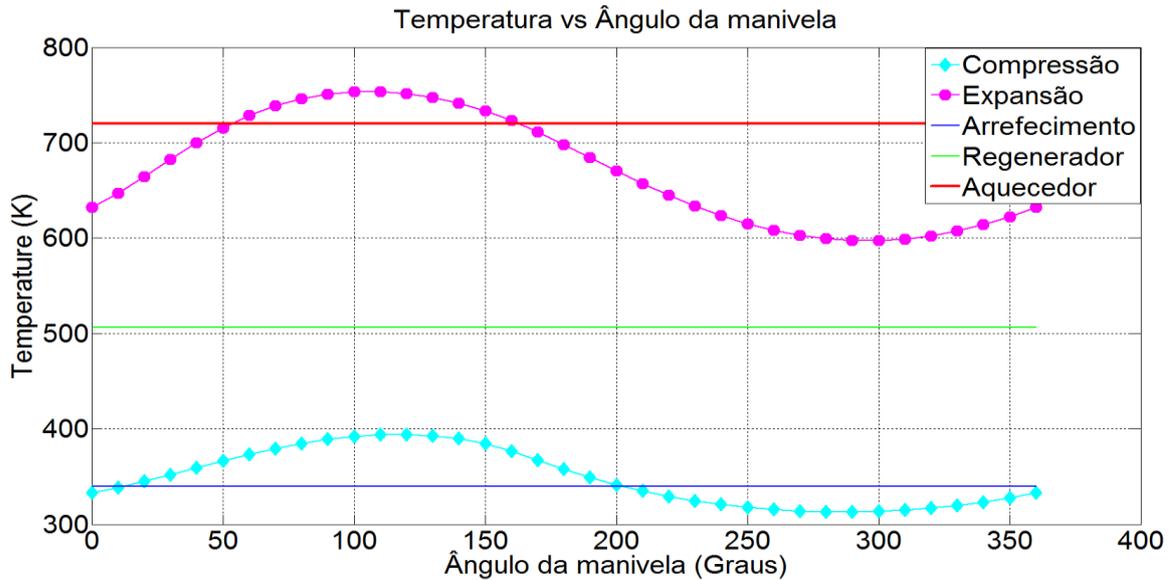


Figura 3.34 Variações de temperatura nos diferentes componentes ao longo de um ciclo completo [autor]

A variação do calor transferido e do trabalho ao longo do ciclo adiabático ideal são mostrados na

Figura 3.35, onde é evidente a diferença nas faixas de energia do regenerador, aquecedor e refrigerador. O regenerador é o responsável pelo pré-aquecimento e pré-arrefecimento do fluido de trabalho e em que a energia envolvida (Q_r) é superior ao calor da fonte quente (Q_h), ou seja, uma pequena diminuição na transferência de calor no regenerador real levará para o mesmo ciclo de pressões a aumentos significados no calor fornecido pela fonte quente e fria e, uma forte redução do rendimento térmico.

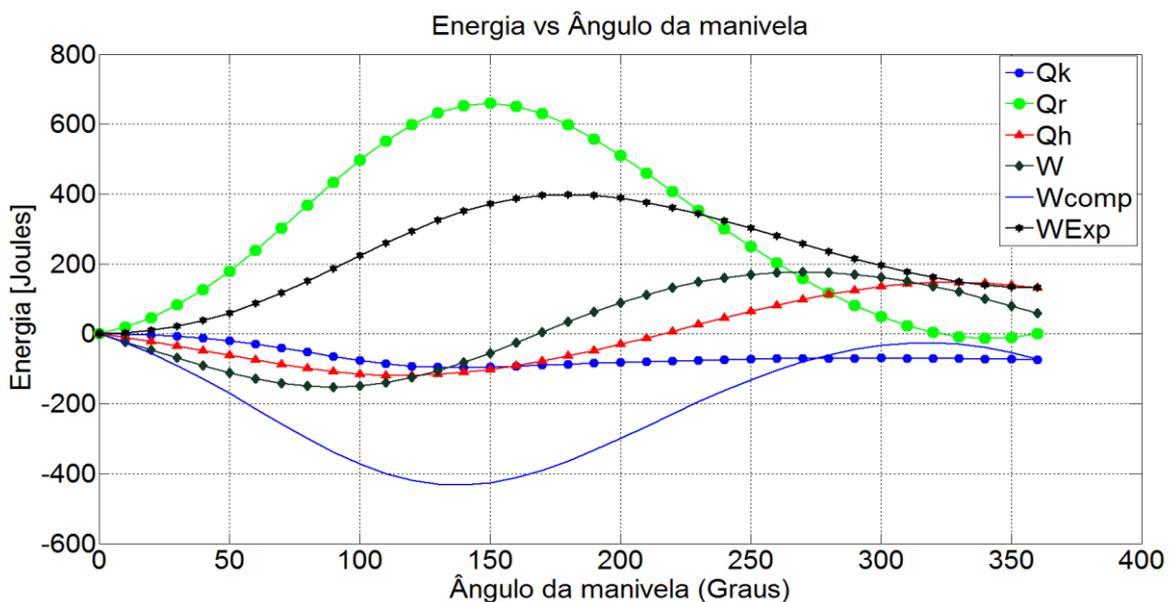


Figura 3.35 Variação da energia nas câmaras no interior do motor Stirling [autor]

3.3.3 Validação do modelo matemático do sistema Disco/Stirling

Para realizar a validação do modelo matemático foram utilizados os sistemas Disco/Stirling instalados no laboratório Solar/Biomassa na Universidade Federal de Itajubá-Brasil. Os dados do comportamento de velocidade do vento, temperatura ambiente e irradiação solar, parâmetros importantes na hora de realizar a análise do balanço termodinâmico, foram obtidos da estação meteorológica da UNIFEI. A Figura 3.36 apresenta o comportamento da temperatura ambiente e da velocidade do vento.

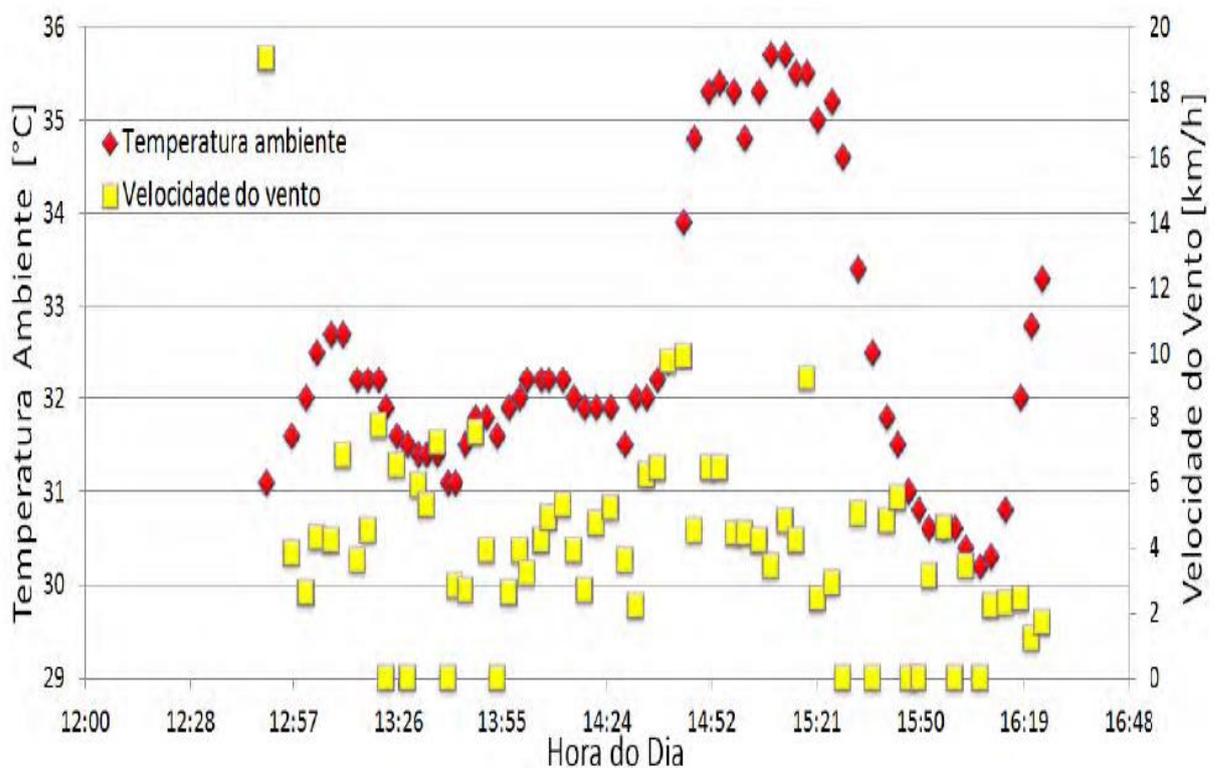


Figura 3.36. Comportamento da temperatura ambiente e da velocidade do vento [autor]

A partir dos testes experimentais feitos no laboratório Solar/Biomassa foram coletados dados do comportamento do sistema Disco/Stirling. Na Figura 3.337, apresenta-se o comportamento da temperatura de operação no receptor e da potência elétrica gerada pelo sistema Disco/Stirling.

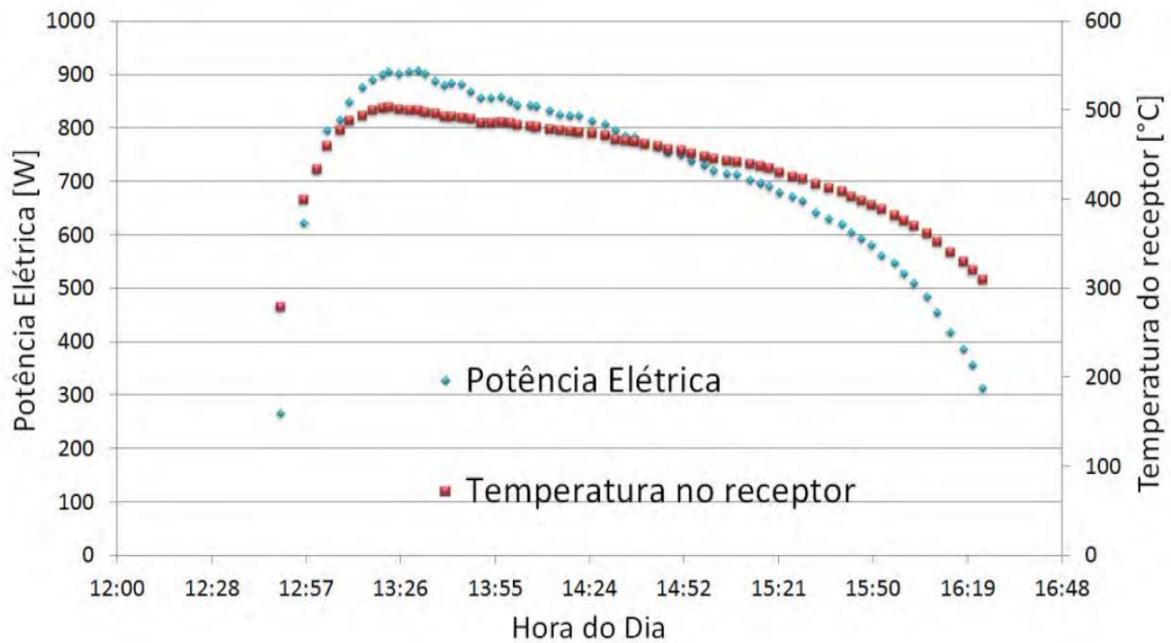


Figura 3.37 Comportamento da temperatura no receptor e da potência elétrica gerada pelo sistema Disco/Stirling [autor]

Para realizar a validação do modelo matemático devem-se assumir alguns parâmetros de projeto que não são fornecidos pelos fabricantes e que constituem o principal fator de erro ao realizar a validação do modelo. Estes parâmetros são:

- Fator de configuração geométrica que depende da geométrica do espelho refletor;
- Fator de sombreamento, fator da interceptação solar e erro de dispersão;
- Temperatura do receptor, que depende de parâmetros geométricos;
- Relação da distância focal;
- Tipo de material utilizado no prato refletor e no receptor (Emitância, refletância, e absorvidade);
- Eficiência do gerador.

Alguns destes parâmetros foram tomados da literatura especializada como Stine e Diver [13] e outros foram assumidos de acordo com dados de sistemas reais. A seguir são apresentados os resultados dos testes experimentais realizados no laboratório solar instalado na Universidade Federal de Itajubá para um dia qualquer. A Tabela 3.18 apresenta a comparação dos testes experimentais para o dia qualquer com os resultados calculados pelo modelo matemático NEST, onde são comparados o valor da potência elétrica gerada.

Tabela 3.18 Comparação da potência elétrica teórica com a potência elétrica experimental [autor]

Hora	10:00:00	10:05:00	10:10:00	10:15:00	10:20:00	10:25:00	10:30:00	10:35:00	10:40:00	10:45:00
Irradiação solar	475	502	527	534	542	575	584	608	620	624
Potência teórica	408,6942	436,4183	464,1927	469,1927	474,9672	519,6913	529,6913	557,3146	570,2067	575,2067
Potência experimental	312	356	386	436	454	483	509	527	546	561
Hora	10:50:00	10:55:00	11:00:00	11:05:00	11:10:00	11:15:00	11:20:00	11:25:00	11:30:00	11:35:00
Irradiação solar	632	634	650	672	780	798	853	886	889	910
Potência teórica	582,2067	585,2067	602,9308	604	741,4336	746,6331	829,6227	872,4476	868,4476	845,4413
Potência experimental	580	593	622	622	722	802	805	848	895	879
Hora	11:40:00	11:45:00	11:50:00	11:55:00	12:00:00	12:05:00	12:10:00	12:15:00	12:20:00	12:25:00
Irradiação solar	918	950	912	912	910	927	902	909	889	887
Potência teórica	911,879	935,4518	900	900	893,546	911,879	879,802	889,802	873,4476	871,4476
Potência experimental	915	906	902	905	907	902	888	880	884	882
Hora	12:30:00	12:35:00	12:40:00	12:45:00	12:50:00	12:55:00	13:00:00	13:05:00	13:10:00	13:15:00
Irradiação solar	902	895	872	865	890	865	821	832	887	821
Potência teórica	879,802	870,4476	846,4476	838,6227	869,802	838,6227	786,9322	817,6227	867,4476	794,9322
Potência experimental	868	856	855	858	850	842	842	840	832	825
Hora	13:20:00	13:25:00	13:30:00	13:35:00	13:40:00	13:45:00	13:50:00	13:55:00	14:00:00	14:05:00
Irradiação solar	802	807	794	785	782	765	732	741	737	729
Potência teórica	769,3762	769,3762	735,3762	728,3762	726,3762	723,6591	696,0526	703,0526	699,0526	691,0526
Potência experimental	823	823	813	806	795	785	873	832	785	793
Hora	14:10:00	14:15:00	14:20:00	14:25:00	14:30:00	14:35:00	14:40:00	14:45:00	14:50:00	14:55:00
Irradiação solar	732	719	711	705	692	690	705	684	675	675
Potência teórica	696,0526	678,1437	669,1437	663,1437	651,1437	651,1437	663,1437	638,4364	630,4364	630,4364
Potência experimental	750	738	729	721	715	712	713	698	691	679
Hora	15:00:00	15:05:00	15:10:00	15:15:00	15:20:00	15:25:00	15:30:00	15:35:00	15:40:00	15:45:00
Irradiação solar	652	660	658	645	642	650	634	632	624	620
Potência teórica	602,9308	618,9308	621,9308	600,9308	598,9308	602,9308	585,2067	582,2067	575,2067	570,2067
Potência experimental	671	662	642	629	619	603	593	580	561	546
Hora	15:50:00	15:55:00	16:00:00	16:05:00	16:10:00	16:15:00	16:20:00	16:25:00		
Irradiação solar	608	584	575	542	534	527	502	475		
Potência teórica	557,3146	529,6913	519,6913	474,9672	469,1927	464,1927	436,4183	408,6942		
Potência experimental	527	509	483	454	416	386	356	302		

Na Figura 3.38 pode-se observar a comparação das potências em função da irradiação solar durante o dia [10h00min; 16h15min]. Os resultados mostrados para validação da potência elétrica obtida não estão sujeitos a parâmetros de projeto e fabricação mencionados acima, já que estes foram calculados ou assumidos de acordo com a literatura especializada.

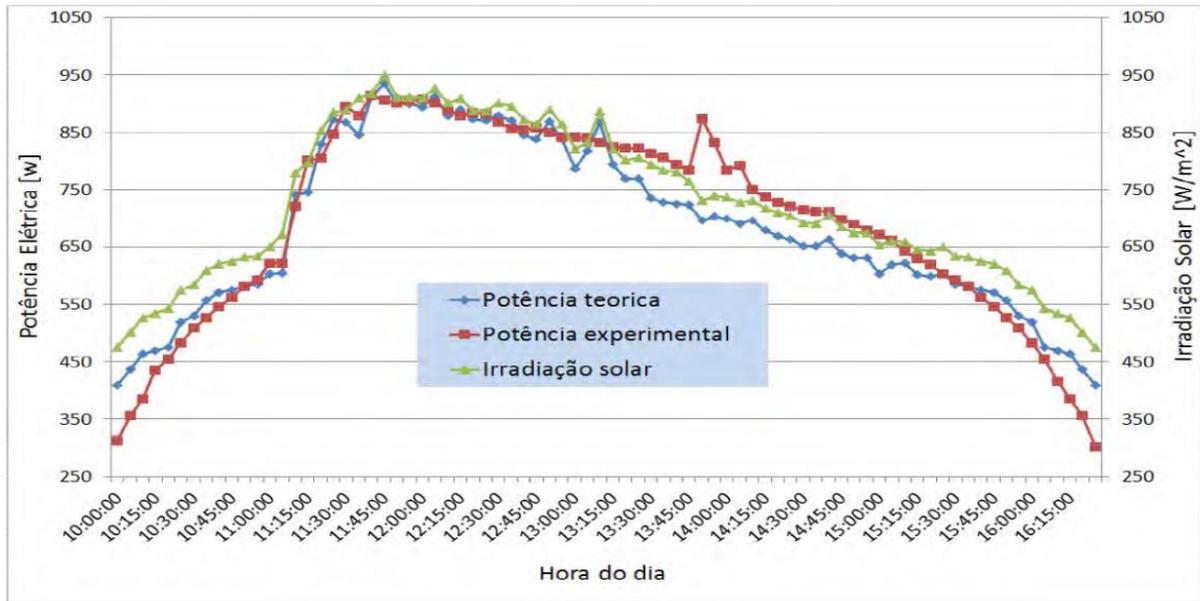


Figura 3.38. Comparação da potência elétrica teórica com a potência elétrica experimental [autor]

A linha verde representa a variação da irradiação solar durante o dia. A linha vermelha representa o comportamento da potência nos testes feitos no sistema Disco/Stirling. A linha azul representa aos dados obtidos pelo modelo matemático NEST. Para baixos valores de irradiação solar os dados obtidos pelo modelo matemático apresentam maior geração de energia elétrica, isto é porque o sistema real precisa de um longo tempo para estabilizar suas temperaturas na cavidade do receptor. Nos intervalos entre [11h00min; 13h30min], com céu despejado os dados obtidos pelo modelo matemático está perto aos valores reais. Ao final da tarde novamente os valores obtidos pelo modelo matemático são maiores que os dados obtidos nos testes experimentais.

Define-se uma faixa de valores de irradiação solar entre [450; 1000 (W/m².)] para estudar o comportamento do modelo matemático em comparação com os testes experimentais. Neste caso no modelo matemático foi mantida constante a velocidade do vento e a temperatura ambiente [3 m/s, 30 °C].

Na Figura 3.39 é mostrada a comparação das potências elétricas dadas pelos testes experimentais e as calculadas pelo modelo matemático. A linha azul representa os valores obtidos pelo modelo matemático NEST e os pontos vermelhos representa os valores obtidos pelos testes experimentais.

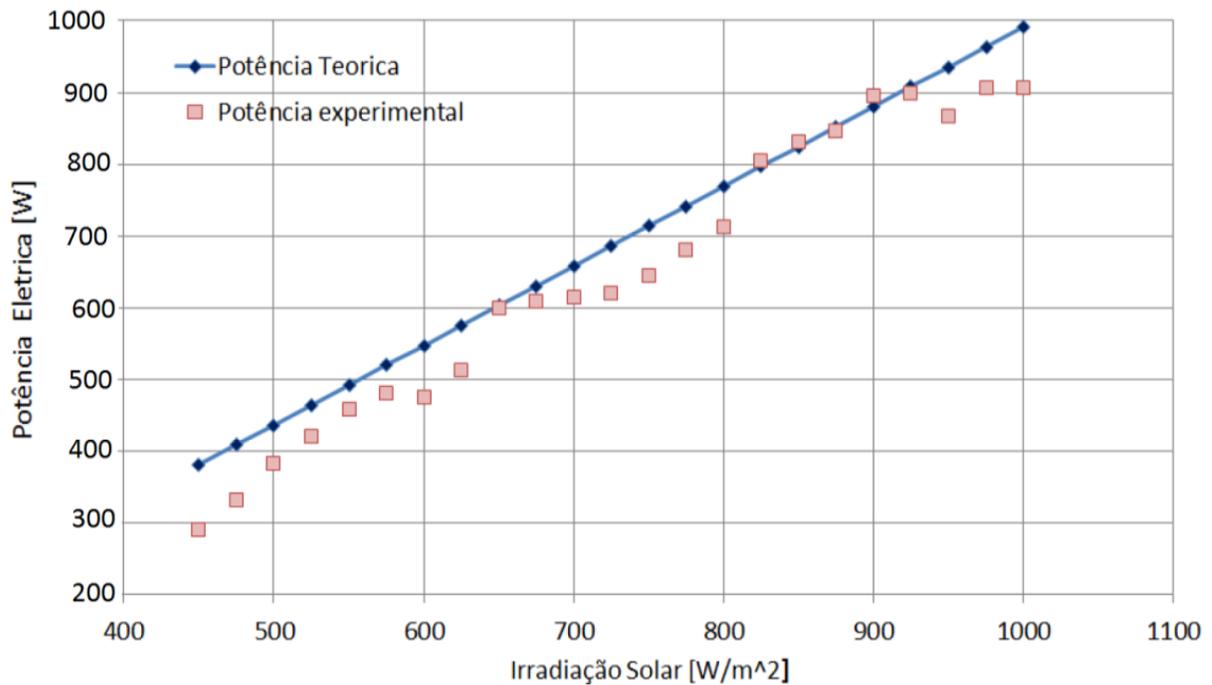


Figura 3.39 Comparação da potência elétrica teórica com a potência elétrica experimental [autor]

Realizados os testes experimentais, é possível determinar a curva de tendência que aproxime os dados, representada pela equação (3.139).

$$Y = 1,1649 \cdot X - 201,48; \quad R^2 = 0,9768 \quad (3.139)$$

Onde R^2 é coeficiente de correlação, que mede o grau de associação linear entre as variáveis da irradiação solar e a potência elétrica. O valor de 0.9768 indica uma boa correlação.

Para determinar a eficiência global do sistema Disco/Stirling mostrada na Figura 3.40, foi calculada a eficiência do concentrador, a eficiência do receptor e a eficiência adiabática do motor Stirling, assumindo a eficiência do gerador para 1 kWe de 85%. A linha azul representa o comportamento da eficiência global dado pelo modelo matemático. A linha vermelha representa o comportamento da eficiência global real obtida nos testes experimentais.

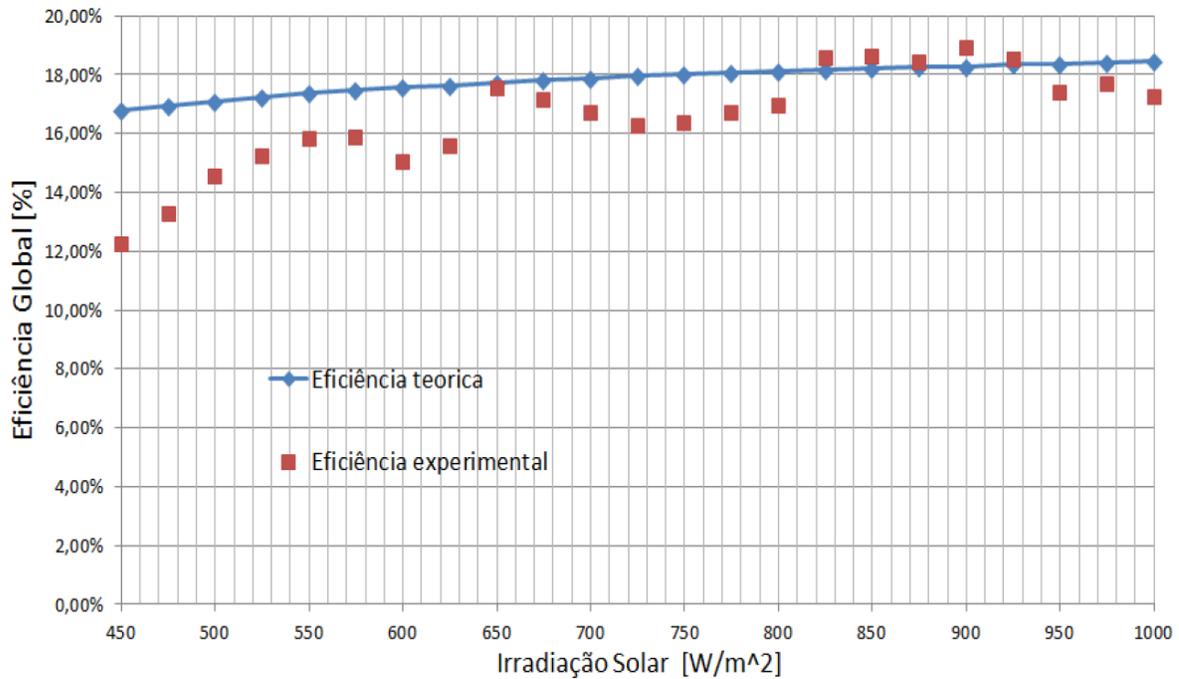


Figura 3.40 Comparação da eficiência global teórica e experimental [autor]

A dispersão dos pontos na Figura 3.40 foi originada pelas mudanças nas condições ambientais como: o efeito da sombra é causado pelas nuvens ou altas velocidades do vento em pequenos instantes de tempo, razão pelas quais a superfície do receptor não mantém a temperatura de trabalho constante.

A partir dos testes experimentais, foi possível representar a curva de tendência que aproxime os dados, representados pela equação (3.140),

$$Y = -2 \cdot 10^{-7} \cdot X^2 + 0,0004 \cdot X - 0,0159; \quad R^2 = 0,8286 \quad (3.140)$$

Onde R^2 é coeficiente de correlação, que mede o grau de associação linear entre as variáveis de a irradiação solar e eficiência global.

Para realizar a validação do sistema Disco/Stirling foram determinadas as condições de operação e os parâmetros opto-geométricos de entrada, mostrados na Tabela 3.19. Além a simulação foi feita para a irradiação solar máxima de trabalho do sistema TRINUM de 950 W/m².

Tabela 3.19 Parâmetros de projeto do sistema Disco/Stirling

Condições de operação		Valores
I_b	Irradiação solar [W/m ²]	950
v_{win}	Velocidade do vento [m/s]	1,5
T_a	Temperatura ambiente [°C]	28
Parâmetros de entrada		Valores
σ_{tot}	Erros geométricos padrões [m_{rad}]	8
ϕ_r	Ângulo de borda [rad]	0,789
Γ	Fator de intercepção do receptor	0,96
f_s	Fator de sombra	0,72
γ	Configuração geométrica	0,85
α_{abs}/ε	Superfície seletiva	4,4
$\tau \cdot \alpha_{abs}$	Fator transmitância absorvância	0,96
ρ	Refletividade	0,9

A Tabela 3.20 mostra a comparação dos resultados obtidos pela simulação do modelo matemático NEST e os testes experimentais.

Tabela 3.20 Resultados obtidos pela simulação do modelo matemático NEST e os testes experimentais

Sistema Solar		Sistema (NEST)	Sistema TRINUM
Operação do sistema			
W_e	Potência Elétrica [kW]	1,089	1
η_{global}	Eficiência [%]	17,98	17,37
Concentrador			
D_p	Diâmetro do concentrador [m]	3,75	3,75
A_a	Área de projeto [m ²]	9,82	9,82
f	Distância focal [m]	2,26	2,3
	Relação focal f/d	0,6	0,61
η_{conc}	Eficiência [%]	83,33	-
C_G	Concentração	750	675
Receptor			
η_{rec}	Eficiência térmica do receptor [%]	85,67	-
D_r	Diâmetro do receptor [mm]	157	230
T_r	Temperatura do receptor [°C]	548	525
Motor Stirling			
$W_{stirling}$	Potência [kW]	1,2	1
$T_{gás}$	Temperatura gás (alta) [°C]	-	497
$\eta_{Stirling}$	Eficiência do motor Stirling [%]	34	-
Outros parâmetros calculados pelo modelo NEST			
C_h	Distancia do receptor [m]	2,34	-
Q_{abs}	Energia absorvida [kW]	6,44	-
Q_c	Perdas por convecção [kW]	0,214	-
Q_{rad}	Perdas por radiação [kW]	0,168	-
W_e	Potência elétrica [kW]	1,478	-
η_G	Eficiência do gerador [%]	85	-

As diferenças nos resultados numéricos são causadas pelo fato das equações matemáticas não terem em conta parâmetros externos, tais como as condições ambientais e fatores da configuração opto-geométrica.

Os resultados do comportamento do sistema Disco/Stirling projetado neste trabalho, são apresentados nas Figuras 3.41 e 3.42. A variação da eficiência na superfície do receptor e a eficiência global em função da irradiação solar, são apresentadas na Figura 3.41. Onde pode-se observar que a eficiência do receptor fica na faixa entre 78% e 83% e a eficiência global do sistema atinge um valor de 23%.

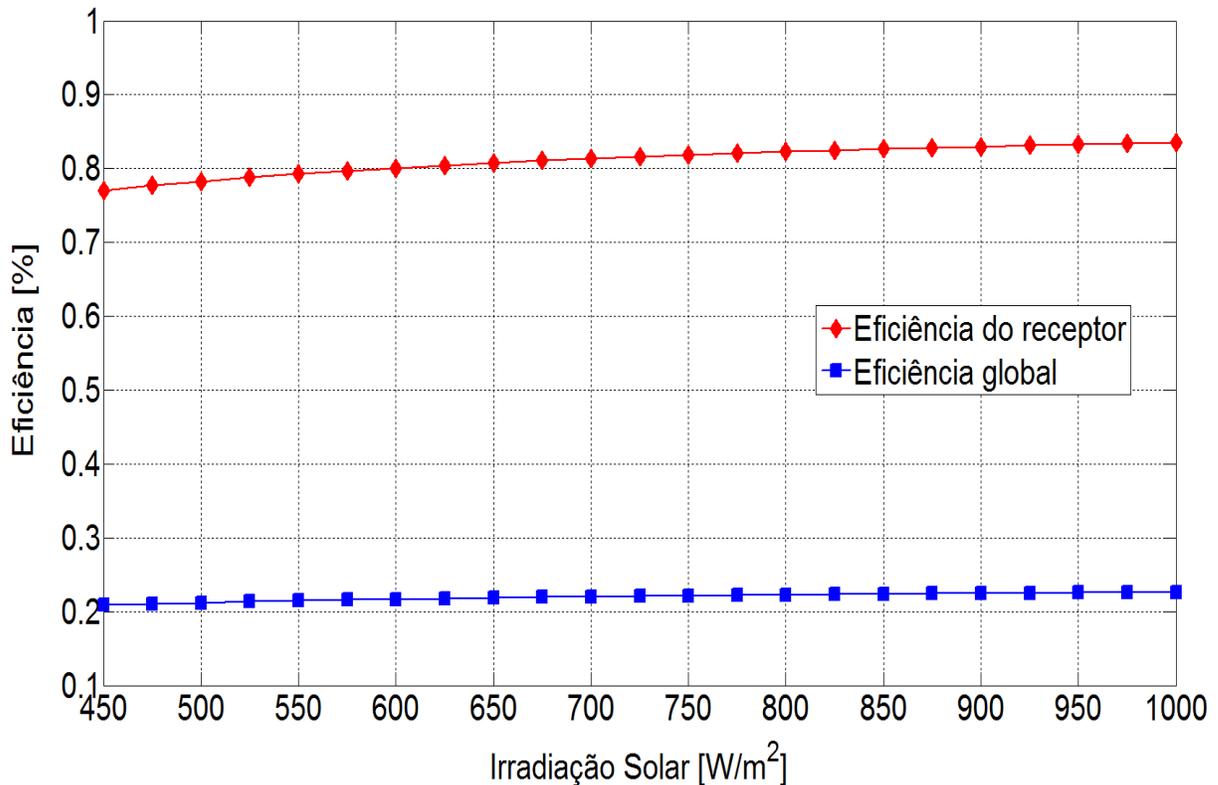


Figura 3.41. Variação das eficiências em função da irradiação Solar [autor]

A variação da potência gerada pelo sistema Disco/Stirling modelado neste trabalho é mostrada na Figura 3.42.

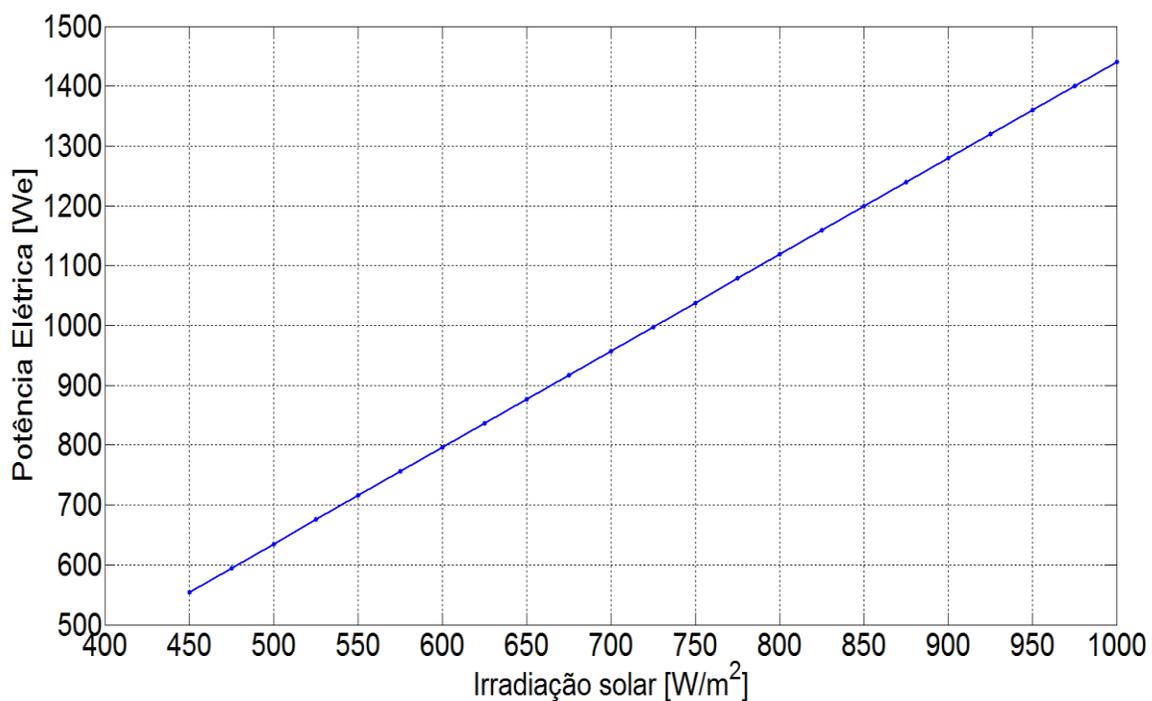


Figura 3.42 Variações da potência elétrica em função da irradiação Solar [autor].

3.4 Considerações finais

Neste capítulo apresentou-se uma descrição e caracterização dos modelos matemáticos tais como: Sistema CCP/ORC, sistema de Gaseificação/MCI e sistema Disco/Stirling, para a estimação da geração de potência elétrica a partir da disponibilidade da biomassa e a irradiação solar. Além disso, também foi feita a validação dos modelos matemáticos CCP/ORC e Gaseificação/MCI com a literatura especializada e o sistema Disco/Stirling foi feita com dados experimentais tomados no laboratório solar instalado na Universidade Federal de Itajubá-Brasil.

De acordo com os resultados obtidos para os modelos matemáticos do sistema CCP/ORC e o sistema Disco/Stirling, o valor mínimo de irradiação solar para gerar eletricidade foi de 400 W/m^2 .

4 INTEGRAÇÃO DO SISTEMA HÍBRIDO SOLAR/BIOMASSA

A integração de um sistema híbrido de geração de energia elétrica apresenta características particulares que tornam esta etapa mais crítica em comparação com sistemas convencionais de geração. A presença de mais de uma fonte de geração e de sistemas de armazenamento faz com que o controle do sistema seja complexo. Neste capítulo apresenta-se a integração do sistema híbrido solar/biomassa, o qual está dividido em duas seções: a primeira seção descreve a integração hidráulica do sistema e a segunda seção descreve o comportamento dinâmico do sistema operando de modo isolado.

4.1 Sistemas de integração hidráulica

Os sistemas hidráulicos em geral são utilizados para controlar e transmitir potência mecânica [97]. O sistema de armazenamento de energia hidráulica está constituído de vários elementos, como é mostrado na Figura 4.1.

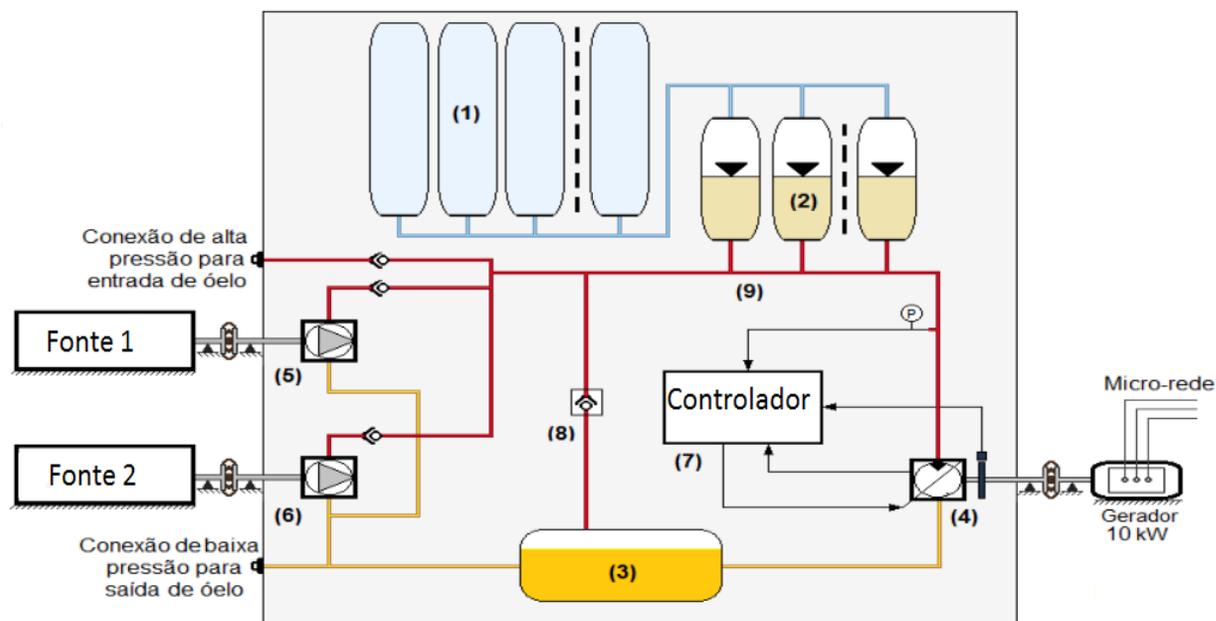


Figura 4.1 Diagrama esquemático do sistema de armazenamento de energia hidráulica.

Os elementos mostrados na Figura 4.1 são descritos a seguir:

- ✓ Garrafas de armazenamento de gás pressurizado (1);
- ✓ Acumuladores hidráulicos (2);
- ✓ Tanque do reservatório de óleo de baixa pressão (3);
- ✓ Motor hidráulico de deslocamento variável (4);
- ✓ Bomba hidráulica de deslocamento variável (5 e 6);
- ✓ Bomba hidráulica de deslocamento variável;
- ✓ Controle eletrônico de rotação do motor hidráulico (7);
- ✓ Válvula de segurança (8);
- ✓ Elementos de transmissão de energia hidráulica: Encanamentos ou canalização (9).

Além dos elementos fundamentais, existem outros componentes necessários para o funcionamento dos sistemas hidráulicos. Estes elementos não participam na transmissão de energia, transformação ou controle [97]. No entanto, são importantes para o funcionamento confiável do sistema, tais como:

- ✓ Tanques hidráulicos: necessários para manter o volume necessário do líquido hidráulico.
- ✓ Resfriadores e aquecedores: necessários para manter a temperatura do óleo dentro da faixa de operação desejada.
- ✓ Filtros hidráulicos: necessários para controlar a distribuição de tamanho e quantidade de contaminantes no óleo hidráulico.
- ✓ Elementos de medida: medidores de pressão, termômetros, medidores de fluxo, e outros elementos necessários para monitorar a operação do sistema ou mudar a configuração do sistema em alguns casos.
- ✓ Elementos de armazenamento de energia: necessários para vários modos de funcionamento, tais como acumuladores.

A descrição matemática de cada elemento que compõe o sistema de acumulação hidráulica é descrita ao longo do capítulo.

4.1.1 Acumuladores hidropneumáticos

Um sistema hidropneumático é um reservatório capaz de armazenar uma grande quantidade de energia interna, num volume reduzido. A baixa compressibilidade dos líquidos faz com que seja difícil armazenar energia em pequenos volumes, ela permite, no entanto a transferência de uma força significativa. Pelo contrário, a elevada taxa de compressibilidade dos gases permite-lhes armazenar quantidades de energia consideráveis, em pequenos volumes [97].

O princípio operacional dos acumuladores hidráulicos, está baseado na acumulação de um fluido, mantido sob pressão em decorrência da interação entre as forças de pressão interna e externa no acumulador [97]. Os acumuladores pré-carregados de gás, tais como os de pistão, bexiga e diafragma estão baseados na lei de Boyle, ou seja, utiliza a compressibilidade dos gases como fonte de energia potencial. Estes sistemas estão separados por uma bexiga, membrana ou um êmbolo. No interior da bexiga se encontra um gás inerte pressurizado (na maioria dos casos nitrogênio) e na outra parte no interior do acumulador está o óleo [98], [99]. O óleo é bombeado para o interior do acumulador e o gás é comprimido, fazendo aumentar a pressão, armazenando energia potencial, mas a pressão de carga e descarga não se mantêm constante. Para a elaboração do sistema de armazenamento neste trabalho, é escolhido o acumulador tipo bexiga, o qual é descrito a seguir.

4.1.2 Acumuladores tipo bexiga

O propósito de utilizar acumuladores hidráulicos é devido a que oferecem uma ampla gama de aplicações, tais como reserva de energia, sistema de amortecimento, com destaque para a sua utilização em campos tais como a indústria, aeroespacial e de armas.

Para o sistema proposto neste trabalho o sistema de acumulação de tipo bexiga é o mais recomendado porque pode ser utilizados em aplicações em compensação de energia, tais como:

- ✓ Fornecer grande quantidade de óleo;
- ✓ Utiliza vários elementos para fornecer diferentes quantidades de óleo;
- ✓ Aumentar as faixas de trabalho das máquinas industriais;
- ✓ Compensação de pressão constante nas máquinas hidráulicas;

- ✓ Compensação de perdas devido a fugas nos circuitos hidráulicos;

O sistema de acumulação tipo bexiga é um corpo de aço que contém duas camarás, uma para o gás compressível que está no interior da bexiga e a outra para o óleo que entra através da válvula inferior. Na Figura 4.2, são mostrados os elementos que compõem o acumulador tipo bexiga.

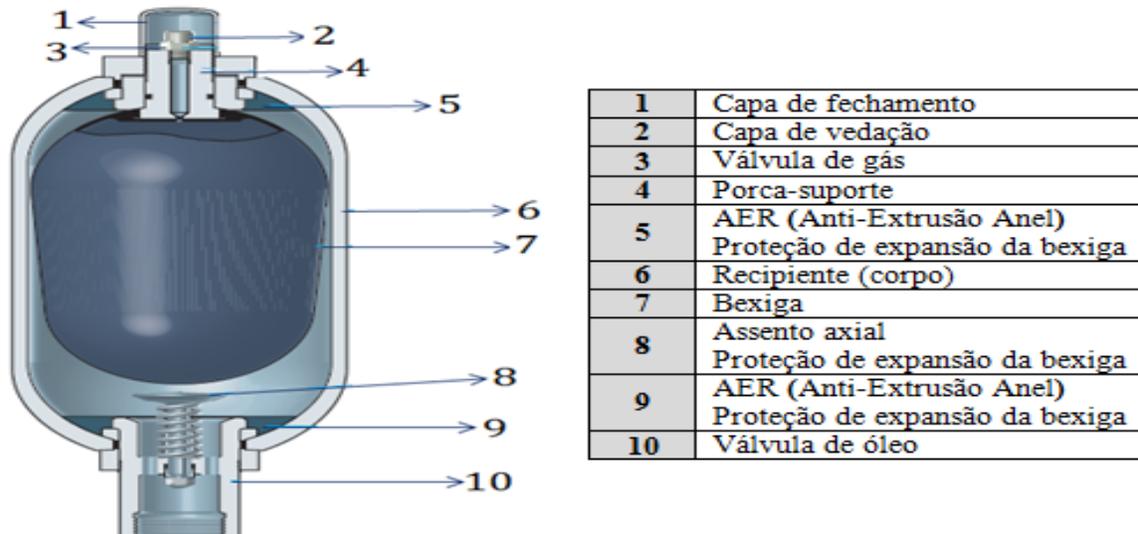


Figura 4.2 Detalhes do acumulador de tipo de bexiga

A câmara de gás é pré-carregada com nitrogênio comprimido através de uma válvula de retenção de carga. O processo de carregamento é realizado enquanto o acumulador está completamente vazio de óleo. Durante o funcionamento, o óleo é bombeado para a câmara de óleo. Quando a pressão do óleo excede a pressão de recarga de gás, o óleo flui para o interior do acumulador, diminuindo o volume de gás e aumentando sua pressão. O equilíbrio de estado estacionário é atingido quando a pressão do óleo é igual à pressão do gás [97].

Os sistemas de acumulação tipo bexiga possuem um amplo campo de utilização, como: acionamento de emergência, compensação de forças, compensação de fuga e vazamento de óleo, absorção de choques, armazenamento de energia, etc.[100].

4.1.3 Parâmetros para dimensionamento do acumulador

O acumulador é carregado durante os períodos de baixa demanda de vazão e descarregados durante os períodos de demanda de taxa de fluxo mais elevadas. Para isto é instalada uma válvula de carga para desviar o fluxo quando está atingindo a pressão máxima [4], [101]. Quando a pressão

diminui, o acumulador é recarregado, atuando como fonte principal de energia hidráulica. As principais etapas de funcionamento do acumulador são descritas a partir da Figura 4.3:

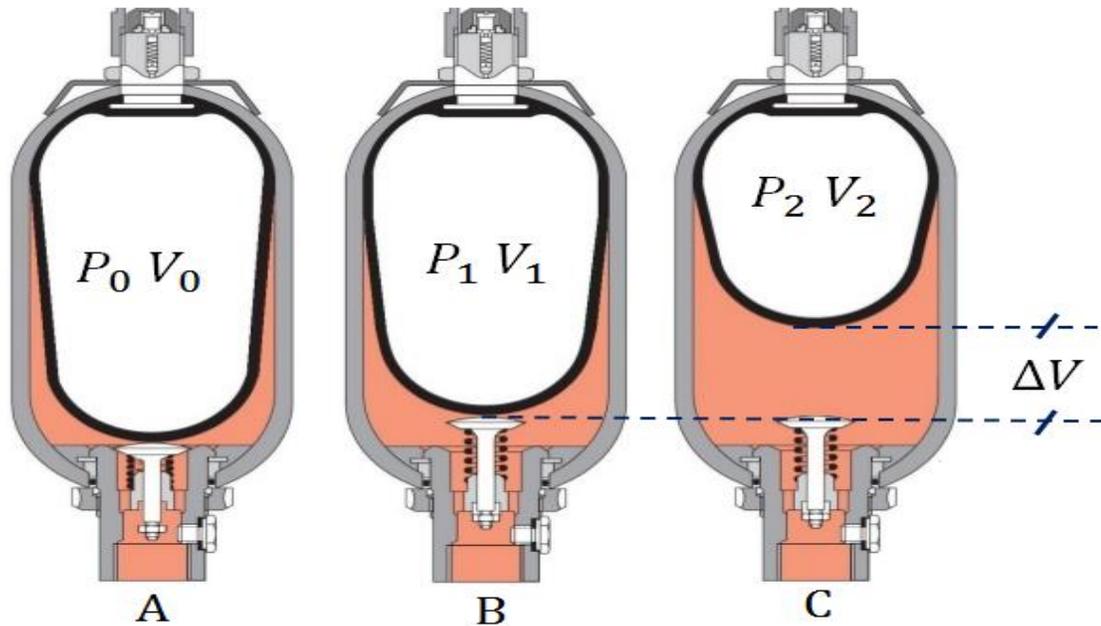


Figura 4.3. Princípio de operação do acumulador hidráulico tipo bexiga

- Na Figura (4.3-A) o acumulador está na posição de pré-carga, o que significa que o acumulador só contém nitrogênio até uma pressão de enchimento P_0 e volume de gás efetivo V_0 . Neste estágio o acumulador está sem óleo.
- Na Figura (4.3-B) o acumulador está na posição mínima de funcionamento. Neste estágio há uma quantidade pequena de líquido (óleo) entre a bexiga e a válvula de retenção, aproximadamente 10% do valor nominal da capacidade do acumulador. Isto é feito de tal modo que o sistema de extrusão não feche o orifício hidráulico, atingindo a pressão de serviço mínimo P_1 e volume de gás V_1 .
- Na Figura (4.3-C) a posição da bexiga está na pressão máxima de trabalho. O óleo flui para o acumulador até que o gás no interior da bexiga é comprimido alcançando a pressão máxima permitida P_2 e volume mínimo de gás V_2 .

A variação do volume entre as posições de pressão de operação mínima e máxima corresponde à quantidade de fluido hidráulico útil para produzir trabalho, calculado pela equação (4.1).

$$\Delta V = V_1 - V_2 \quad (4.1)$$

4.1.3.1 Escolha das pressões de enchimento

Os acumuladores de bexiga permitem aproveitar o 75% do volume do gás efetivo. Por isso a relação entre pressão de enchimento do nitrogênio e pressão operacional máxima é limitada. Por outro lado a pressão de enchimento do gás não deve ultrapassar 90% da pressão mínima do sistema [100], [101]. Para obter o melhor aproveitamento do volume do acumulador e maior vida útil, recomenda-se que a pressão de enchimento P_0 do gás, para uma temperatura máxima de serviço T_{max} , seja:

$$P_{0,Tmax} = 0,9 P_1 \quad (4.2)$$

É importante ter em conta que a pressão máxima permitida P_2 , não deve exceder o quadruplo da pressão de enchimento P_0 , porque a elasticidade da bexiga é afetada e variações excessivas no processo de compressão resultarão em forte aquecimento do gás. A relação de pressão permitida está dada pela equação (4.3).

$$P_2 \leq 4 P_0 \quad (4.3)$$

Quanto maior for a diferença entre P_1 e P_2 maior é a vida útil da bexiga do acumulador [101]. Para o dimensionamento de acumulador tipo bexiga são utilizadas a formulação matemática clássica da termodinâmica encontradas em [97] e [101].

4.1.3.2 Integração do acumulador de bexiga num sistema hidráulico

Para integrar o acumulador tipo bexiga num sistema hidráulico, são necessários dois parâmetros, vazão real do óleo que entra no acumulador Q_a e a pressão do óleo na entrada do acumulador P_{in} [99], [103]. A pressão do óleo na entrada P_{in} pode ser calculada conhecendo os dados do acumulador, suas condições iniciais e taxa de fluxo real Q_a .

Quando o óleo flui para o interior ou exterior do acumulador, o gás será comprimido ou expandido. A vazão atual de óleo que entra no acumulador Q_a é igual à taxa de compressão do gás no acumulador, mostrada na equação (4.4) [103].

$$Q_a = -m_g \frac{dv}{dt} \quad (4.4)$$

Onde m_g massa do gás, v é o volume específico do gás e t é o tempo. A equação (4.4) é integrada para prever o volume específico do gás conhecendo o volume específico inicial v_0 e taxa de fluxo real Q_a . Considerando a carga do gás como um sistema fechado, o balanço de energia é calculado pela equação (4.5) [99], [103], [104].

$$m_g \frac{du}{dt} = hA_w(T_w - T) - P_g \frac{dV}{dt} \quad (4.5)$$

Onde h é o coeficiente de transferência por convecção, A_w a área eficaz da parede do acumulador, T a temperatura média do gás misturado, P_g é a pressão do gás e V é o volume do gás. O lado esquerdo da equação (4.5) representa a variação da energia interna do gás. No lado direito o primeiro item representa a transferência de calor para a parede do acumulador e o segundo termo representa o trabalho de expansão do gás. A energia interna por unidade de massa para o gás real está dada pela equação (4.6) [99], [103], [104]:

$$\frac{du}{dt} = C_v \frac{dT}{dt} + \left[T \left(\frac{\partial P_g}{\partial T} \right)_v - P_g \right] \frac{dv}{dt} \quad (4.6)$$

Onde C_v é o calor específico a volume constante, v é o volume específico do gás. Substituindo a equação (4.6) na equação (4.5).

$$\tau \frac{dT}{dt} + T = T_w - \frac{T_v \tau}{C_v} \left(\frac{\partial P_g}{\partial T} \right)_v \frac{dv}{dt} \quad (4.7)$$

$$\tau = \frac{m_g C_v}{hA_w} \quad (4.8)$$

Onde τ é a constante de tempo térmica, definida como o tempo de queda da pressão do gás até 63,2% em comparação com a pressão final de equilíbrio [99], [105]. Na Figura 4.4 é apresentado o comportamento da pressão entre a máxima e a final.

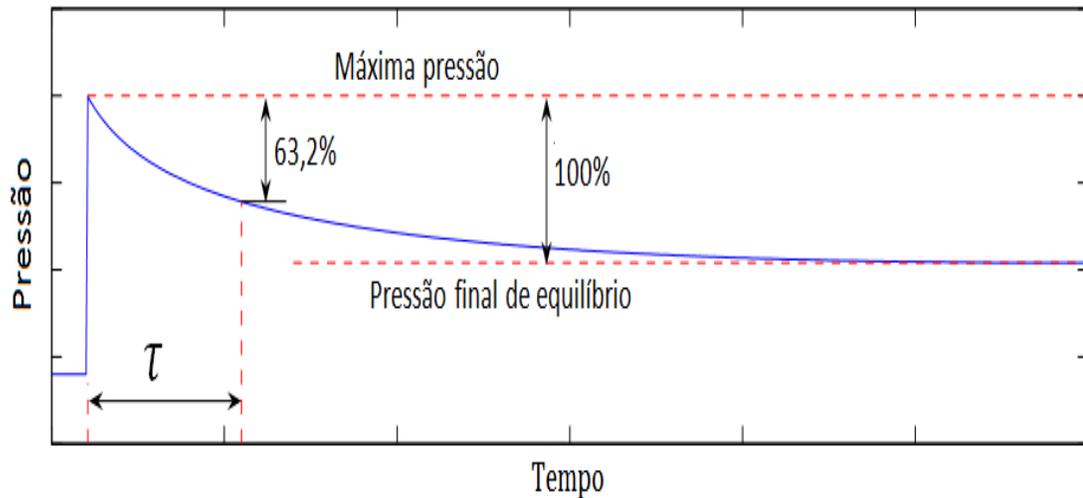


Figura 4.4 Constante de tempo térmica [105].

A pressão P_g pode ser calculada pela equação de estado de Benedict-Webb-Rubin (BWR) [103], [104].

$$P_g = \frac{RT}{v} + \frac{\left(B_0RT - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)}{v^2} + \frac{(bRT - a)}{v^3} + \frac{a\alpha}{v^6} + \frac{\left(c\left(1 + \frac{\gamma}{v^2}\right)e^{-\gamma/v^2}\right)}{v^3T^2} \quad (4.9)$$

O primeiro termo da equação (4.9) é o comportamento do nitrogênio como gás ideal, e os outros termos são de correção para o comportamento como gás não ideal [99]. Os valores das constantes para o caso do nitrogênio são obtidos de Cengel e Boles [106] e apresentados na Tabela 4.1

Tabela 4.1 Constantes da equação de estado de Benedict-Webb-Rubin (BWR) [106]

$A_0 = 106,73$	$B_0 = 0,04074$	$C_0 = 0,8164 * 10^7$	$a = 2,54$
$b = 0,002328$	$c = 7,379 * 10^4$	$\alpha = 1,272 * 10^{-4}$	$\gamma = 0,0053$

4.1.4 Bombas e motores hidráulicos

As bombas hidráulicas fornecem energia ao sistema convertendo o torque e a velocidade na entrada do eixo em pressão e fluxo de saída. Os motores hidráulicos são atuadores hidráulicos que convertem a pressão hidráulica e o fluxo em um torque e um deslocamento angular [98]. Estes dois tipos de máquinas hidráulicas são mostrados na Figura 4.5

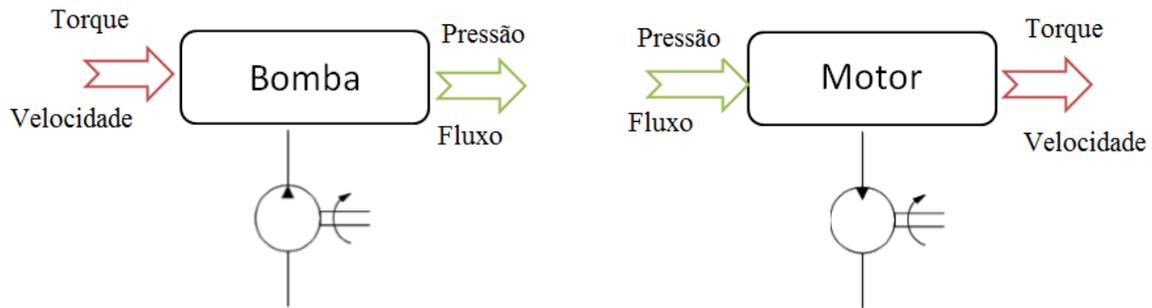


Figura 4.5. Princípio de funcionamento das máquinas hidráulicas Bomba e Motor hidráulico [98].

4.1.4.1 Bomba de deslocamento variável

Para o presente trabalho foi utilizada uma bomba de deslocamento variável, devido a que contam com compensação de pressão e permitem adequar em qualquer instante a vazão com a demanda. A vazão da bomba é proporcional ao sinal de controle fornecido através do sinal físico porta C, mostrada na Figura 4.6.

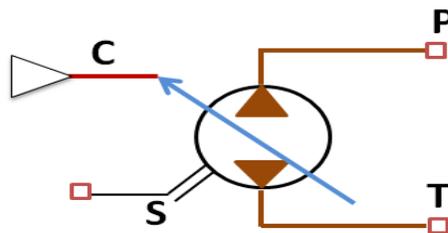


Figura 4.6 Bomba de deslocamento variável [Matlab].

Cada uma das portas é descritas a seguir:

- ✓ $C \Rightarrow$ Porta de sinal físico que controla o deslocamento da bomba;
- ✓ $S \Rightarrow$ Porta de conservação da rotação mecânica associada com eixo de acionamento da bomba;
- ✓ $P \Rightarrow$ Porta de conservação hidráulica associada com a saída da bomba;
- ✓ $T \Rightarrow$ Porta de conservação hidráulica associada à sucção da bomba, ou de entrada.

A eficiência da bomba é determinada com base em eficiências volumétricas totais, pressão nominal e velocidade angular. A vazão da bomba de deslocamento variável é calculada pela equação (4.10):

$$Q_{bomb} = D_{bomb} \cdot \omega_{bomb} - k_{leak} \cdot P_{bomd} \quad (4.10)$$

Onde Q_{bomb} é a vazão da bomba, D_{bomb} é o deslocamento instantâneo da bomba, ω_{bomb} velocidade angular da bomba, k_{leak} coeficiente de vazamento e P_{bomd} é a diferencial de pressão através da bomba. O coeficiente de vazamento é calculado pela equação (4.11).

$$k_{leak} = k_{HP}/\nu \cdot \rho \quad (4.11)$$

Onde k_{HP} é o coeficiente de Hagen-Poiseuille, ν é a viscosidade cinemática do fluido, ρ é a densidade do fluido. O coeficiente de Hagen-Poiseuille pode ser determinado pela equação (4.12).

$$k_{HP} = \frac{D_{max_bomb} \cdot \omega_{nom_bomb} (1 - \eta_{V_bomb}) \cdot \nu_{nom} \cdot \rho_{nom}}{P_{nom_bomb}} \quad (4.12)$$

Onde D_{max_bomb} é o deslocamento máximo da bomba, ω_{nom_bomb} é a velocidade angular nominal da bomba, η_{V_bomb} é a eficiência volumétrica da bomba, ν_{nom} é a viscosidade cinemática nominal do fluido, ρ_{nom} é a densidade do fluido nominal, P_{nom_bomb} é a pressão nominal da bomba. O torque no eixo de acionamento da bomba é calculado pela equação (4.13).

$$T_{bomb} = D_{max_bomb} \cdot P_{bomd} / \eta_{mec_bomb} \quad (4.13)$$

Onde η_{mec_bomb} é a eficiência mecânica da bomba. O diferencial de pressão através da bomba é calculado pela equação (4.14).

$$P_{bomb} = P_p - P_T \quad (4.14)$$

Onde P_p e P_T são as pressões manométricas nos terminais da bomba, dadas pela diferença entre a pressão absoluta P_p e a pressão atmosférica P_T . A eficiência mecânica da bomba não está geralmente disponível em catálogos, por isso, é determinada a partir das eficiências totais e volumétricas como:

$$\eta_{mec_bomb} = \frac{\eta_{total}}{\eta_{V_bomb}} \quad (4.15)$$

Neste trabalho os valores da eficiência total η_{total} e da eficiência volumétrica η_{V_bomb} são assumidas de acordo com os valores propostos por Matlab/Simulink mostrados na tabela 4.2. Os outros parâmetros da bomba de deslocamento variável utilizados neste trabalho são apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 Parâmetros da bomba de deslocamento variável

Parâmetros	Valor	Unidade
Deslocamento máximo	$5 \cdot 10^{-6}$	$[m^3/rad]$
Curso máximo	0.005	$[m]$
Eficiência volumétrica	85	$[\%]$
Eficiência total	75	$[\%]$
Pressão nominal	$120 \cdot 10^5$	$[Pa]$
Velocidade angular	188	$[rad/s]$
Viscosidade cinemática nominal	18	$[cSt]$
Densidade do fluxo nominal	900	$[kg/m^3]$

A eficiência total η_{total} da bomba, é determinada como a relação entre a potência hidráulica na saída da bomba e a potência mecânica no eixo de acionamento à pressão nominal, velocidade angular e viscosidade do fluxo. A eficiência volumétrica da bomba é dada para a pressão nominal, velocidade angular e viscosidade do fluxo.

4.1.4.2 Motor de deslocamento variável

Para o presente trabalho foi utilizado o motor de deslocamento variável, que é controlado pelo sinal proporcionado pela porta de sinal físico C, mostrada na Figura 4.7. A eficiência do motor é determinada com base na eficiência volumétrica e total, pressão nominal e velocidade angular nominal. Todos estes parâmetros são geralmente fornecidos nos catálogos dos fabricantes.

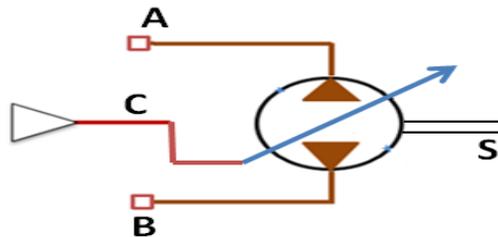


Figura 4.7 Motor hidráulico de deslocamento variável [Matlab].

Cada uma das portas são descritas a seguir:

- ✓ $C \Rightarrow$ Porta de sinal física que controla o deslocamento do motor;
- ✓ $A \Rightarrow$ Porta de conservação hidráulica associada com a entrada do motor;
- ✓ $B \Rightarrow$ Porta de conservação hidráulica associada com a saída do motor;
- ✓ $S \Rightarrow$ Porta de conservação de rotação mecânica associada com o eixo da saída do motor.

A vazão do motor de deslocamento variável é calculada pela equação (4.16):

$$Q_{motor} = D_{motor} \cdot \omega_{motor} - k_{leak} \cdot P_{motor} \quad (4.16)$$

Onde Q_{motor} é a vazão do motor hidráulico, D_{motor} é o deslocamento instantâneo do motor hidráulico, ω_{motor} velocidade angular do motor hidráulico, k_{leak} coeficiente de vazamento e P_{motor} é o diferencial de pressão através do motor hidráulico. O coeficiente de vazamento pode ser determinado pela equação (4.17).

$$k_{leak} = k_{HP}/\nu \cdot \rho \quad (4.17)$$

Onde k_{HP} é o coeficiente de Hagen-Poiseuille, ν é a viscosidade cinemática do fluido, ρ é a densidade do fluido. O coeficiente de Hagen-Poiseuille é determinado pela equação (4.18).

$$k_{HP} = \frac{D_{max_motor} \cdot \omega_{nom_motor} (1 - \eta_{V_motor}) \cdot \nu_{nom} \cdot \rho_{nom}}{P_{nom_motor}} \quad (4.18)$$

Onde D_{max_motor} é o deslocamento máximo da bomba, ω_{nom_motor} é a velocidade angular nominal do motor hidráulico, η_{V_motor} é a eficiência volumétrica do motor, ν_{nom} é a viscosidade cinemática nominal do fluido, P_{nom_motor} é a pressão nominal do motor. O torque no eixo de acionamento do motor é calculado usando a equação (4.19).

$$T_{motor} = D \cdot P_{motor} / \eta_{mec_motor} \quad (4.19)$$

Onde η_{mec_motor} é a eficiência mecânica do motor. O diferencial de pressão através do motor é calculado pela equação (4.20).

$$P_{motor} = P_A - P_B \quad (4.20)$$

Onde P_A e P_B são as pressões manométricas nos terminais do motor. A eficiência mecânica do motor não está geralmente disponível em catálogos, por isso, é determinada a partir das

eficiências totais e volumétricas, assumindo-se que a eficiência hidráulica é insignificamente pequena como:

$$\eta_{\text{mec_motor}} = \frac{\eta_{\text{total}}}{\eta_{V_motor}} \quad (4.21)$$

Os parâmetros do motor de deslocamento variável, utilizado neste trabalho são apresentados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 Parâmetros do motor hidráulico de deslocamento variável

Parâmetros	Valor	Unidade
Deslocamento máximo	$5 \cdot 10^{-6}$	[m ³ /rad]
Curso máximo	0.005	[m]
Eficiência volumétrica	85	[%]
Eficiência total	80	[%]
Pressão nominal	$100 \cdot 10^5$	[Pa]
Velocidade angular	188	[rad/s]
Viscosidade cinemática nominal	18	[cSt]
Densidade do fluxo nominal	900	[kg/m ³]

4.1.5 Sistema de acumulação hidráulica em SimHydraulics

No item anterior foi descrita a formulação matemática para cada elemento que compõe o sistema de integração. Para desenvolver este trabalho foi utilizado um pacote de ferramentas chamado Simhydraulics de Matlab/Simulink. Esta ferramenta permite a modelagem de sistemas hidráulicos, utilizando uma interface gráfica amigável. No modelo de acumulação hidráulica preliminar é mostrado na Figura 4.8, onde a cor laranja representam os sensores de vazão, a cor rosa representa o grupo controlador para a bomba e motor hidráulico e a cor verde representa as válvulas de controle. As válvulas são utilizadas para controlar as estratégias de operação. O tempo de simulação para este modelo preliminar é de 40 [s].

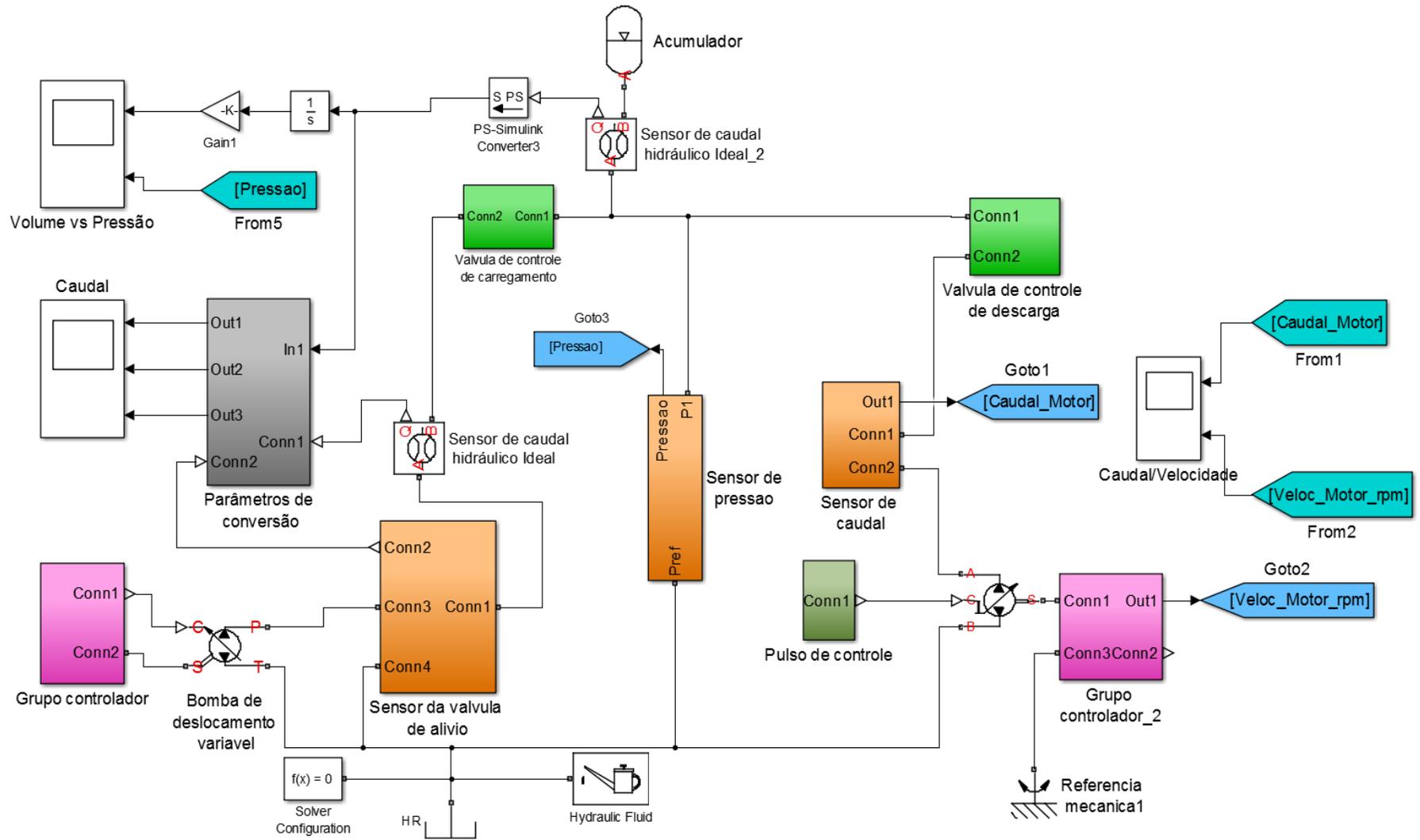


Figura 4.8. Diagrama de blocos proposto do sistema hidráulico preliminar [autor]

O grupo controlador da bomba hidráulica está composto pelos seguintes elementos, mostrados na Figura 4.9.

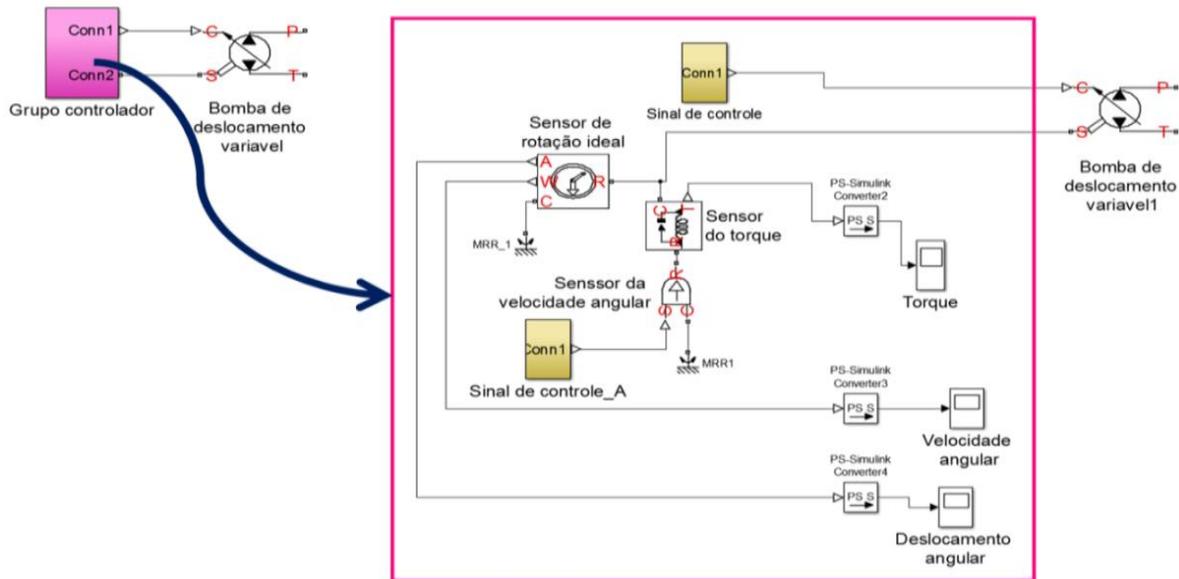


Figura 4.9 Sistema de controle da bomba hidráulica [autor]

A seguir são descritos cada um dos componentes que conformam o grupo controlador da bomba hidráulica:

- Sensor ideal do torque: Representa um dispositivo que converte uma passagem variável através do sensor em um sinal de controle proporcional ao torque. O sensor é ideal porque não considera a inércia, o atrito, os atrasos e o consumo de energia.
- Sensor de velocidade angular Ideal: Este bloco gera uma diferença de velocidades nos seus terminais, proporcional a sinal de entrada física. A fonte é ideal no sentido que é assumido para ser suficientemente forte para manter a velocidade especificada, independentemente do torque exercido sobre o sistema.
- Sensor de rotação ideal de movimento: Este bloco representa um dispositivo que transforma uma variável através da medida entre nodos de rotação mecânicos em um sinal de controle proporcional à velocidade angular. Pode-se especificar a posição angular inicial (offset) como parâmetro do bloco. O sensor é ideal, pois não tem em conta a inércia, fricção, atrasos e o consumo de energia.

- Simulink-PS converter: é um elemento que transforma os cálculos matemáticos em resultados físicos para que o elemento ligado possa operar.

No grupo controlador do hidromotor Figura 4.10, está composto pelos seguintes elementos:

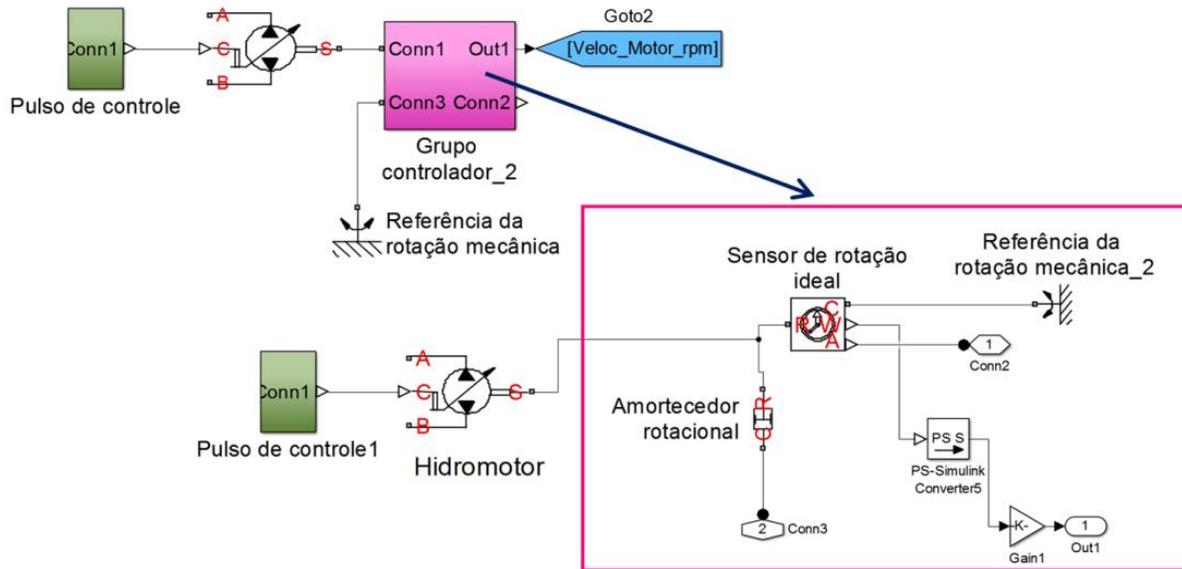


Figura 4.10 Sistema de controle da bomba hidráulica [autor]

- Mecânica de rotação de referência: Este bloco representa um ponto de referência para todos os portos de rotação mecânicos. Todos os elementos de rotação devem estar rigidamente fixados à referência mecânica de rotação.
- Amortecedor rotacional: representa um amortecedor rotacional mecânico ideal viscoso que resiste a velocidade imposta e dissipa energia.

Análise do comportamento do acumulador hidráulico preliminar

Para entender o comportamento do sistema de acumulação preliminar durante um processo completo, foram simuladas as seguintes etapas do modelo:

- Vazão fornecida ao acumulador e entregue pelo acumulador;
- Pressão entre o reservatório e a entrada do acumulador;
- Carregamento e descarregamento do acumulador hidráulico;
- Vazão fornecida ao hidromotor;
- Velocidade do hidromotor.

Os resultados obtidos são apresentados nas Figuras 4.11 -4.15

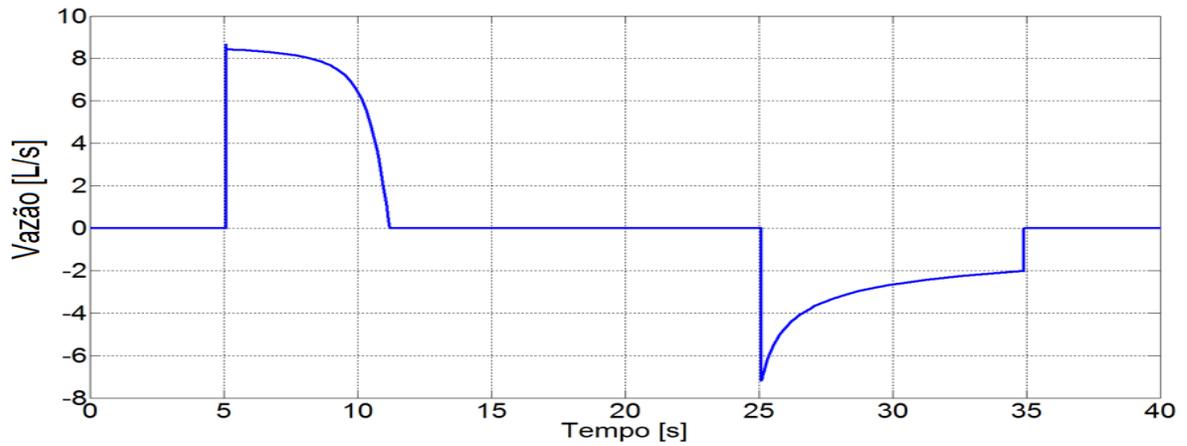


Figura 4.11 Vazão fornecida ao acumulador e entregue pelo acumulador [autor]

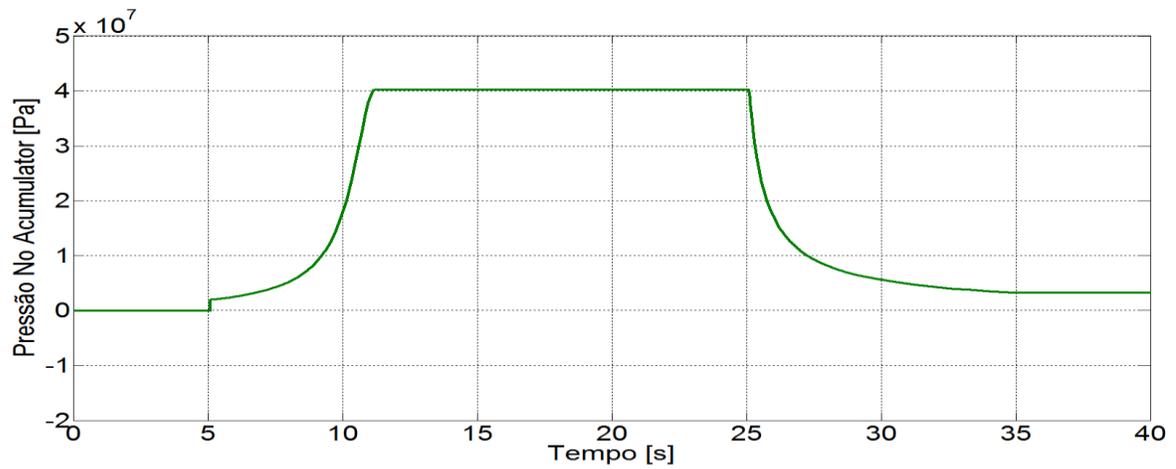


Figura 4.12 Pressão entre o reservatório e a entrada do acumulador [autor]

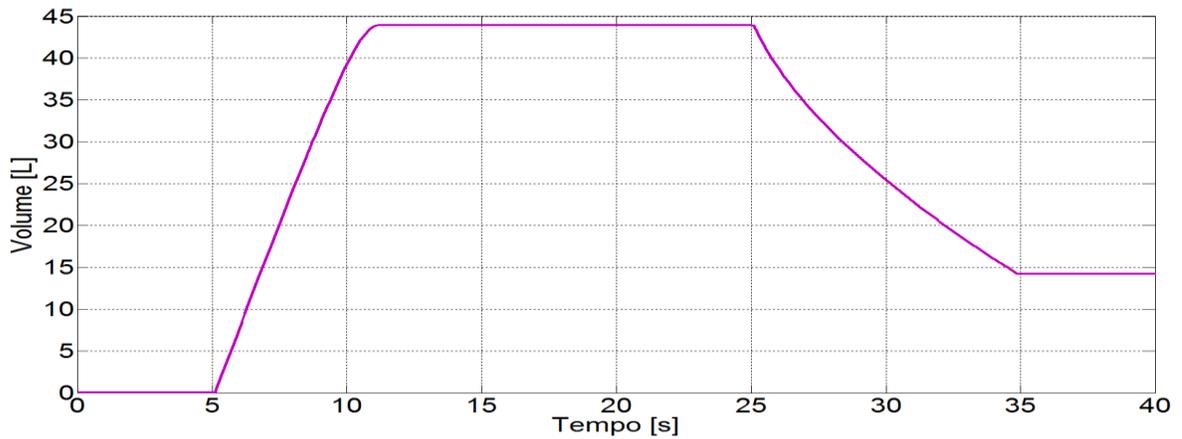


Figura 4.13 Carregamento e descarregamento do acumulador hidráulico [autor]

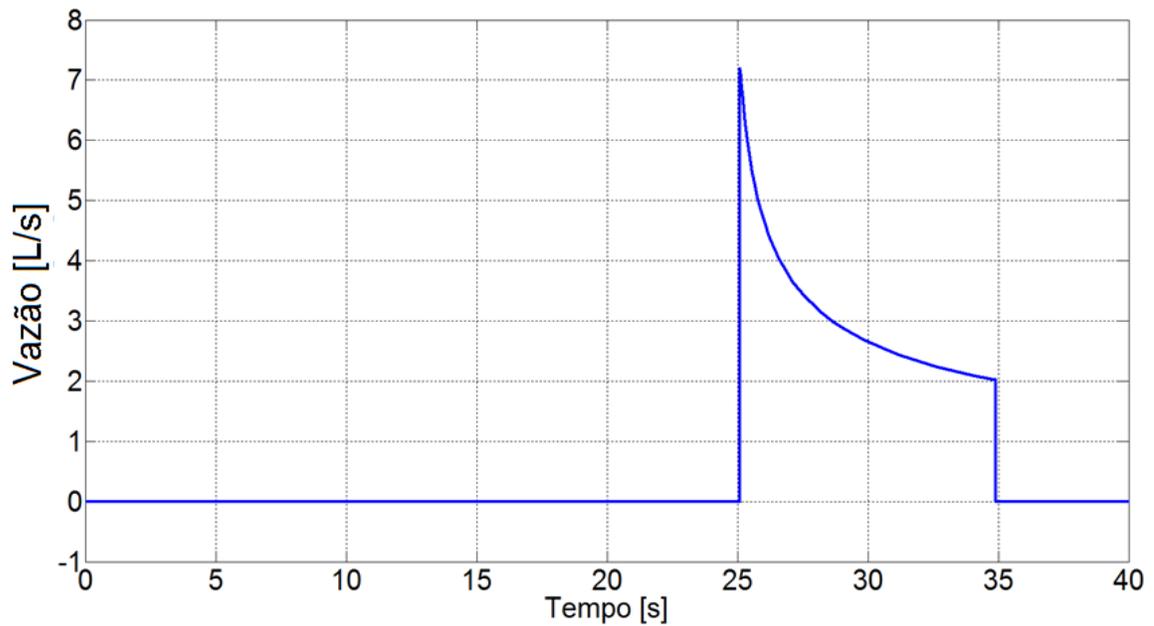


Figura 4.14 Vazão fornecida ao hidromotor [autor]

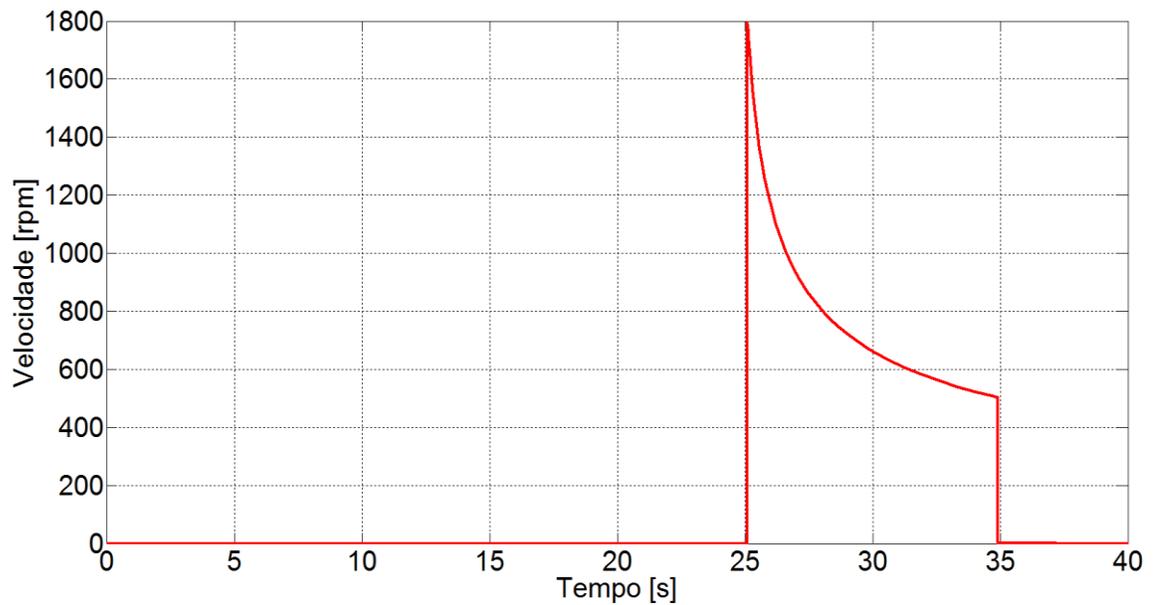


Figura 4.15 Velocidade do motor hidráulico [autor]

Na Tabela 4.4 são descritos os comportamentos mais importantes para cada elemento apresentado nas Figuras anteriormente descritas acima, para cada uma das faixas de operação.

Tabela 4.4 Estratégia de operação do sistema de acumulação preliminar.

Faixa de tempo [s]	Descrição do intervalo
0-5	A bomba hidráulica está desligada para as Figuras 4.11-4.15
5-10	<ul style="list-style-type: none"> ➤ A bomba hidráulica é ligada a partir dos 5s, ativando a válvula na entrada do acumulador hidráulico. O processo de carregamento de óleo ao sistema é mostrado na Figura 4.11; ➤ Na Figura 4.12, é observado um aumento de pressão exponencial até atingir a máxima pressão permitida no interior do acumulador; ➤ Na Figura 4.13, é observado o comportamento do enchimento de óleo no interior do acumulador hidráulico. O sistema acumula 38,5 [L] em 5 segundos; ➤ Nas Figuras 4.14 e 4.15, a válvula de controle do hidromotor permanece fechada, com a finalidade de permitir carregamento do acumulador.
10-25	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Na Figura 4.11, um pulso fecha a válvula de controle no acumulador, mantendo a vazão em 0 [L/s]; ➤ Na Figura 4.12, é observado que a pressão de serviço é mantida nesta faixa; ➤ Na Figura 4.13, é observado que o volume do óleo no interior do acumulador permanece constante; ➤ Nas Figuras 4.14 e 4.15, a válvula de controle do hidromotor permanece fechada, esperando uma ordem do controlador para entregar fornecer vazão ao hidromotor.
25-35	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Na Figura 4.11, A válvula de controle do hidromotor é ativada, permitindo que a vazão de óleo no interior do acumulador flui para o hidromotor. Na faixa de 25s-35s é negativa porque o óleo sai do acumulador; ➤ Nas Figuras 4.12 e 3.13, é observado que enquanto diminui o fluxo no interior do tanque, também a pressão diminui, ate chegar à pressão mínima e volume mínimo de serviço; ➤ Na Figura 4.14 é mostrado a vazão fornecido ao hidromotor e a Figura 4.15 é mostrada a velocidade do hidromotor, onde é observada a diminuição de velocidade de 1800 [rpm] a 580 [rpm]. Este comportamento não é aceitável para a finalidade deste trabalho.
35-40	As válvulas de controle são desligadas pelo sistema de controle.

4.1.6 Sistema de controle do modelo de acumulação hidráulica

A partir do modelo preliminar torna-se necessário controlar a pressão de descarga do acumulador. Para isto foi utilizada uma válvula reguladora de vazão com pressão compensada (VRCPC),

mostrada na Figura 4.16. A finalidade é projetar um controlador que permita manter um fluxo constante durante o fornecimento de vazão pelo acumulador.

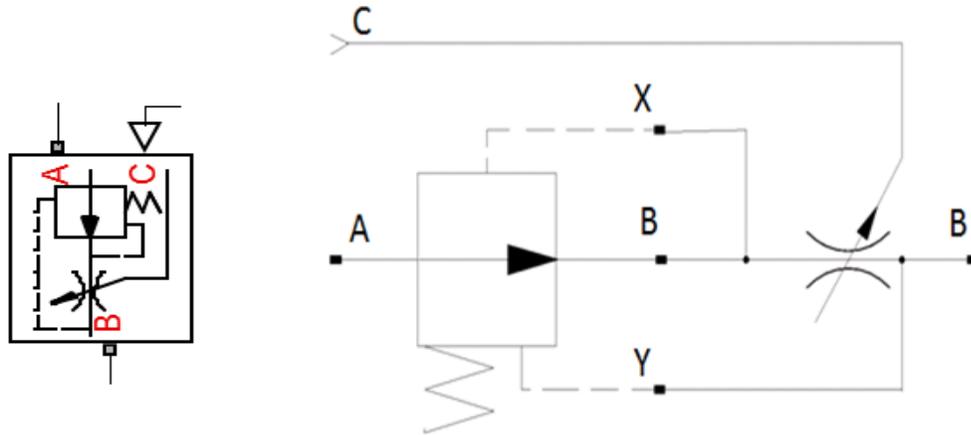


Figura 4.16. Válvula reguladora de vazão com pressão compensada

Esta válvula é baseada num bloco de compensador de pressão instalada acima do bloco de orifício variável. Cada uma das portas é descrita a seguir:

- ✓ A ⇒ Porta de conservação hidráulica associada com a entrada da válvula;
- ✓ B ⇒ Porta de conservação hidráulica associada com a saída da válvula;
- ✓ C ⇒ Porta de controle de sinal físico.

Na Figura 4.17

Figura 4.17 é mostrado o diagrama da integração de um sistema de acumulação simplificado, incorporando a válvula reguladora de vazão com pressão compensada, (*circunferência vermelha*). A finalidade é mostrar as diferenças entre as duas configurações propostas neste trabalho. Os resultados obtidos do diagrama da integração do sistema de acumulação incorporando a válvula reguladora de vazão com pressão compensada, são apresentados nas Figuras 4.18 - 4.21.

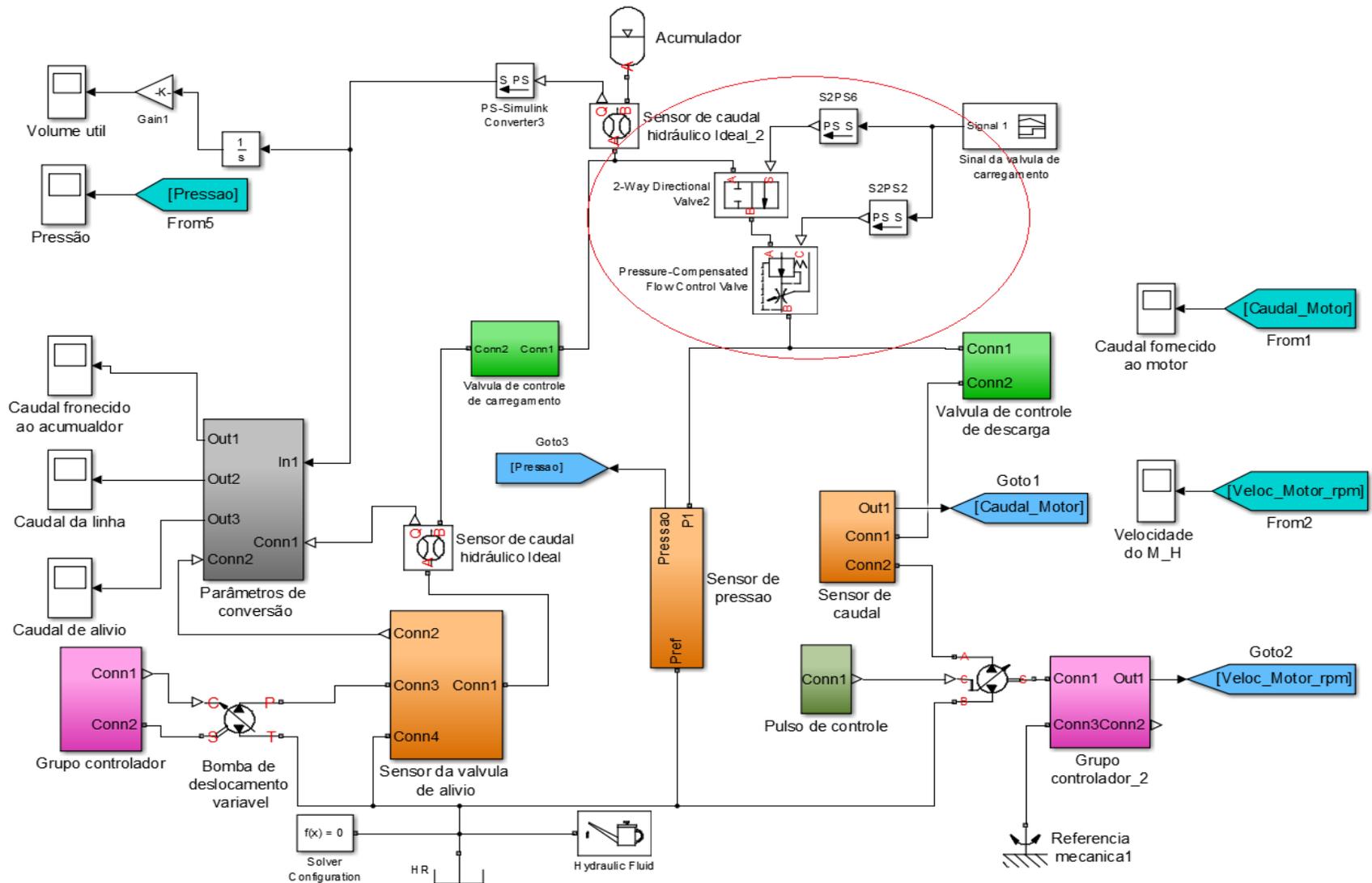


Figura 4.17. Sistema de acumulação incorporando a válvula reguladora (VRCPC) [autor]

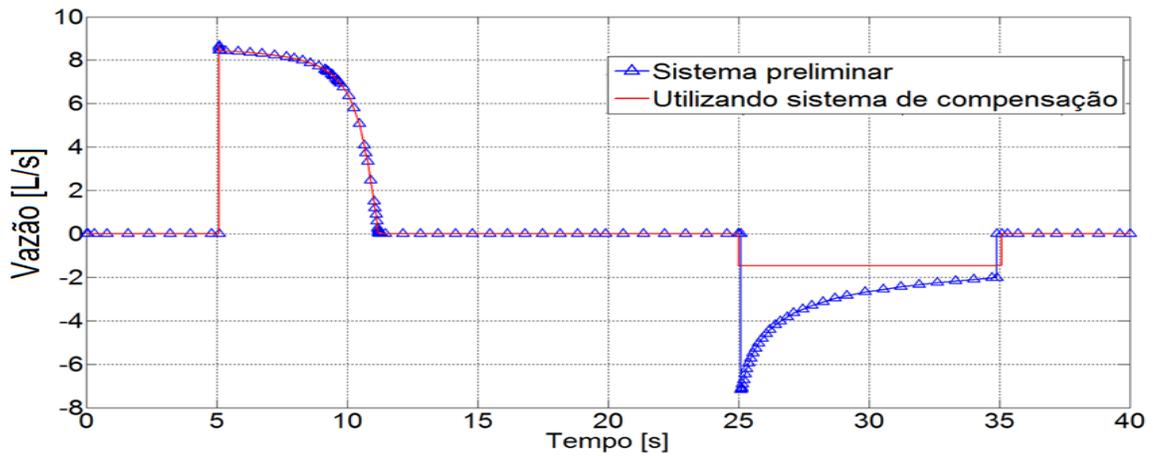


Figura 4.18 Comparação entre o sistema preliminar e o sistema compensado para a vazão entregue ao acumulador [autor]

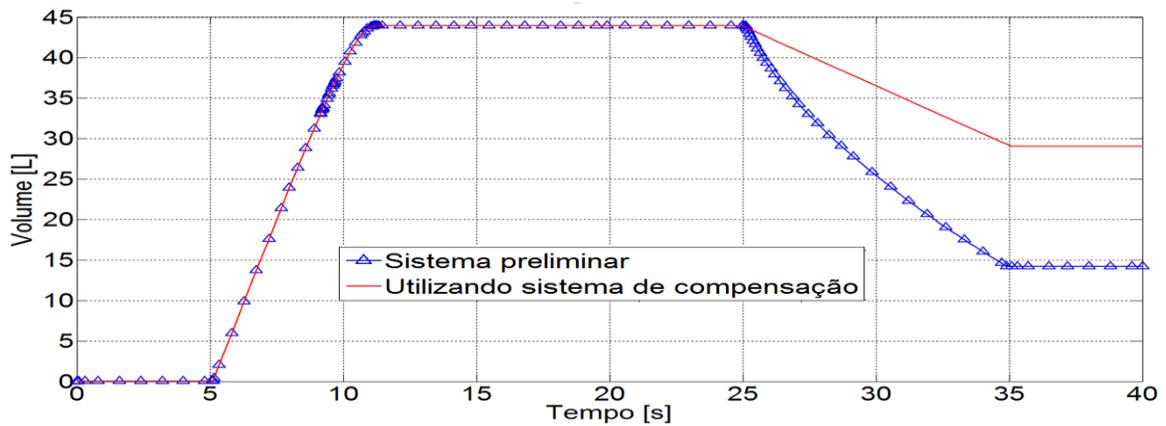


Figura 4.19 Comparação entre o sistema preliminar e o sistema compensado do carregamento e descarregamento do acumulador hidráulico [autor]

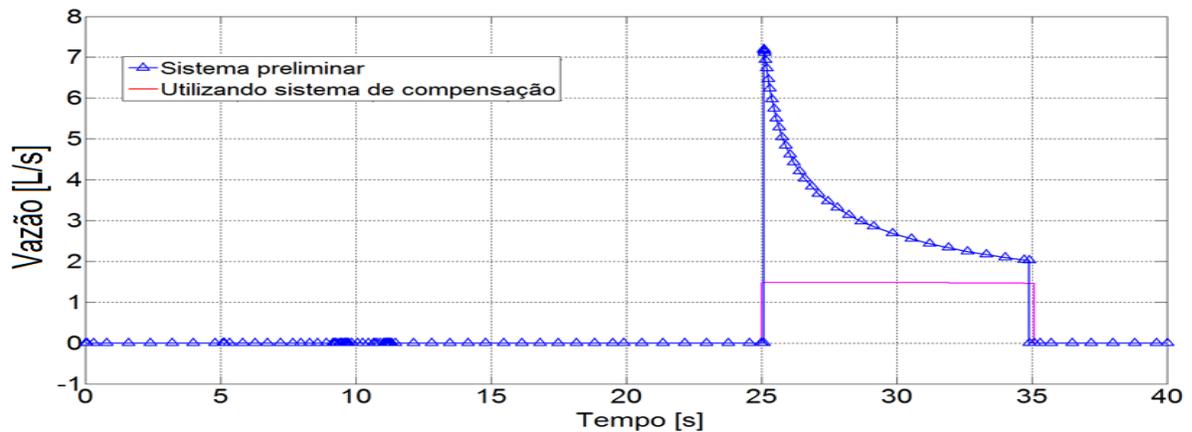


Figura 4.20 Comparação entre o sistema preliminar e o sistema compensado para a vazão fornecido ao hidromotor [autor]

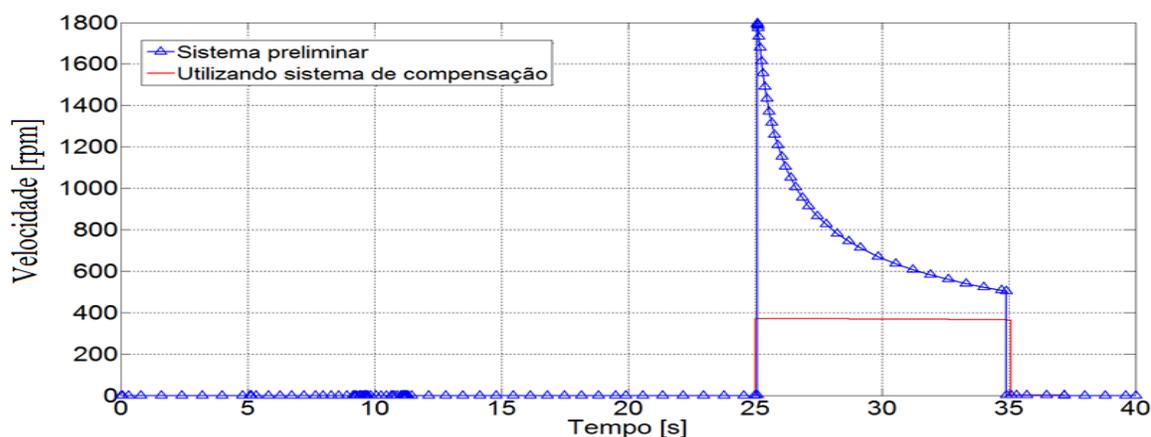


Figura 4.21 Comparação entre o sistema preliminar e o sistema compensado para a velocidade do hidromotor [autor]

Na Tabela 4.5, é mostrada a estratégia de operação do sistema de acumulação utilizando a válvula reguladora de vazão com pressão compensada.

Tabela 4.5 Estratégia de operação do sistema de acumulação utilizando válvula de regulação.

Faixa de tempo [s]	Descrição do intervalo
0-5	A bomba hidráulica está desligada para as Figuras 4.18 - 4.21
5-25	As Figuras 4.18 - 4.21 a curva ($\Delta\Delta$) e a curva (-) apresentam o mesmo comportamento. Isto acontece porque a válvula reguladora de vazão com pressão compensada não afeta para o momento de carregamento.
25-35	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Na Figura 4.19, a curva (-) tem um declive menor na diminuição do volume que o mostrado pela curva ($\Delta\Delta$). A diminuição controlada do volume é feita com a finalidade de manter constante a pressão da saída da vazão. Isto só é obtido utilizando a válvula reguladora. ➤ Na ➤ Figura 4.20, A válvula de controle do hidromotor é ativada, permitindo que a vazão de óleo no interior do acumulador flui para o hidromotor. A diferença entre a curva ($\Delta\Delta$) e a curva (-), é devido à utilização da válvula reguladora de vazão com pressão compensada. A válvula reguladora foi calibrada com a finalidade de fornecer fluxo constante ao motor hidráulico. Na Figura (CC) pode-se observar que o valor da vazão para a curva (-) é de 2.8 [L/s] constante para toda a faixa de tempo. ➤ Na Figura 4.21 é mostrada a velocidade do hidromotor, onde na curva ($\Delta\Delta$) não é possível manter a velocidade constante que é o maior interesse neste trabalho. Na curva (-), é possível observar que já tendo um vazão de fluxo contínuo, o comportamento da velocidade no hidromotor é constante, mas para obter este resultado é possível observar que há uma diminuição grande na velocidade do hidromotor. Para isso que utilizar uma grande quantidade de acumuladores hidráulicos para manter a velocidade de 1800 [rpm].
35-40	As válvulas de controle são desligadas pelo sistema de controle.

4.1.6.1 Projeto do sistema de controle para a válvula reguladora de vazão com pressão compensada

No sistema de acumulação de tipo bexiga, é necessário controlar parâmetros quando o acumulador carrega o descarrega como: pressão, vazão e o tempo de duração da descarga nos que o sistema de acumulação deve atuar. Para isso com a finalidade de projetar e automatizar o sistema de controle da válvula reguladora de vazão com pressão compensada. Na Figura 4.22 é mostrado o sistema de controle projetado para automatizar a válvula reguladora de vazão.

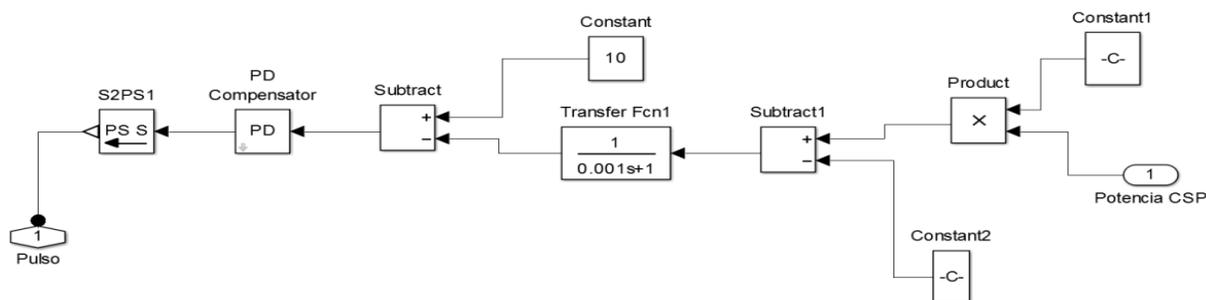


Figura 4.22 Controlador da válvula reguladora de vazão com pressão compensada [autor]

A identificação da função de transferência que permite construir o modelo matemático do sistema de controle dinâmico, foi realizada através do comando “ident” de Matlab. O processo de identificação está dado pelos seguintes passos:

- i. Coleta de dados de entrada e saída do processo a ser identificado (planta);
- ii. Projeto da função de transferência para o controlador da pressão e vazão mássica na entrada e saída dos acumuladores hidráulicos.

i. Coleta de dados de entrada e saída do processo a ser identificado (planta)

Neste caso foi utilizado o modelo preliminar mostrado acima na Figura 4.8, onde foi simulado o sistema para diferentes aberturas da válvula reguladora com pressão compensada. Os valores obtidos são apresentados na Tabela 4.6 e caracterizam o comportamento da vazão do acumulador e a velocidade do hidromotor, para uma determinada vazão fornecida pelo sistema CPP-ORC. Neste caso a vazão máxima do sistema para manter a velocidade do hidromotor em 1800 [rpm] é de 1880 [L/s]. Para a abertura máxima da válvula (VRCPC) é assumido que o valor de zero significa que a válvula (VRCPC) está completamente aberta e o valor de dez que a válvula (VRCPC) está completamente fechada.

Tabela 4.6. Caracterização do controlador da válvula reguladora com pressão compensada.

Ganho da válvula (VRCPC)	Vazão do acumulador	Vazão do CPP-ORC	Velocidade do hidromotor
0	1,8765	0,0039	1800
1	1,69	0,1904	1619
2	1,5025	0,3779	1440
3	1,3158	0,5646	1261
4	1,1284	0,7520	1081
5	0,941	0,9394	901
6	0,753	1,1274	698
7	0,565	1,3154	512
8	0,3769	1,5035	304
9	0,1886	1,6918	90
10	0	1,8804	0

ii. Projetar a função de transferência para o controlador da válvula (VRCPC)

Uma vez que os dados de entrada e de saída foram coletados, procede-se à escolha do modelo matemático que representa a dinâmica da planta. Escrevendo o comando “ident” na janela do Matlab obtemos a ferramenta de sistema mostrada na Figura 4.23.

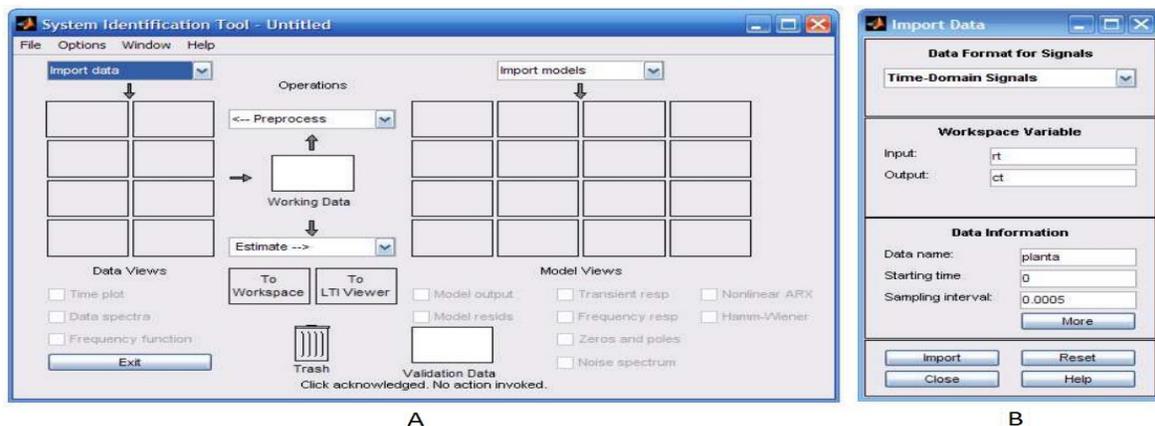


Figura 4.23 Ferramenta computacional em Matlab para a identificação do sistema

Utilizando esta ferramenta é possível determinar uma função de transferência de primeira ordem com saída $Y(S)$ e entrada $U(S)$ no domínio da frequência, onde $S = j\omega$. O valor ω corresponde à frequência natural do sistema, K e τ são respectivamente, o ganho e a constante de tempo. Neste caso a função de transferência é calculada como:

$$Y(S) = \frac{K}{\tau * S + 1} U(S) = \frac{-1}{0.001 * S + 1} U(S) \quad (4.22)$$

Os pólos no denominador de uma função de transferência são os valores das variáveis de Laplace, S , que tornam a função de transferência infinita, ou quaisquer raízes do denominador da função de transferência que são comuns às raízes do numerador. Os zeros no numerador são os valores das variáveis de Laplace, S , que tornam a função de transferência nula. A função de transferência calculada para o controle da válvula está representada no diagrama de pólos e zeros, mostrada na Figura 4.24. A estabilidade do sistema pode ser determinada pela posição dos pólos no plano, S , neste caso o polo está no lado esquerdo do plano.

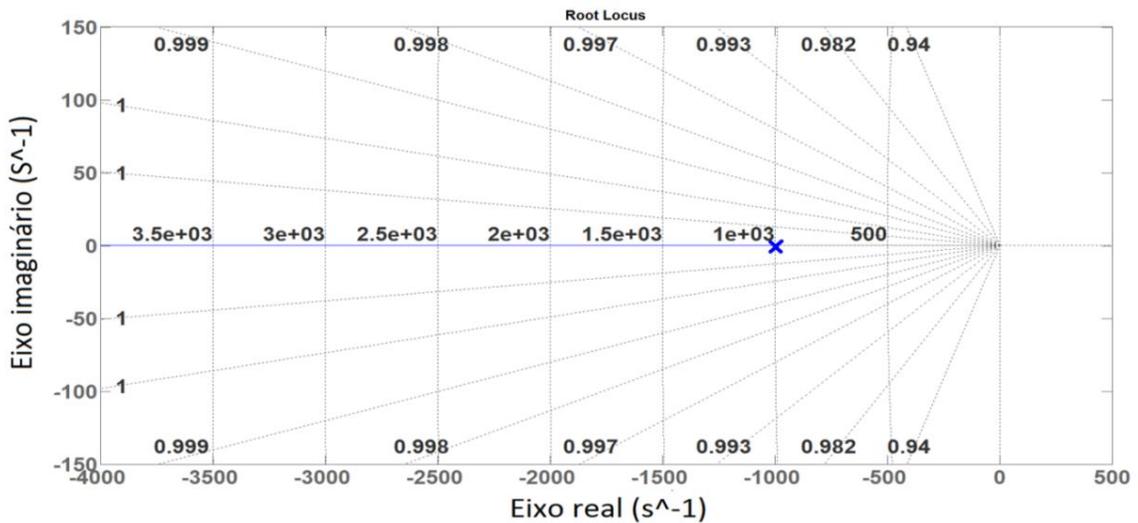


Figura 4.24 Diagrama de pólos e zeros [autor]

Projetada a função de transferência que permite o controle da válvula, é necessário determinar a estabilidade para uma entrada brusca da válvula. Para determinar a estabilidade do sistema de controle é utilizada a entrada de tipo degrau mostrada na Figura 4.25.

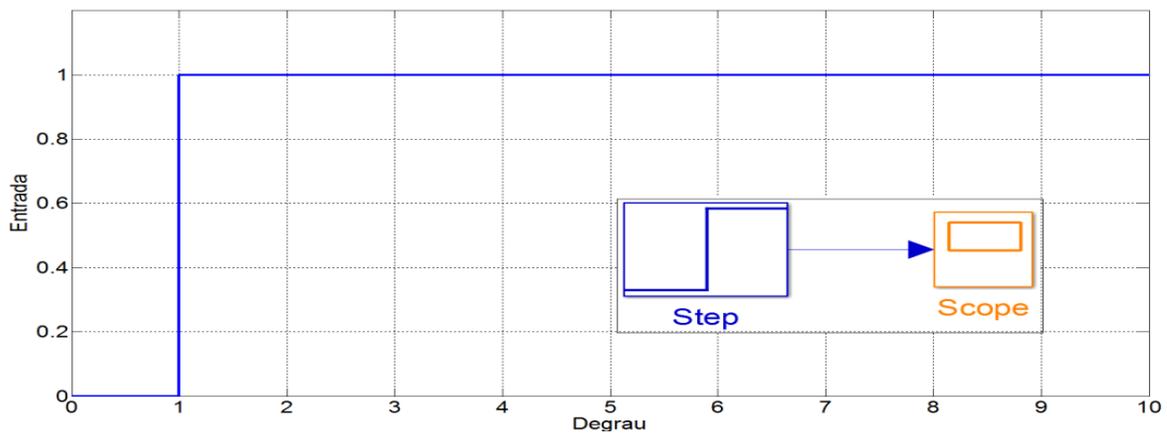


Figura 4.25. Entrada tipo degrau.

Onde o a função degrau unitário é dado como $U(S) = 1/S$. Para calcular os parâmetros da resposta na entrada degrau é necessário transformar a função de transferência como segue:

$$Y(S) = \frac{a}{S + a} * \frac{1}{S} \quad (4.23)$$

O sistema de primeira ordem para uma entrada degrau é representado na Figura 4.26. A saída é nula e finalmente se torna unitária.

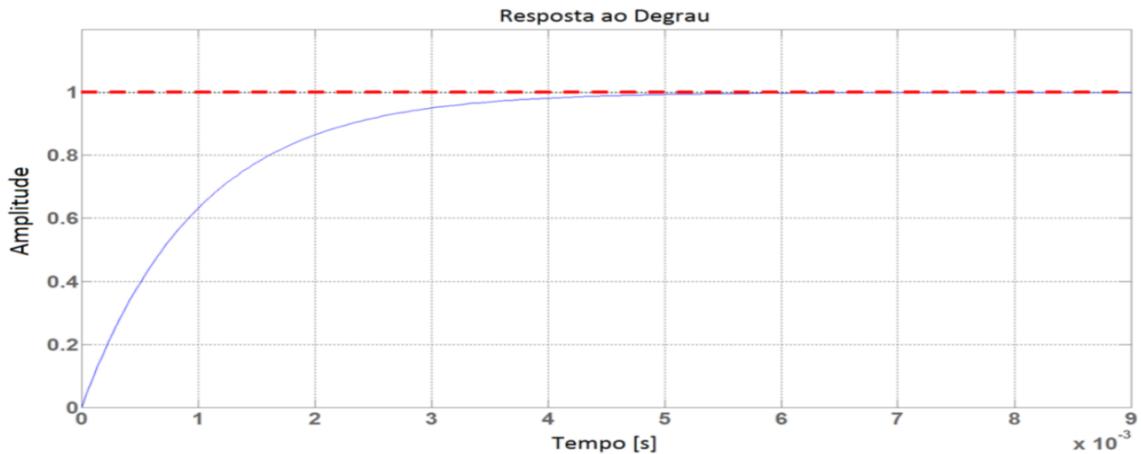


Figura 4.26 resposta da estabilidade para uma entrada degrau [autor]

$$Y(S) = \frac{-1000}{S + 1000} * \frac{1}{S} \quad (4.24)$$

Para o sistema de segundo ordem sem zeros, são definidas a seguir três especificações da resposta transitória a partir da equação (4.36) e Figura 4.26:

- ✓ Constate de tempo: trata-se do tempo para decair 37% do seu valor inicial, ou o tempo para a resposta ao degrau alcança 63% do seu valor final. Neste caso o pólo da função de transferência está localizado afastado do eixo imaginário, mais rápida será a resposta transiente;
- ✓ Tempo de subida T_{subida} : É o tempo necessário para a resposta passar de 10 % a 90% do seu valor final. O tempo de subida é obtido da equação (4.25);

$$T_{assent} = \frac{2.2}{1000} = 0.0022 \text{ [s]} \quad (4.25)$$

- ✓ Tempo de assentamento T_{assent} : É o tempo necessário para a curva alcançar e permanecer dentro de uma faixa em torno de 2% do seu valor final. O tempo de assentamento é obtido da equação (4.26).

$$T_{assent} = \frac{4}{1000} = 0.004 \text{ [s]} \quad (4.26)$$

4.1.6.2 Controle da vazão de entrada e saída ao acumulador hidráulico

Para controlar a vazão na entrada do acumulador, foi elaborado um algoritmo de controle mostrado na Figura 4.27. Este algoritmo controla os pulsos para abrir o fechar a válvula dependendo das necessidades do sistema de acumulação. Este sistema depende da potência fornecida pelo sistema CSP-ORC e a condição de volume dos acumuladores.

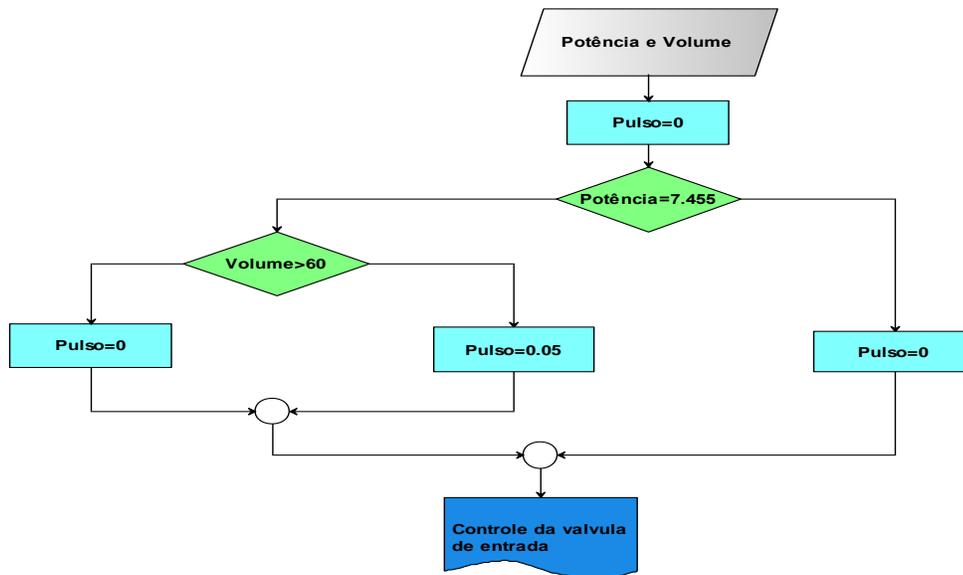


Figura 4.27 Fluxograma do controle na entrada da válvula [autor]

Para o sistema de controle da saída da vazão dos acumuladores depende também das condições de volume máximo e mínimo do acumulador e da potência fornecida pelo sistema CSP-ORC. A finalidade do sistema de controle mostrado na Figura 4.28 é permitir a vazão exata na saída do acumulador.

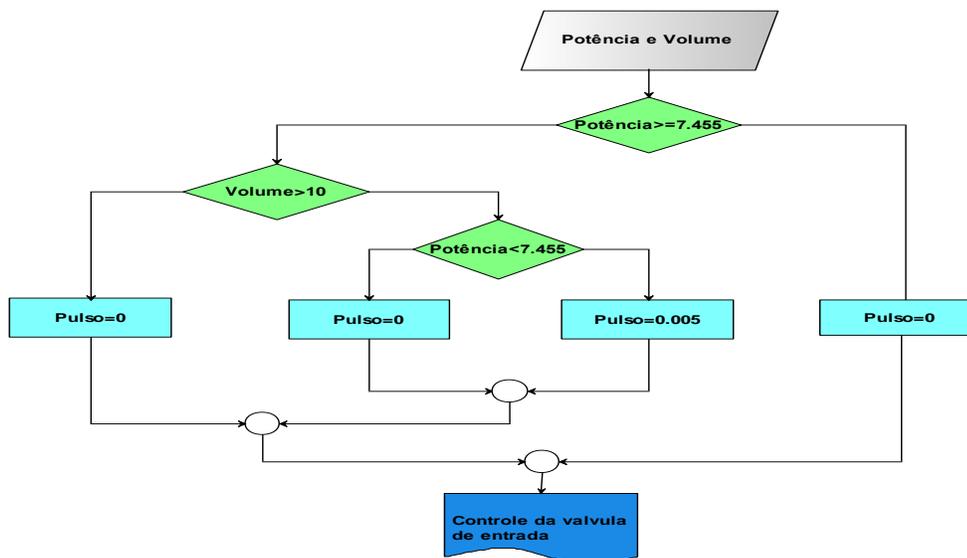


Figura 4.28. Fluxograma do controle na saída da válvula [autor]

4.1.6.3 Sistema de controle para o gaseificador/MCI

O sistema de controle mostrado na Figura 4.29, permite controlar os tempos para ligar e desligar o sistema de compensação gaseificação/MCI. O sistema de controle está composto de vários condicionais que permite automatizar o funcionamento em todo o sistema de integração, mantendo sempre a velocidade do hidromotor fixo em 1800 [rpm].

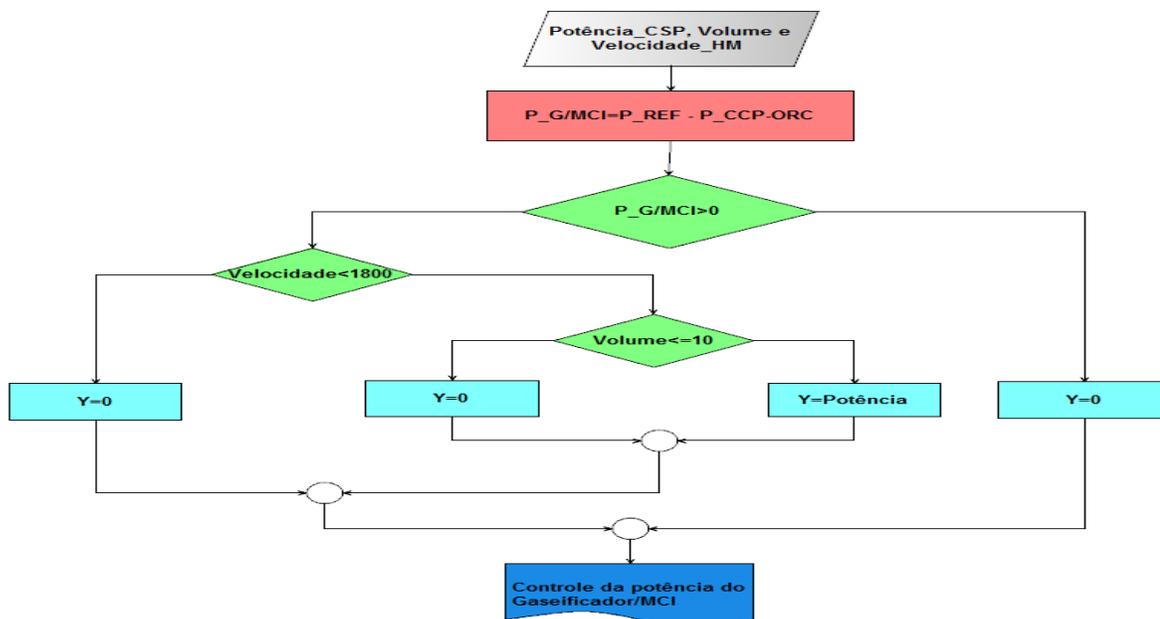


Figura 4.29. Fluxograma do controle das válvulas para a operação do sistema gaseificador/MCI [autor]

O Gaseificador/MCI só opera quando a diferença entre a potência de referência P_{REF} e a potência $P_{CCP-ORC}$ fornecida pelo sistema é maior a zero. Como o sistema principal de compensação são os acumuladores hidráulicos, o sistema de controle primeiro verifica o volume dos acumuladores, para volume igual a 10 litros este não opera. Então o sistema de gaseificador/MCI recebe o sinal de entrar em operação para manter a vazão no circuito hidráulico constante em seu valor nominal.

4.1.7 Estratégia de operação

Para selecionar a estratégia de operação mais adequada a ser aplicada no sistema híbrido Solar/Biomassa foram tidas em conta as configurações do sistema, tipos de fontes primárias para a geração de eletricidade, sistema de armazenamento e disponibilidade dos recursos neste caso como solar e biomassa. A seguir são enunciadas algumas estratégias de operação para sistemas híbridos discutidos pela literatura como [107]–[110]:

- Operação contínua do grupo gerador;
- Operação descontínua do grupo gerador com atendimento somente a carga;
- Operação descontínua do grupo gerador em plena carga, com atendimento ao sistema de armazenamento;
- Operação descontínua do grupo gerador em plena carga, com período mínimo de operação.

Para o presente trabalho, o sistema de integração hidráulica consta de dois sistemas de geração como o sistema CCP-ORC e o sistema gaseificação/MCI cada um deles acoplado a uma bomba hidráulica. O sistema foi projetado para trabalhar em princípio apenas com o sistema CCP-ORC devido a que a energia solar é um recurso disponível a maioria do tempo, além de ser limpo e renovável. Como sistema de compensação é utilizado os acumuladores hidráulicos e sistema de Gaseificação/MCI.

Para o modelo proposto neste trabalho à estratégia de operação escolhida foi a operação contínua do grupo gerador. O sistema CSP-ORC funciona quando a irradiação solar atinge os valores requeridos para sua operação. Quando as condições ambientais não são as adequadas para a operação o sistema de acumulação hidráulica é utilizado como compensador para mitigar qualquer transitório. A finalidade do acumulador hidráulico é compensar e manter a vazão suficiente de trabalho para o hidromotor, mantendo assim a velocidade constante no eixo do

gerador elétrico por um tempo determinado. O sistema gaseificação/MCI é utilizado como sistema de compensação e para o carregamento dos acumuladores hidráulicos, com a finalidade de minimizar o uso da biomassa. O sistema é controlado para atender qualquer dos dois casos no momento indicado. Os dois sistemas de compensação têm como função principal manter a estabilidade do sistema híbrido Solar/Biomassa o maior tempo possível.

Para compreender melhor o funcionamento do sistema de acumulação conectado ao hidromotor, foram construídas umas curvas que descrevem o comportamento para um dia. A estratégia de operação é mostrada na Figura 4.30, onde se pode observar por meio de sinais como é o funcionamento proposto ao longo do tempo.

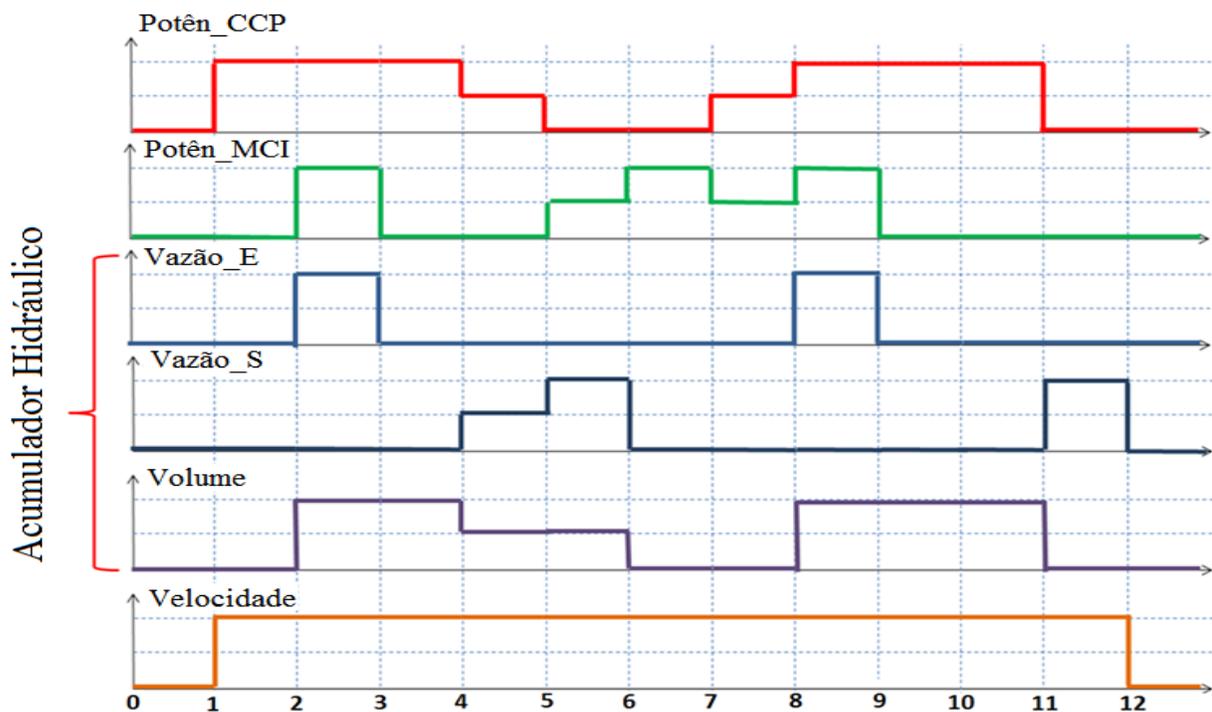


Figura 4.30. Estratégia de operação proposta para o sistema de integração hidráulica [autor]

Onde:

$Potên_{CCP}$ → Potência gerada pelo sistema CCP-ORC;

$Potên_{MCI}$ → Potência gerada pelo sistema gaseificador/MCI;

$Vazão_E$ → Vazão de entrada ao acumulador tipo bexiga;

$Vazão_S$ → Vazão de saída do acumulador tipo bexiga;

Volume → Volume do acumulador tipo bexiga;

Velocid → Velocidade do motor hidráulico.

Nas tabelas Tabela 4.7 e Tabela 4.8 são descritos detalhadamente como é o funcionamento do sistema híbrido Solar/Biomassa.

Tabela 4.7. Descrição da estratégia de operação do sistema híbrido Solar/Biomassa.

Faixa	Descrição do intervalo
0-1	O sistema híbrido Solar /Biomassa está desligado.
1-2	<ul style="list-style-type: none"> ➤ O sistema CCP-ORC começa a operar a sua potência nominal; ➤ O sistema Gaseificação/MCI fica desligado; ➤ Não há fluxo de óleo para o sistema acumulador, volume zero; ➤ O motor hidráulico opera a velocidade nominal (1800 rpm)
2-3	<ul style="list-style-type: none"> ➤ O sistema CCP-ORC operar a sua potência nominal; ➤ O sistema Gaseificação/MCI começa a operar para armazenar energia hidráulica; ➤ Há fluxo de óleo para o sistema acumulador; ➤ O motor hidráulico opera a velocidade nominal (1800 rpm)
3-4	<ul style="list-style-type: none"> ➤ O sistema CCP-ORC operar a sua potência nominal; ➤ O sistema Gaseificação/MCI fica desligado; ➤ O sistema de acumulação hidráulico permanece carregado; ➤ O motor hidráulico opera a velocidade nominal (1800 rpm)
4-5	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Há uma diminuição da irradiação solar, o sistema CCP-ORC opera ao 50 % da potência nominal; ➤ O sistema Gaseificação/MCI fica desligado; ➤ O acumulador é ligado instantaneamente para suprir a vazão necessária para manter o hidromotor na velocidade nominal (1800 rpm); ➤ Há uma diminuição do volume dos acumuladores ao 50% ;
5-6	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Baixa irradiação, o sistema híbrido Solar /Biomassa é desligado; ➤ O sistema de acumulação hidráulica e o Gaseificador/MCI fornecem a vazão necessária para manter o hidromotor na velocidade nominal; ➤ Volume 0% no interior dos acumuladores;
6-7	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Baixa irradiação, o sistema híbrido Solar /Biomassa é desligado; ➤ O Gaseificador/MCI fornece a vazão necessária para manter o hidromotor na velocidade nominal (1800 rpm); ➤ Não há fluxo de óleo para o sistema acumulador, volume zero.
7-8	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Há um aumento na irradiação solar, o Sistema CCP-ORC e o Gaseificador/MCI fornecem a vazão necessária para manter o hidromotor na velocidade nominal (1800 rpm); ➤ O excedente de vazão é fornecida para carregar o acumulador hidráulico.

Tabela 4.8. Continuação da descrição da estratégia de operação do sistema híbrido Solar/Biomassa.

Faixa	Descrição do intervalo
8-9	<ul style="list-style-type: none"> ➤ O sistema CCP-ORC começa a operar a sua potência nominal; ➤ O sistema Gaseificação/MCI fica desligado; ➤ O sistema de acumulação hidráulico permanece carregado; ➤ O motor hidráulico opera a velocidade nominal (1800 rpm)
9-11	<ul style="list-style-type: none"> ➤ O sistema CCP-ORC opera a sua potência nominal; ➤ O sistema Gaseificação/MCI fica desligado; ➤ O sistema de acumulação hidráulico permanece carregado ao 100% de seu volume; ➤ O motor hidráulico opera a velocidade nominal (1800 rpm)
11-12	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Há uma diminuição da irradiação solar, da potência do sistema CCP-ORC começa a diminuir; ➤ O acumulador é ligado instantaneamente para suprir a vazão necessária para manter o hidromotor na velocidade nominal (1800 rpm); ➤ O volume do acumulador começa a diminuir
12-13	<ul style="list-style-type: none"> ➤ O sistema é desligado

O fluxograma do sistema de controle global para o sistema de integração hidráulica é mostrada na Figura 4.31. Onde os dados de entrada são condições ambientais e especificações de cada componente dependendo das configurações geométricas das tecnologias termo solares.

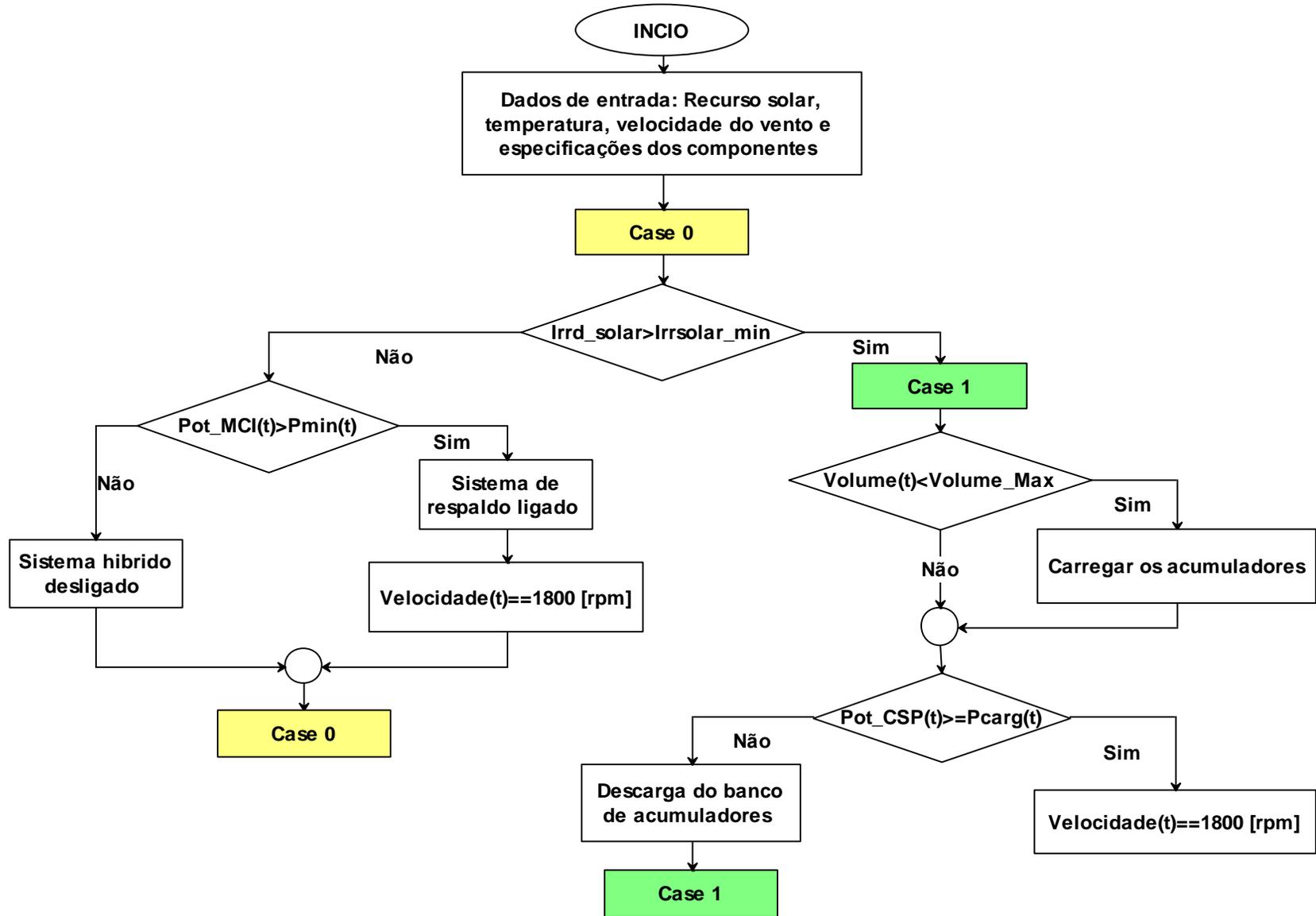


Figura 4.31 Fluxograma do sistema de controle global para o sistema de integração hidráulica [autor]

4.2 Comportamento dinâmico do sistema híbrido Solar/Biomassa integrado à rede elétrica

O primeiro cenário de conexão do sistema híbrido Solar/Biomassa constituiu em ligar o sistema na rede elétrica. A modelagem do sistema de integração elétrica está composto de um gerador síncrono, uma pequena linha de transmissão, um regulador de tensão e um regulador de velocidade. Para simular o sistema de integração à rede elétrica, foi utilizada a biblioteca SimPowerSystem® de MathWorks 2010. Esta ferramenta computacional permite modelar e simular sistemas de potência incluindo geração, distribuição e consumo de energia elétrica. Além de permitir estudar o comportamento dinâmico das máquinas, obtendo resultados da simulação mais pertos da realidade.

Para simular os resultados do modelo de integração foi necessário introduzir o bloco de “Powergui”, que permitiu escolher o método de solução matemática para o modelo. Neste caso foi escolhido o método contínuo de solução numérico de passo variável, pois permite obter resultados rápidos e com uma precisão de convergência para as necessidades deste modelo. Para a simulação dinâmica do modelo do sistema híbrido Solar/Biomassa foi escolhido o método de passo variável, porque permitiu mudar automaticamente o tamanho do passo durante a simulação; e por sua vez, fornecer controle de erros e detecção de cruzamentos de zero.

O modelo dinâmico de integração à rede elétrica mostrada na Figura 4.32, está composta por uma máquina síncrona e um regulador de velocidade que tem como parâmetro de entrada a velocidade de giro (ω) gerada pelo motor hidráulico. Também foi configurado o modelo de tensão de excitação, de acordo aos modelos propostos pela IEEE de tipo 1 para máquinas síncronas. Onde a entrada é a tensão de referência (V_{ref}), os componentes da tensão de saída da máquina síncrona (V_d e V_q) e um sinal (V_{stab}) ligado a terra.

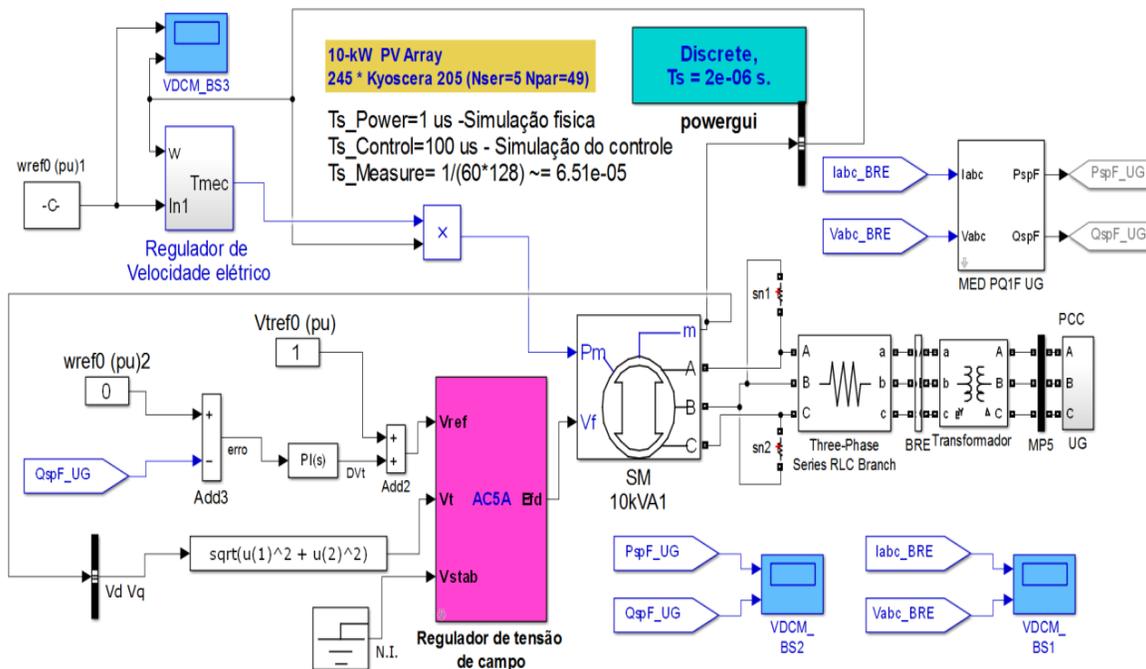


Figura 4.32. Diagrama do gerador ligado à rede elétrica [autor]

Na Tabela 4.9 são apresentados os parâmetros do gerador que são ingressados no bloco do gerador síncrono, em Matlab /Simulink.

Tabela 4.9 Parâmetros do gerador síncrono

Parâmetros do gerador	Unidades	Valor
Potência aparente nominal	S [kVA]	10
Tensão da linha	$V_L [V_{rms}]$	460
Frequência nominal	f [Hz]	60
Pares de polos	P [-]	2
Reatância síncrona direta	X_d	2.05
Reatância transitória direta	X'_d	0.21
Reatância subtransitória direta	X''_d	0.132
Reatância síncrona em quadratura	X_q	1.022
Reatância subtransitória em quadratura	X''_q	0.083
Reatância em sequencia zero	X_0	0.028
Constante de tempo transitória direta	$T'_d [s]$	0.0012
Constante de tempo subtransitória direta	$T''_d [s]$	0.003
Constante de tempo subtransitória de quadratura	$T''_q [s]$	0.003

O *SimpowerSystem*® oferece diferentes blocos que simulam distintos tipos de transformadores, neste trabalho é utilizado o bloco “*Three-phasetransformer-twowindings*”. Este bloco permite escolher o tipo de conexão do transformador e especificar a potência nominal, frequência nominal e os parâmetros do circuito equivalente do transformador e modelar a saturação do núcleo magnético, os que são mostrados na Tabela 5.10.

Tabela 4.10 Parâmetros do transformador elétrico

Parâmetros do transformador	Unidades	Valor
Ligação	[–]	Dyn11
Potência aparente nominal	S [kVA]	10
Tensão da linha no primário	V_1 [kV_{rms}]	34.5
Frequência nominal	f [Hz]	60
Resistência primaria	R_1 [Ω]	917.86
Indutância primaria	L_1 [H]	73.041
Tensão de linha no secundário	V_2 [V_{rms}]	460
Resistência no secundário	R_2 [Ω]	0.056427
Indutância no secundário	L_2 [H]	0.004903
Resistência de magnetização	R_m [Ω]	$1.721 \cdot 10^8$
Indutância de magnetização	L_m [H]	2.738

4.3 Comportamento dinâmico do sistema híbrido Solar/Biomassa operando de modo isolado

Nos sistemas isolados a operação normal dos sistemas de potência, a carga tem pequenas variações que originam mudanças no estado do sistema. Os geradores síncronos têm controles automáticos que detectam essas mudanças e iniciam uma série de ações de controle que eliminam as mudanças o mais rápido possível estes desvios do estado do sistema [111]. Neste item foi abordado o controle automático de carga-frequência, com a finalidade de regular a velocidade do rotor das unidades geradoras cerca da frequência síncrona, mantendo o sistema confiável. Quando há uma queda considerável na frequência síncrona, origina grandes correntes de magnetização nos motores de indução e transformadores [111], [112].

4.3.1 Controle de frequência potência

Num sistema elétrico de potência operando em modo interligado, os geradores estão equipados com mecanismos de controle para manter a frequência e tensão do sistema nos valores nominais. A Figura 4.32 mostra o esquema básico de um gerador síncrono acoplado a um motor hidráulico, onde a válvula de admissão na entrada do motor hidráulico permite regular a vazão mássica de entrada e por tanto a potência mecânica aportada ao gerador síncrono [111].

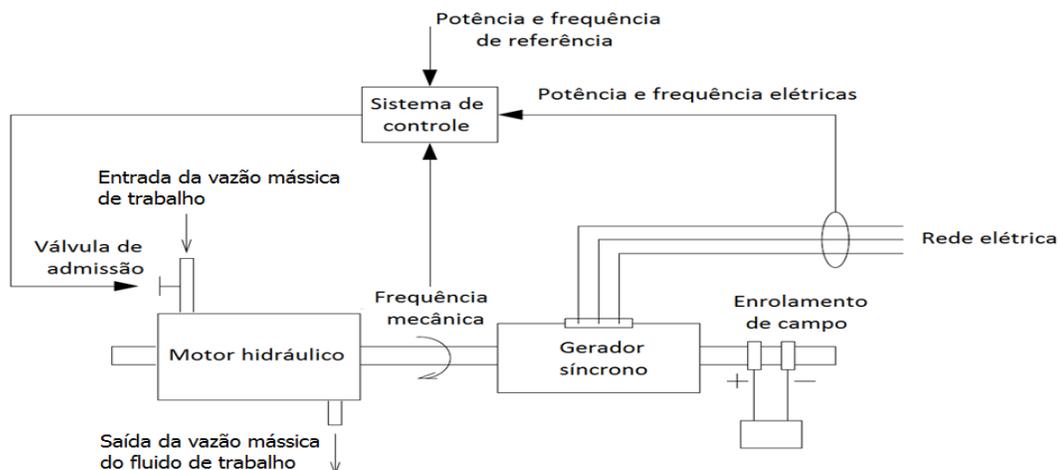


Figura 4.33. Principais elementos do controle de frequência no gerador síncrono, modificada de [113].

As mudanças de potência ativa afetam principalmente a velocidade angular do gerador e consequentemente a frequência. Além disso, a potência reativa está relacionada com a tensão e, por conseguinte com a excitação do gerador [111]. O elemento controlado foi a válvula de admissão na entrada do motor hidráulico, para permitir regular a vazão mássica de entrada e, por conseguinte a potência mecânica fornecida ao gerador síncrono.

A seguir é descrita a modelagem matemática da regulação primária que foi utilizada para controlar as variações de frequência do sistema híbrido Solar/Biomassa.

4.3.2 Regulação primária

Para que o sistema híbrido Solar/Biomassa proposto neste trabalho se encontre no estado normal de operação deve cumprir as seguintes condições:

- A demanda de todas as cargas alimentadas pelo sistema é satisfeita;

- A frequência é mantida constante em seu valor nominal (60Hz).

Quando as condições ambientais não são as adequadas para a operação do sistema híbrido Solar/Biomassa, o sistema tem que ter a capacidade de alcançar um novo estado de equilíbrio carga-geração. Quando ocorrem variações de frequência de grande porte, essa auto-regulação apresenta problemas, levando o sistema a níveis operativos inaceitáveis. Torna-se, portanto necessária a atuação de um controlador que auxilie o sistema para encontrar um estado de equilíbrio mais aceitável. Por esta razão é necessário dotar de mecanismos de regulação da velocidade automática que atuem no sentido de aumentar ou diminuir a potência gerada quando a frequência se afasta da frequência de referência. Esta primeira fase de controle de velocidade em uma unidade geradora é denominada regulação primária [113], [114]. Para determinar a regulação primária é preciso deduzir a função de transferência do gerador, a partir da equação de movimento da máquina síncrona para pequenas perturbações de acordo com [111], [112].

$$\frac{d\omega_r}{dt} = \frac{1}{J} (T_m - T_e) \quad (4.27)$$

Onde:

- J Momento de inércia combinado (Gerador-Motor Hidráulico), [kg/m²];
- ω_r Velocidade angular do rotor em radianos mecânicos, [rad/s];
- T_m Torque mecânico, [Nm];
- T_e Torque elétrico, [Nm].

A variação da velocidade angular do rotor foi calculada como:

$$\frac{d\omega_r}{dt} = \frac{d(\omega_r - \omega_o)}{dt} = \frac{d\Delta\omega_r}{dt} \quad (4.28)$$

Onde:

- ω_o Velocidade de referência;
- $\Delta\omega_r$ Desvio da velocidade.

Definindo-se a potência base S_{base} como a potência nominal da máquina e ω_{base} a frequência de referência, é calculada a constante de inércia H. A constante de inércia H está

definida como a energia cinética armazenada à velocidade nominal sobre a potência aparente nominal da máquina, calculada pela equação (4.29).

$$H = \frac{1}{2} \frac{J \omega_{\text{base}}^2}{S_{\text{base}}} \quad (4.29)$$

Dado que o sistema de controle regula a potência elétrica é comum representar a equação de movimento da uma máquina síncrona, em termos de potência mecânica e elétrica ao invés do torque. A relação entre potência P e o torque T é dada como $P = \omega_r \cdot T$, então considerando pequenos desvios em torno do valor nominal e negligenciando os termos marginais termos:

$$P_0 + \Delta P = (\omega_0 + \Delta \omega_r)(T_0 + \Delta T) \quad (4.30)$$

Tendo em conta só os acréscimos (ΔP , $\Delta \omega_r$ e ΔT) e negligenciando os de segundo ordem tem-se:

$$\Delta P = \omega_0 \Delta T + T_0 \Delta \omega_r \quad (4.31)$$

Em regime permanente os torques elétricos e mecânicos são iguais ($T_{m0} = T_{e0}$) e com a velocidade expressa em por unidade (pu), $\omega_0 = 1$, tem-se:

$$\Delta P_m - \Delta P_e = \Delta T_m + \Delta T_e \quad (4.32)$$

Reescrevendo a equação tem-se:

$$\frac{d\Delta \omega_r}{dt} = \frac{1}{2H} (\Delta P_m - \Delta P_e) \quad (4.33)$$

Na Figura 4.34 é mostrado o diagrama de blocos que representa a função de transferência entre a potência e a frequência de acordo com a equação (4.45).

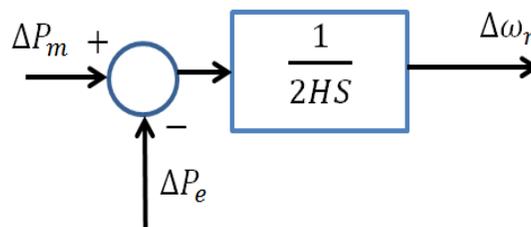


Figura 4.34. Função de transferência entre a potência e a frequência [113], [114],

A função de transferência mostrada na Figura 4.33 só descreve as oscilações da máquina síncrona, mas não descreve as oscilações produzidas pela mudança da carga, que maioria de vezes é dependente da frequência do sistema. portanto é necessário desenvolver uma função de transferência que leve em consideração a carga.

4.3.3 Resposta de carga para um desvio de frequência

Todo sistema de potência possui uma capacidade inerente de alcançar um novo estado de equilíbrio carga-geração [111]. Geralmente, cargas em sistemas de potência são compostas de uma variedade de dispositivos elétricos, como lâmpadas e cargas de aquecimento independentes da frequência e outras como bombas, motores que são diretamente afetadas pelas variações de frequência [111]. As características globais de uma carga composta dependente da frequência podem ser expressas pela equação (4.34).

$$\Delta P_e = \Delta P_l + D\Delta\omega_r \quad (4.34)$$

Onde:

ΔP_e Incremento na potência ativa da carga global;

ΔP_l Carga que não depende da frequência;

$D\Delta\omega_r$ Carga que depende da frequência;

D Constante de amortecimento da carga.

O parâmetro D expressa uma porcentagem de mudança na carga que gera 1% da mudança na frequência. Na equação (4.35) é mostrada a equação diferencial o modelo do gerador isolado alimentando carga para pequenas perturbações.

$$\frac{d\Delta\omega_r}{dt} = \frac{1}{2H} (\Delta P_m - \Delta P_l - D\Delta\omega_r) \quad (4.35)$$

Aplicando a transformada de Laplace (com condições iniciais todas nulas) é obtido:

$$\Delta\omega_r(s) = \frac{1}{2Hs} (\Delta P_m(s) - \Delta P_l(s) - D\Delta\omega_r(s)) \quad (4.36)$$

O diagrama de blocos com amortecimento (gerador alimentando carga isolada) é mostrada na Figura 4.34.

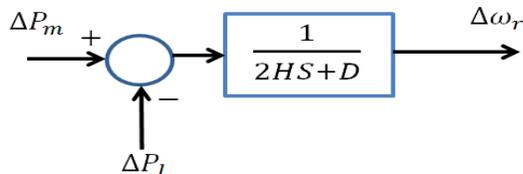


Figura 4.35. Diagrama de blocos com amortecimento [113], [114]

Se não houver um controle de velocidade nos geradores síncronos, a resposta do sistema a uma variação na demanda seria determinada pela constante de inércia H e pela constante de amortecimento D .

Para manter a frequência dentro dos limites de operação, é necessário utilizar um sistema de regulação de velocidade ou frequência. Neste caso os reguladores de velocidade isócronos e os reguladores de velocidade com queda de velocidade são os mais utilizados. O regulador isócrono mantém a frequência constante em regime permanente, num sistema isolado onde existe só um gerador síncrono ou outros geradores não participam no controle primário da frequência. O diagrama de blocos do sistema de controle de um regulador isócrono é representado na Figura 4.35.

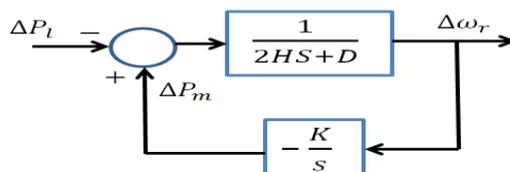


Figura 4.36. Diagrama de blocos do regulador isócrono [113], [114].

Onde (K/s) é o integrador proporcional que faz com que o estado estacionário é atingido quando o erro de frequência seja zero. Supondo-se uma diminuição na frequência devido a um aumento de carga no sistema, o regulador aumenta a potência mecânica aplicada sobre o eixo que tende a reduzir o erro de frequência. Estes reguladores apresentam a limitação de serem concebidos para apenas um sistema simplista de uma só máquina suprindo uma única carga, como o sistema híbrido Solar/Biomassa proposto, conta com duas máquinas geradoras Disco/Stirling este tipo de reguladores trazem sérios problemas de instabilidade e impossibilidade de repartição adequada da carga entre unidades geradoras.

Os reguladores com queda de velocidade são utilizados para sistemas mais complexos, com duas ou mais unidades geradoras operando em paralelo, obtendo uma divisão estável da

carga entre unidades geradoras. Para obter a característica de regulação de velocidade com queda de velocidade, foi adicionado um sinal de realimentação em paralelo ao integrador que é mostrado na Figura 4.36.

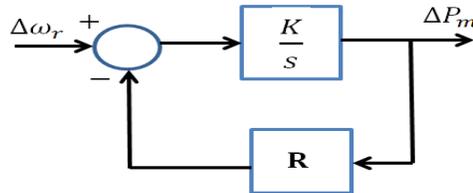


Figura 4.37. Diagrama de blocos de um regulador primário com estátismo [113], [114]

A malha de retroalimentação da Figura 4.36 apresentou uma característica estática representada pelo parâmetro R , chamado estátismo. Ou seja, a medida que a máquina assume carga o sistema de regulação de velocidade admite uma queda de velocidade. A função de transferência, que converterá um $\Delta\omega_r$ num ΔP_m está dada pela equação (5.11).

$$\frac{\Delta P_m}{\Delta\omega_r} = \frac{-1/R}{1 + s \frac{1}{R \cdot K}} \quad (4.37)$$

O parâmetro $1/R$ é conhecido como energia de regulação da máquina sendo $T_g = 1/R \cdot K$, tem-se:

$$\frac{\Delta P_m}{\Delta\omega_r} = \frac{-1/R}{1 + sT_g} \quad (4.38)$$

A Figura 4.37 mostra a resposta no tempo de uma unidade geradora, dotada de um regulador com estátismo, quando submetida a um aumento de carga.

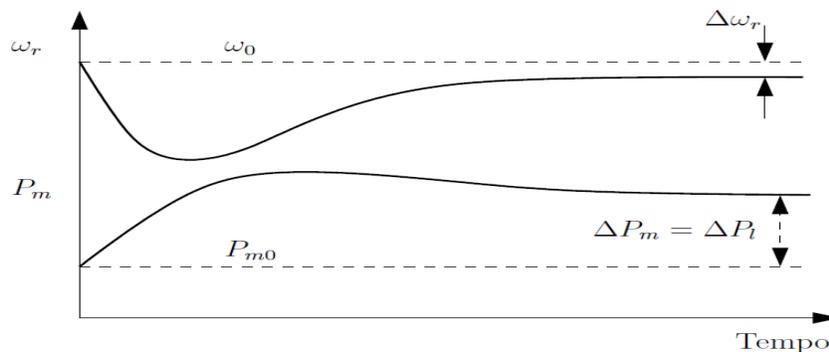


Figura 4.38 Resposta no tempo de uma unidade geradora com regulador de velocidade com estátismo [113], [114].

A constante R , é a relação entre o incremento relativo (p.u) de velocidade $\Delta\omega_r$ e o incremento relativo de potência de saída ΔP_m é escrita como:

$$R = - \frac{\text{incremento relativo de frequência}}{\text{incremento relativo de potência}} = \frac{\omega_v - \omega_{pc}}{\omega_0} \quad (4.39)$$

Onde:

ω_v Frequência em regime permanente sem carga (vácuo);

ω_{pc} Frequência em regime permanente em plena carga;

ω_0 Frequência nominal.

A presença do estátismo provoca o aparecimento de um erro na frequência em regime permanente ao contrario do que aconteceu no caso do regulador isócrono (ver Figura 4.38). Considerando duas unidades geradoras com estátismo R_1 e R_2 conectadas a um mesmo sistema de potência, existirá somente um único valor de frequência para a qual as unidades dividirão o aumento de carga.

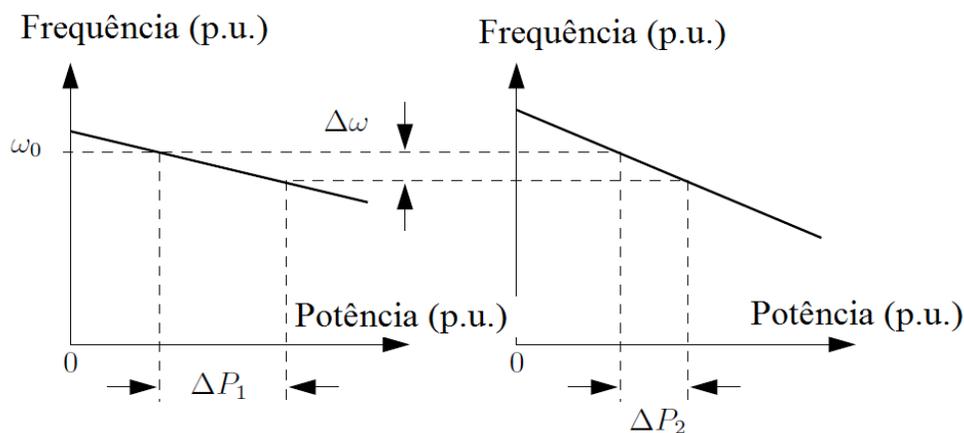


Figura 4.39. Divisão de carga por duas unidades geradoras dotadas de reguladores com estátismo [113], [114].

A utilização de reguladores de velocidade com estátismo supera os inconvenientes dos reguladores isócronos, ou seja, os problemas de estabilidade e de repartição de carga. Para modificar a potência de referência no gerador foi introduzido a consigna de potência na malha de regulação primária, mostrada na Figura 4.39.

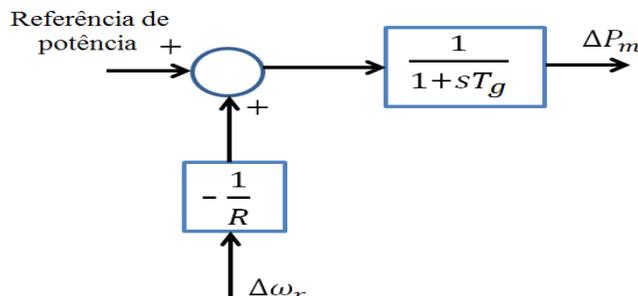


Figura 4.40 Diagrama de blocos introduzindo o sistema de regulação primária [113], [114].

Deste modo qualquer variação da potência de referência significa em regime permanente, uma variação da abertura da válvula de admissão na entrada do motor hidráulico e, portanto, uma variação na potência de saída do gerador.

4.3.4 Modelo do sistema isolado utilizando motor hidráulico e gerador síncrono

Neste item é apresentado o modelo do sistema isolado para o conjunto Motor hidráulico- Gerador, composto de um regulador de velocidade, um sistema de compensação de transitória, o motor hidráulico, o bloco com amortecimento (gerador alimentando carga isolada). Na Figura 4.40 é apresentado o diagrama de blocos para este sistema a partir dos elementos estudados acima, utilizando controle primário.

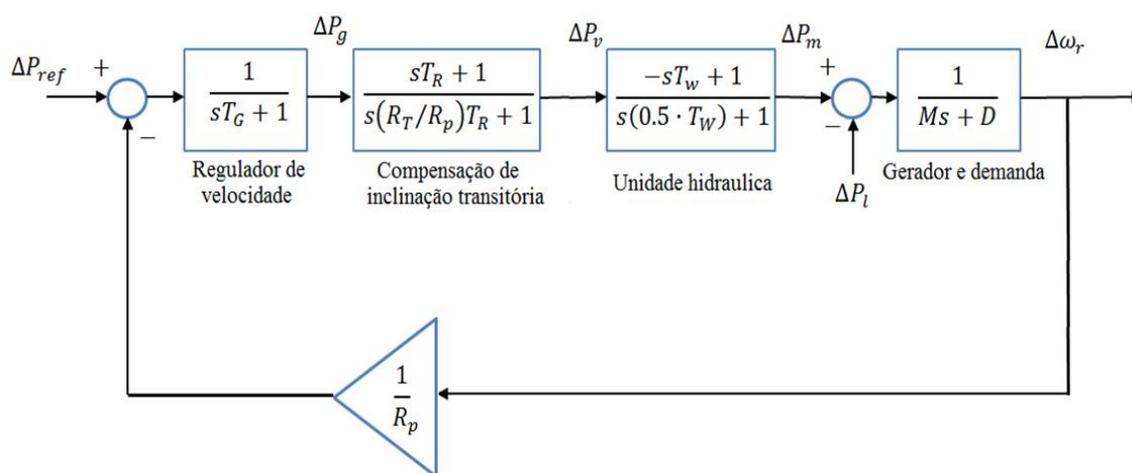


Figura 4.41. Diagrama de blocos de um motor hidráulico com regulação primária.

O documento de Neplan [115], apresenta o intervalo de tempo para as constantes de cada um dos parâmetros dos controladores. O regulador é ajustado para uma queda de 5% na velocidade tenha uma mudança do 100 % na potência mecânica fornecida ao gerador. Para este sistema foi escolhido que o valor de queda permanente é de 0.05 (p.u) ou 5%. Os valores de cada uma das constantes são apresentadas na Tabela 4.9.

Tabela 4.11. Constantes típicas de uma unidade hidráulica

T_G	T_R	T_W	R_p	R_T	M	D
(s)	(s)	(s)	(pu)	(pu)	(s)	(pu)
0.2	1.0	1.0	0.05	0.38	6.0	1.0

Onde:

- ΔP_{ref} Potência de referência;
- ΔP_g Sinal de entrada ao regulador de velocidade;
- ΔP_v Mudança na posição da válvula;
- ΔP_m Sinal de saída da potência mecânica;
- R_p Queda permanente;
- R_T Queda temporária;
- T_G Constante de tempo do regulador;
- T_w Constante de tempo do motor hidráulico.

4.3.5 Modelo do sistema isolado utilizado para o sistema Disco/Stirling

Para realizar a modelagem do sistema Disco/Stirling foram utilizados os modelos propostos pela IEEE encontrados em [116], [117]. O regulador de velocidade para o conjunto motor/gerador está composto de um transdutor de velocidade e amplificadores de deslocamento e força. O modelo do motor Stirling é incluído no acionador o integrador ($1/S$) com a finalidade que o erro seja nulo no regime permanente. O modelo do sistema Disco/Stirling está baseado e modificado de acordo com [113], [115], [116] e mostrado no diagrama de blocos na Figura 5.37.

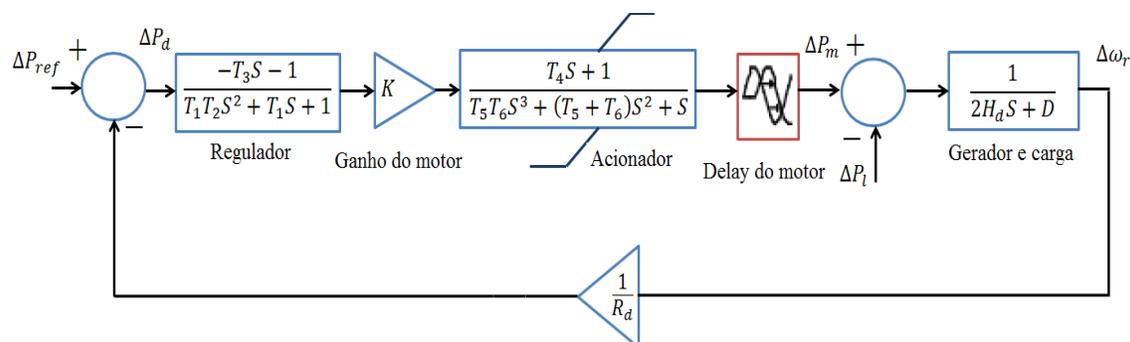


Figura 4.42. Diagrama de blocos de um motor térmico com regulação primária [115].

De acordo com os valores fornecidos pelo documento de Neplan [115], foram modificados os parâmetros $T_1 - T_6$ constantes de tempo características da resposta transiente. Os valores típicos são apresentados na Tabela 4.10.

Tabela 4.12. Constantes típicas para integrar o sistema Disco/Stirling

T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	R	H_d	D
(s)	(s)	(s)	(s)	(s)	(s)	(pu)	(s)	(pu)
1.25	0.09	1.5	0.85	0.2	0.1	0.05	3	1

Onde:

ΔP_{ref} Potência de referência;

ΔP_g Sinal de entrada ao regulador de velocidade;

ΔP_v Mudança na posição da válvula;

ΔP_m Sinal de saída da potência mecânica;

$T_1 - T_6$ Constantes de tempo características da resposta transiente ;

R Constante de regulação;

4.3.6 Controle automático da geração num sistema com duas áreas interligadas (Sistema Disco/Stirling-Sistema híbrido Solar/Biomassa).

Os sistemas de potência estão compostos por duas áreas, onde cada área está representada por uma unidade geradora equivalente, seus respectivos controles, e suas respectivas carga. Neste caso o sistema Disco/Stirling e o sistema hidráulico representam estas áreas de controle mostrado na Figura 4.42.

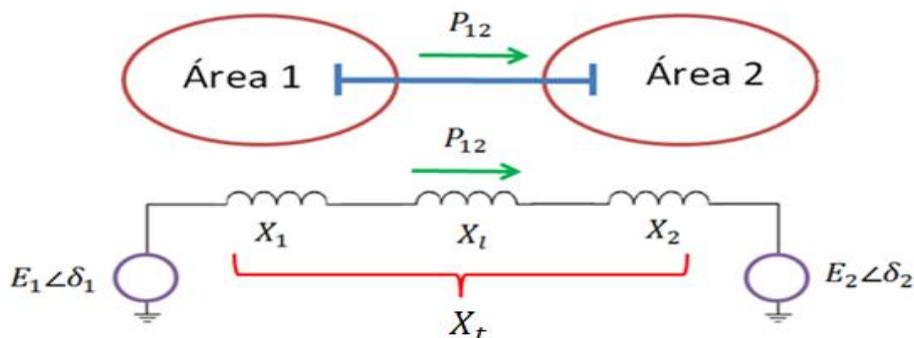


Figura 4.43 Esquema de um sistema elétrico com duas áreas interligadas [autor].

O fluxo de potência ativa a través da linha do circuito está dado como:

$$P_{12} = \frac{E_1 E_2}{X_t} \sin(\delta_1 - \delta_2) \quad (4.40)$$

Linearizando em torno do ponto de equilíbrio inicial definido pelo δ_{10} e δ_{20}

$$\Delta P_{12} = T_0 \cdot \Delta \delta_{12} \quad (4.41)$$

Onde:

$$\Delta \delta_{12} = \delta_1 - \delta_2 \quad (4.42)$$

O fluxo de potência na linha da área 1 para a área 2 é dado por:

$$T_0 = \frac{E_1 E_2}{X_t} \cos(\delta_{10} - \delta_{20}) \quad (4.43)$$

Onde:

T_0 Par sincronizante;

P_{12} Fluxo de potência na linha;

δ_1, δ_2 Ângulos dos rotores das duas máquinas;

E Magnitudes das tensões internas das duas máquinas;

X_t Reatância equivalente.

O fluxo de potência na linha (P_{12}) foi definido como transferência de potência da área 1 para a área 2. Um valor de ΔP_{12} positivo indica um aumento de fluxo de potência ativa da área 1 para área 2.

4.4 Considerações finais

Neste capítulo, apresentou-se a modelagem do sistema de acumulação hidráulica tipo bexiga, onde foi caracterizada e projetado o sistema de controle das válvulas do circuito hidráulico para o carregamento e descarregamento. A finalidade é manter a velocidade de operação do motor hidráulico a 1800 [rpm] utilizando a acumulação hidráulica como sistema de compensação.

Além foi elaborada a modelagem matemática para integrar o sistema híbrido Solar/Biomassa para dois cenários tais, como: conectado à rede elétrica e conectado modo isolado à rede elétrica.

5 RESULTADOS E ANÁLISES

Neste capítulo são analisados três cenários de operação do sistema híbrido Solar/Biomassa para determinar o comportamento dinâmico de cada um dos parâmetros envolvidos na geração de energia elétrica. No primeiro cenário foi analisado o comportamento da integração mecânica dos sistemas CCP/ORC e Gaseificação/MCI, utilizando sistemas de acumulação hidráulica tipo bexiga. No Segundo cenário foi conectar o sistema híbrido Solar/Biomassa (CCP/ORC, Gaseificação/MCI, Acumuladores hidráulicos e motor hidráulico) junto com o sistema Disco/Stirling à rede elétrica, neste caso não foi necessário utilizar conversores eletrônicos, já que foi utilizado um sistema de controle que regula a velocidade do motor hidráulico para manter a frequência de operação. No terceiro foi analisado o sistema híbrido Solar/Biomassa junto ao sistema Disco/Stirling operando em modo ilhado (stand-alone) conectado a uma carga isolada, apresentando uma opção de integração de fontes renováveis interessante. Ao longo do capítulo são apresentados os resultados para cada um dos cenários propostos.

5.1 Resultados preliminares da modelagem do comportamento do sistema híbrido Solar/Biomassa

Para caracterizar o comportamento do sistema híbrido Solar/Biomassa foram utilizados dados de irradiação solar para um dia qualquer, fornecido pela estação meteorológica da universidade federal de Itajubá, Brasil apresentada na figura 5.1.

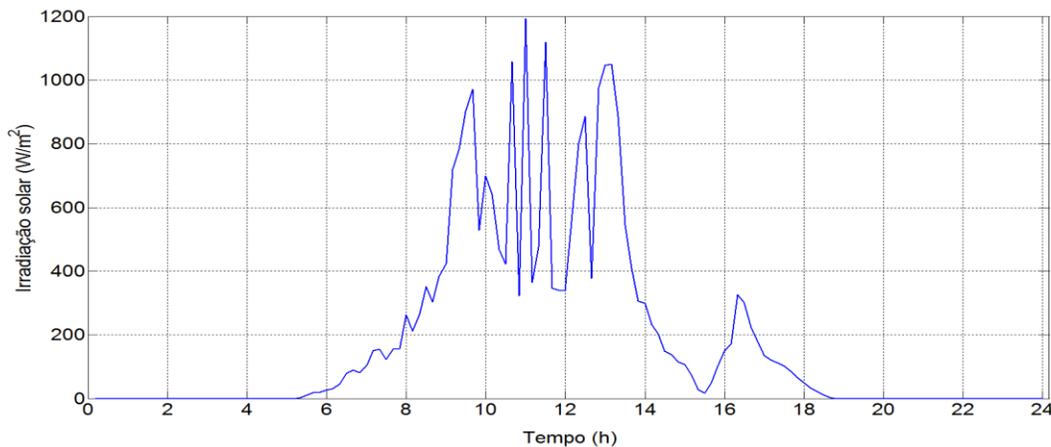


Figura 5.1. Irradiação solar para um dia qualquer da cidade de Itajubá Minas Gerais

Devido ao alto consumo do tempo computacional causado pelo método de solução de Simulink, os dados de irradiação solar foram discretizados a fim de diminuir os tempos de simulação e obter resultados mais favoráveis. Para isso foi escolhido uma faixa de tempo do dia qualquer entre às 9:30 a.m até às 2:00 p.m., apresentada na figura 5.2.

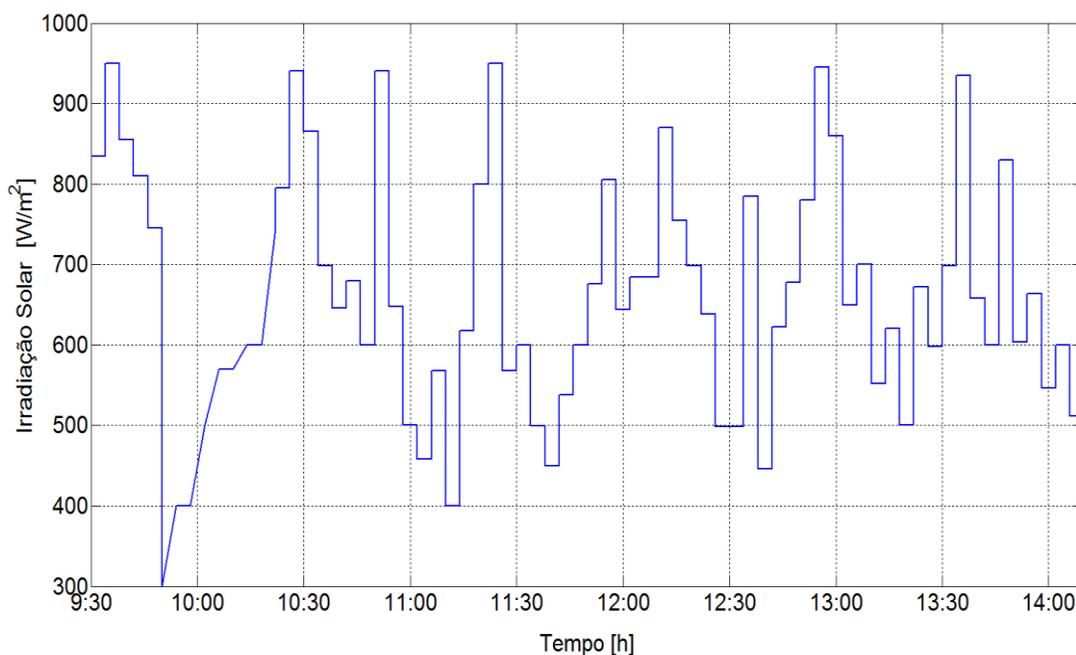


Figura 5.2. Irradiação solar discretizada [autor]

A seguir é realizada a simulação do comportamento da potência gerada pelo sistema CCP/ORC, isto a fim de caracterizar o comportamento do sinal intermitente da irradiação solar. Para os resultados apresentados a seguir não foram utilizados os sistemas de acumulação hidráulica nem o sistema de Gaseificação/MCI. As Figuras 5.3 e 5.4 apresentam as variações do comportamento da velocidade da bomba acoplada ao sistema CCP/ORC e a vazão do fluido de trabalho fornecido ao motor hidráulico. A linha vermelha das figuras 5.3 e 5.4 representa os valores nominais que o sistema deve ter para manter a velocidade de 1800 [rpm] na saída do motor hidráulico.

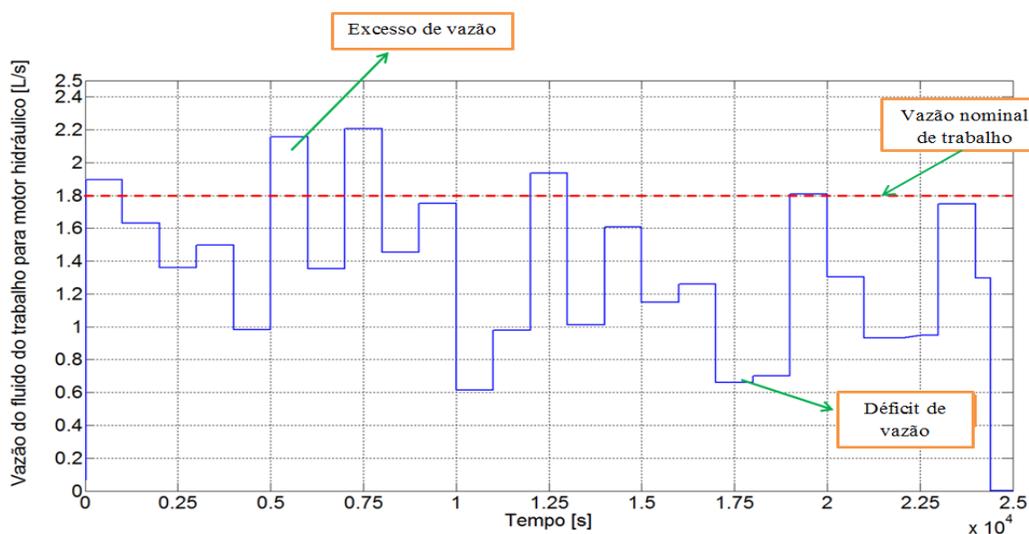


Figura 5.3. Vazão mássica do fluido de trabalho fornecido ao motor hidráulico [autor]

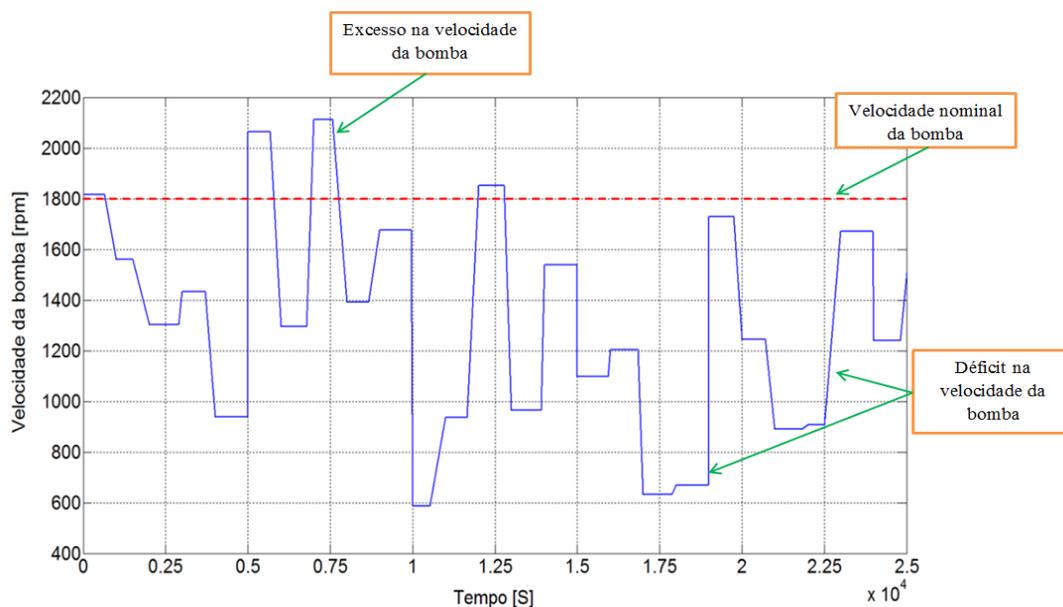


Figura 5.4. Velocidade da bomba acoplada ao sistema CCP-ORC [autor]

Das figuras 5.3 e 5.4 se observa que existe um excesso de energia na geração do sistema CCP/ORC que está manifestada num aumento da velocidade da bomba, e por sua vez um aumento da vazão mássica. Para vazões maiores que 1,8 [L/s] é possível utilizar o excesso de vazão do fluido de trabalho para preencher os acumuladores hidráulicos, para logo ser utilizados como sistema de compensação. A Figura 5.5 apresenta o comportamento da velocidade do motor hidráulico sem o sistema de controle de compensação.

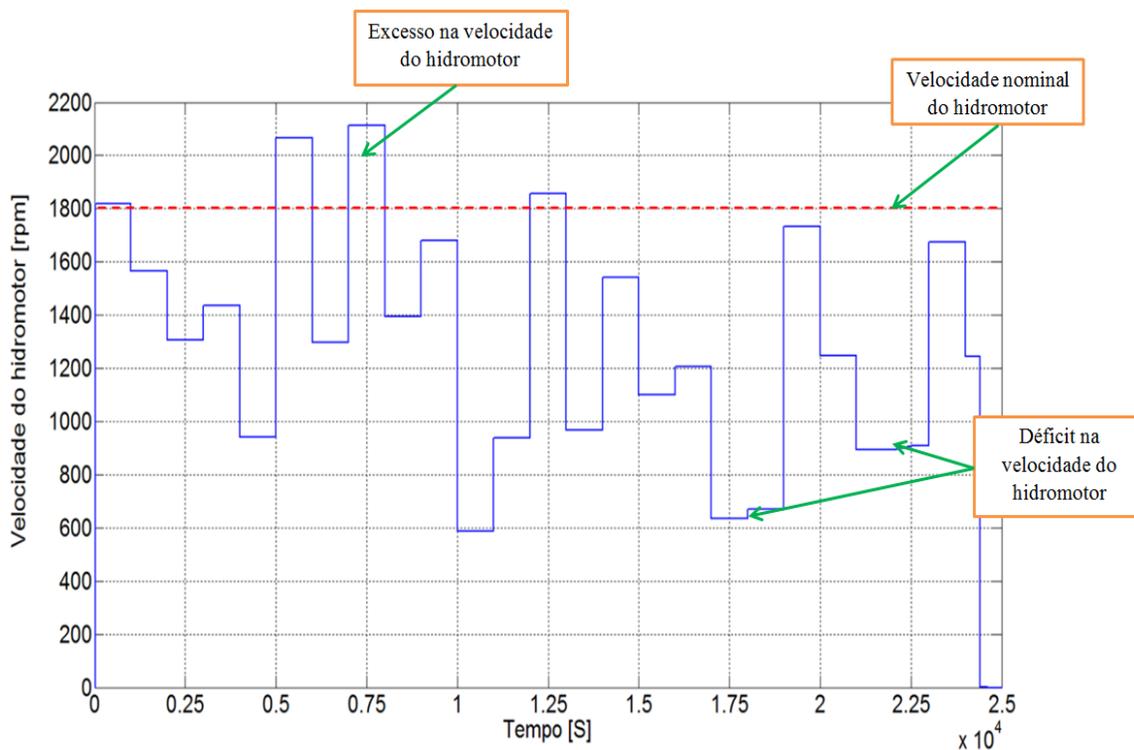


Figura 5.5. Velocidade do hidromotor sem sistema de controle de compensação [autor]

Observa-se que a velocidade do motor hidráulico sem sistema de controle não consegue manter a velocidade nominal de operação de 1800 [rpm]. Quando o motor hidráulico opera acima de 1800 [rpm] significa que há excesso de vazão do fluido de trabalho e pode ser utilizado para ser armazenado nos acumuladores hidráulicos. Quando o motor hidráulico opera abaixo dos 1800 [rpm], significa que há déficit de vazão do fluido de trabalho e é preciso que o sistema de compensação deve atuar para manter a velocidade nominal. Para aproveitar o excesso de energia e compensar o déficit de energia é necessário utilizar um sistema de acumulação hidráulica. Utilizando a estratégia de operação proposta no capítulo 4 mostrada na Figura 4.30, foi simulado o sistema híbrido Solar/Biomassa para a irradiação solar do dia qualquer, utilizando os sistemas de controle de compensação (Acumulador hidráulico e gaseificação/MCI), a fim de manter a velocidade em 1800 [rpm], mostrada na Figura 5.6.

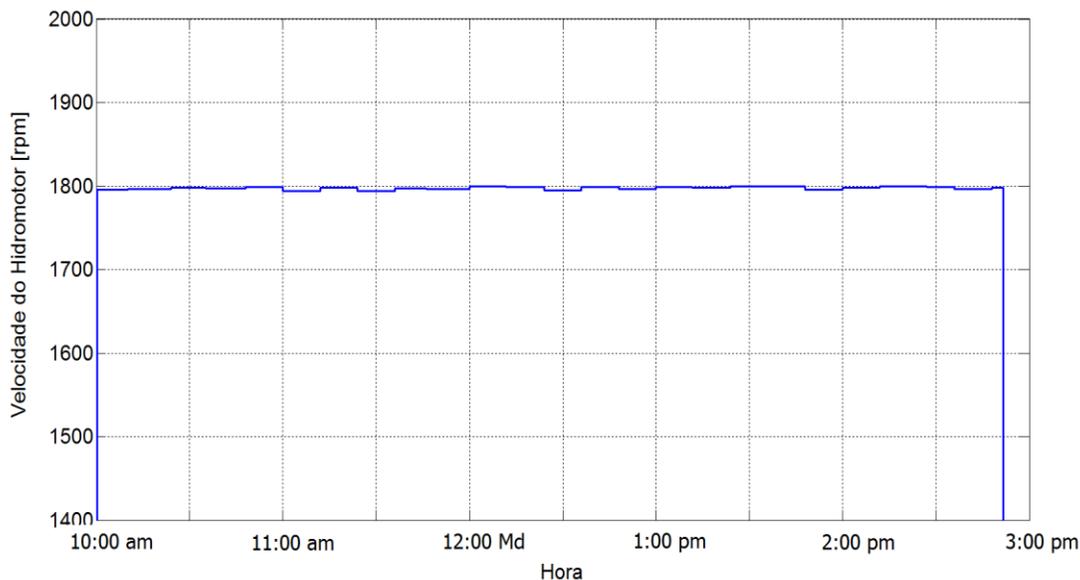


Figura 5.6. Velocidade do motor hidráulico utilizando o sistema de controle de compensação [autor]

Observa-se que na Figura 5.6 que, utilizando o sistema de controle proposto neste trabalho, é possível manter a velocidade de operação do motor hidráulico. Então é necessário utilizar um sistema de acumulação hidráulico para manter os valores nominais de operação no motor hidráulico que está acoplado ao gerador síncrono. A seguir são projetados o número de acumuladores necessários para que o sistema possa operar o maior tempo possível durante o dia.

5.2 Dimensionamento do número de acumuladores hidráulicos tipo bexiga utilizados no sistema híbrido Solar/Biomassa

O sistema de controle da acumulação tipo bexiga foi projetado para operar quando há déficit ou excesso de potência elétrica no sistema CCP/ORC. Para dimensionar o número de acumuladores tipo bexiga foram realizadas algumas simulações preliminares no sistema híbrido Solar/Biomassa modificando as quedas de potência elétrica do sistema CCP/ORC. Para isso foram consideradas as seguintes condições de operação:

- ✓ O tempo de operação do sistema de acumulação hidráulica é projetado para 7 horas equivalentes a 25200 segundos. Isto com a finalidade de compensar o sistema híbrido Solar/Biomassa durante grande parte do dia;

- ✓ O sistema CCP/ORC está projetado para gerar uma potência nominal de 7,5 kWe para uma irradiação solar de 850 W/m^2 , necessária para manter a velocidade do motor hidráulico em 1800 rpm;
- ✓ O sistema de controle das válvulas do sistema de híbrido Solar/Biomassa está projetado só para a potência de operação de 7,5 kWe;
- ✓ A partir de 5000 segundos (1 h: 23 min 20 s) de operação há uma diminuição na irradiação solar de 660 W/m^2 onde o sistema CCP/ORC gera 5,5 kWe;
- ✓ O sistema de gaseificação/MCI está operando com potência térmica mínima, a fim de garantir uma resposta rápida como sistema de compensação;
- ✓ O sistema de gaseificação/MCI tem um atraso de 5 minutos para partir como sistema de compensação.

A figura 5.7 apresenta a simulação do sistema CCP/ORC onde há uma queda na potência mostrado no ponto AT (linha azul). O sistema de gaseificação/MCI opera com 5 minutos depois, compensando o déficit de potência (linha Rosa).

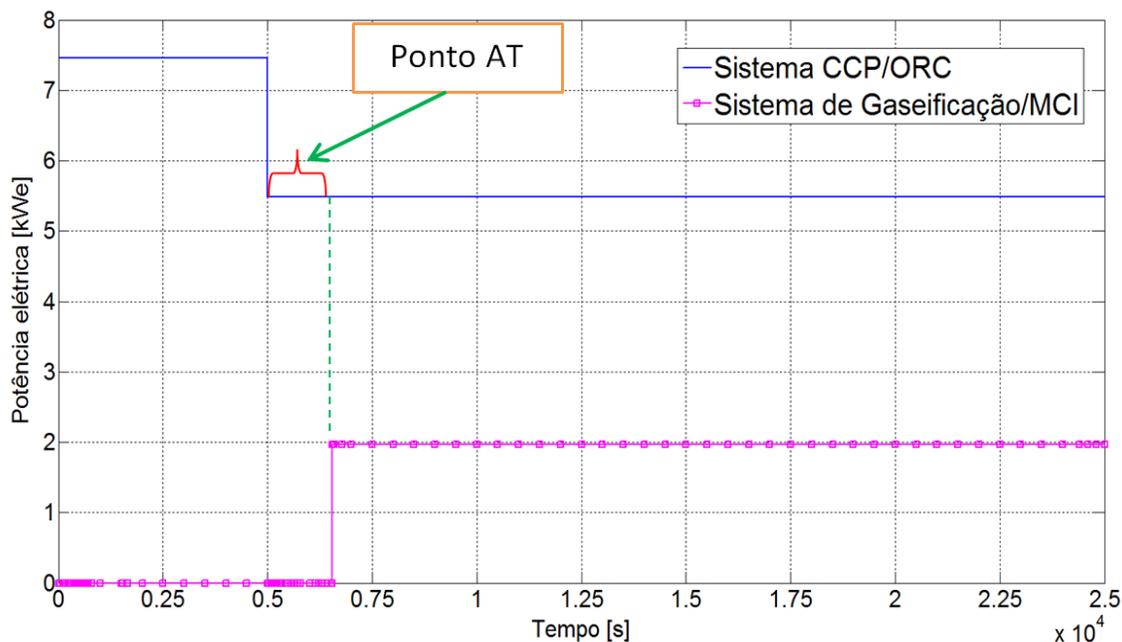


Figura 5.7. Operação do sistema CCP-ORC vs Gaseificação/MCI [autor]

Devido ao atraso na operação do sistema de gaseificação/MCI é necessário ter um sistema de compensação de resposta rápida. Na figura 5.8 é apresentada a simulação do sistema híbrido operando com acumulação hidráulica tipo bexiga como sistema de compensação de

rápida resposta. Observa-se na Figura 5.8 que para uma queda de potência no sistema CCP/ORC de 1.5 kW o sistema de acumulação hidráulica compensa a velocidade do hidromotor por 34 minutos, utilizando 22 acumuladores de 60 [L]. O tempo que atua os acumuladores hidráulicos permite que o sistema de gaseificação/MCI possa atuar como sistema de compensação.

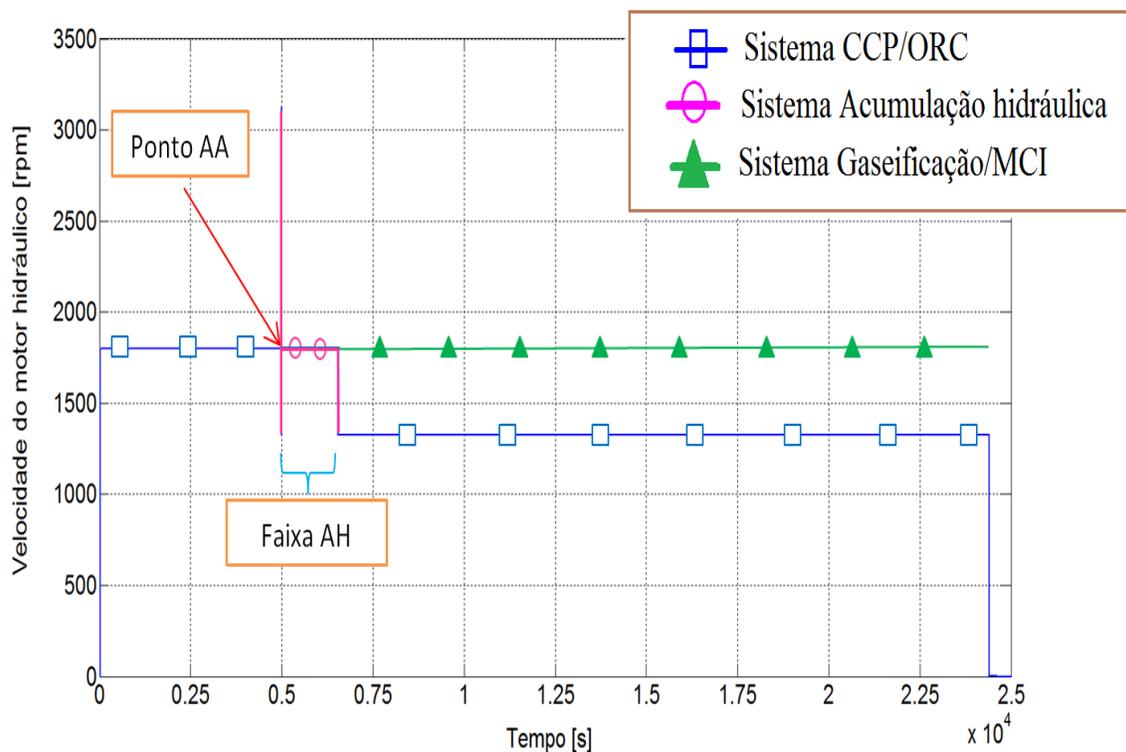


Figura 5.8. Velocidade do hidromotor [autor]

Da figura 5.8 é observado que quando atua o sistema de acumulação hidráulica para compensar o déficit de potência são produzidos transientes (Ponto AA). O transiente provocado pela entrada do sistema de acumulação hidráulica como sistema de compensação, não afeta de maneira significativa a operação do motor hidráulico. O transiente provocado tem um tempo de duração de aproximadamente 1 milissegundo, mostrado na Figura 5.9.

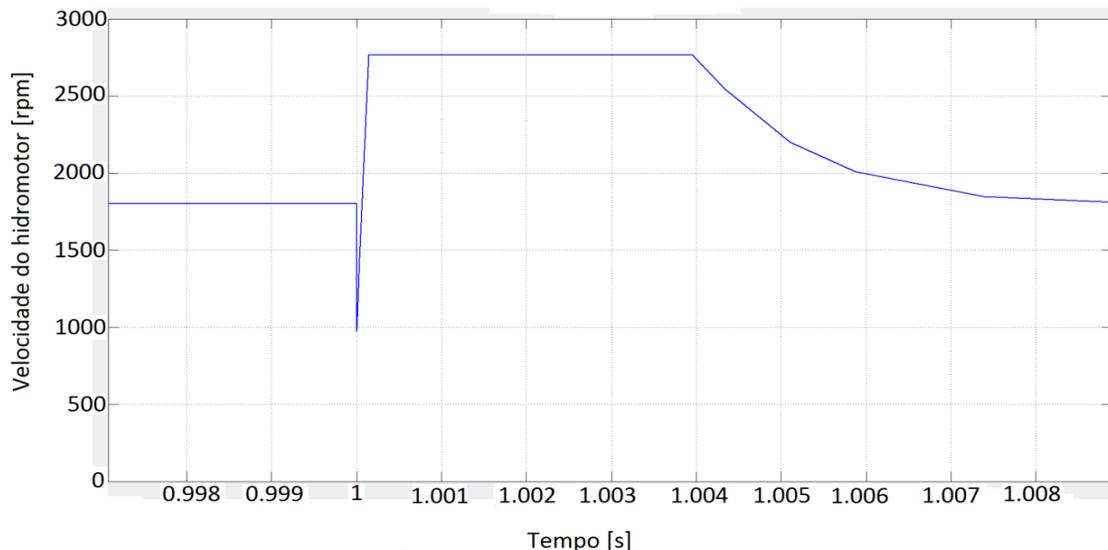


Figura 5.9. Sobre elevação da velocidade do hidromotor [autor]

A seguir foi simulado o comportamento da carga, descarga dos acumuladores hidráulicos, operando durante 7 horas. O sistema de acumulação hidráulica é enchido com óleo bombeado pelo sistema de gaseificação/MCI acoplado a uma bomba hidráulica aumentando a pressão dentro do mesmo. As Figuras 5.10 e 5.11 apresentam os tempos de carregamento e descarregamento e a vazão mássica do fluido de trabalho no sistema de acumulação hidráulica. A Figura 5.10 apresenta o carregamento de até 45 litros e o descarregamento de até 10 litros para um só acumulador hidráulico, onde o tempo de carregamento é aproximadamente de 11 minutos e o tempo de descarregamento de 26 minutos.

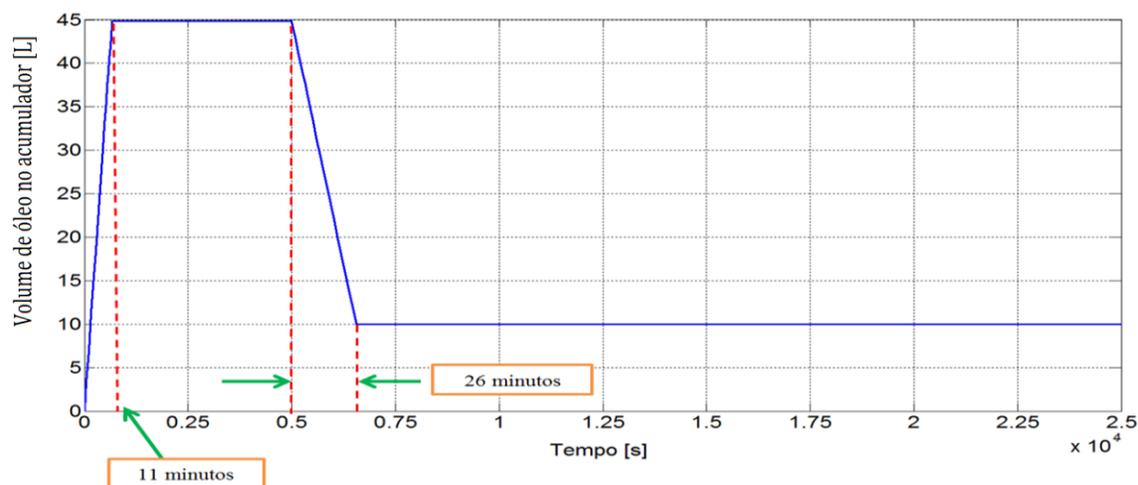


Figura 5.10. Volume para um acumulador hidráulico [autor]

A Figura 5.11 apresenta a quantidade de vazão mássica do fluido de trabalho fornecido a um acumulador hidráulico e a quantidade de vazão mássica fornecida ao circuito hidráulica.

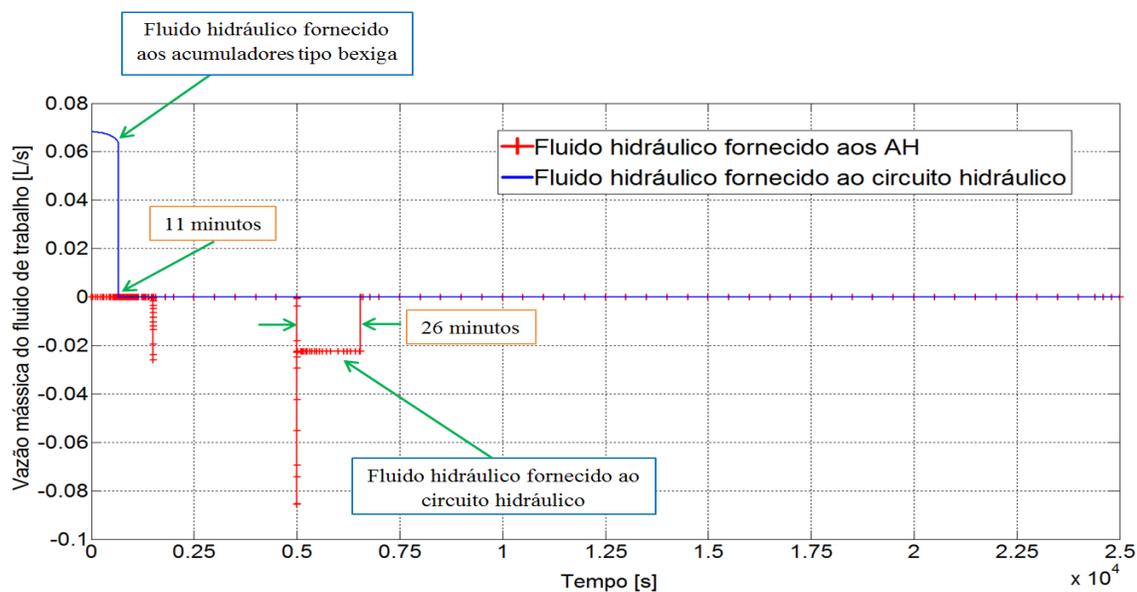


Figura 5.11. Vazão mássica do fluido de trabalho para o acumulador hidráulico [autor]

Observe-se que os tempos de carga e descarga são diferentes, pois o descarregamento dos acumuladores é controlado para manter compensada a vazão mássica do fluido de trabalho fornecido ao motor hidráulico. O tempo de carregamento é de aproximadamente 11 minutos e o tempo de descarregamento é de 26 minutos. Neste caso os acumuladores só operam quando há uma queda de potência no sistema CCP/ORC.

Para determinar os tempos de compensação máximos dados pelo sistema de acumulação hidráulica, a fim de manter a velocidade de operação do motor hidráulico, foram feitas várias simulações variando as quedas de potência no sistema CCP/ORC. As Figuras 5.12, 5.13 e 5.14 apresentam os tempos de operação do sistema de compensação variando as quedas na potência do sistema CCP/ORC. Para compreender as Figuras 5.12, 5.13 e 5.14 é necessário ter em conta seguintes itens:

- ✓ A linha azul representa a velocidade do motor hidráulico dada pelo funcionamento do sistema CCP/ORC;
- ✓ A linha vermelha representa a velocidade do motor hidráulico dada pela compensação do sistema de acumulação hidráulica;

- ✓ O sistema de gaseificação não opera como compensação secundário.

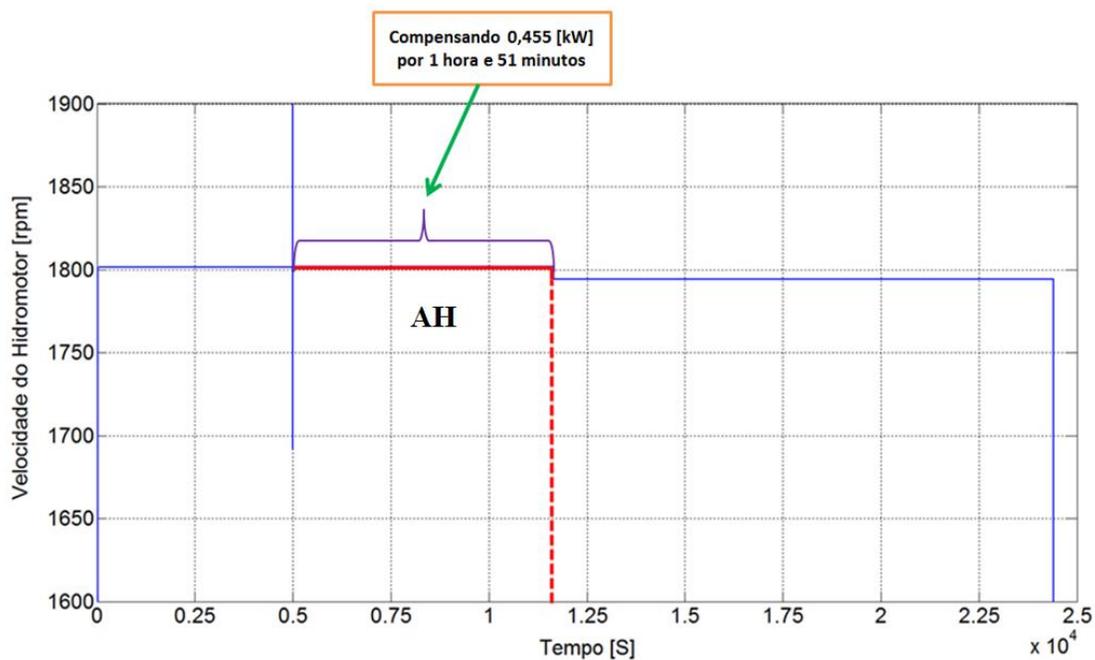


Figura 5.12. Velocidade do hidromotor para uma potência do sistema CCP/ORC de 7 kW [autor].

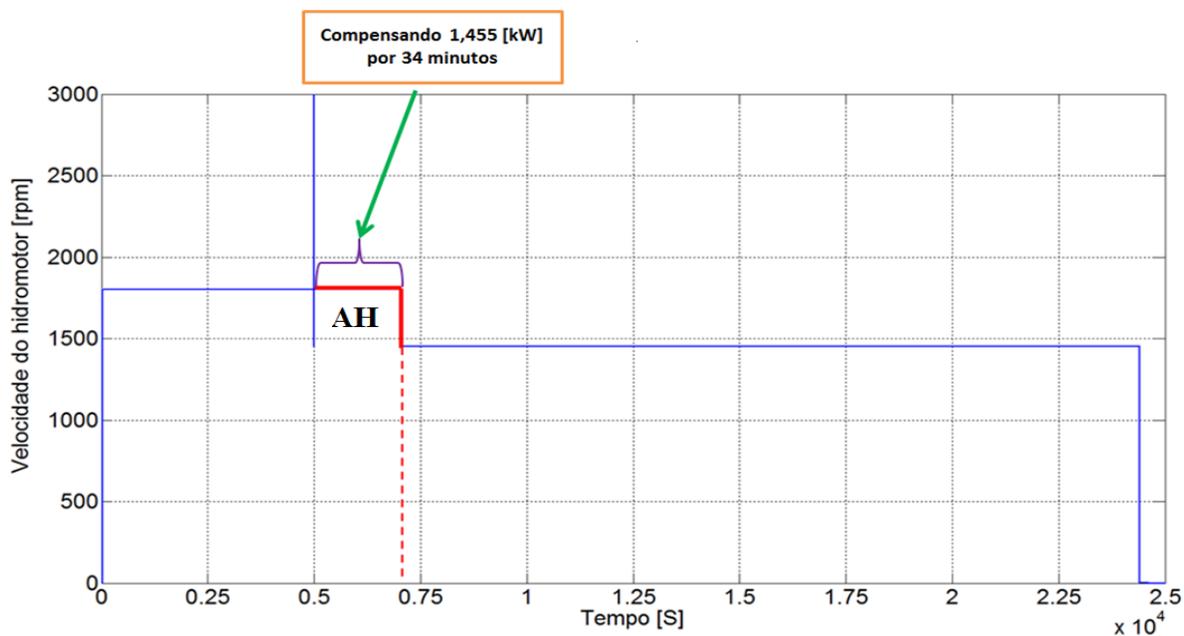


Figura 5.13. Velocidade do hidromotor para uma potência do sistema CCP/ORC de 6 kW [autor]

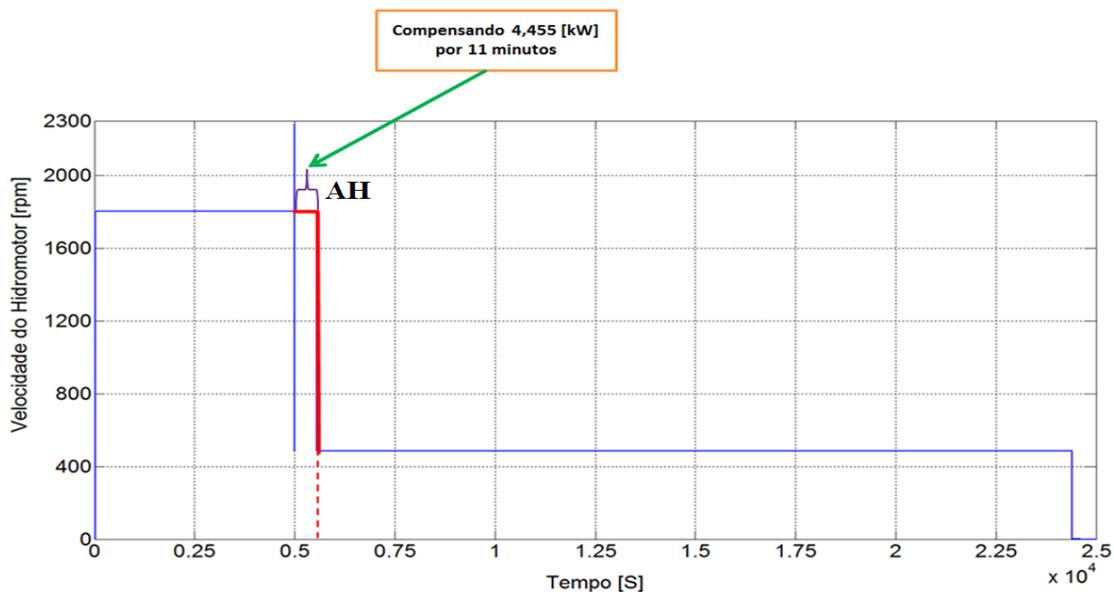


Figura 5.14. Velocidade do hidromotor para uma potência do sistema CCP/ORC de 3 kWe [autor]

O critério de utilizar 22 acumuladores hidráulicos de 60 litros, foi compensar uma queda de potência de 7,5 kWe durante 4 minutos, tempo mínimo para que o sistema gaseificação/MCI atue como sistema de compensação secundário. Na tabela 5.1 são apresentados os valores dos tempos de compensação para diferentes quedas na potência elétrica.

Tabela 5.1. Caracterização dos tempos de compensação dos sistemas de acumulação hidráulico

Potência [kWe]	Potência requerida [kWe]	Tempo de duração [minutos]
7.5	0	-
7	0,455	111
6	1,455	34
5	2,455	21
4	3,455	15
3	4,455	11
2	5,455	8
1	6,455	6
0	7,5	4

A seguir é apresentado o comportamento do sistema híbrido Solar/Biomassa utilizando os dados para um dia qualquer de irradiação solar.

5.2.1 Sistema híbrido Solar/Biomassa operando com sistema CCP/ORC e acumulação hidráulica (AH)

Para esta análise o sistema CCP/ORC está integrado a um sistema de acumulação hidráulica de 22 acumuladores de 60 litros tipo bexiga. A análise do cenário Solar/Acumulação hidráulica, foi feito com a finalidade de determinar o potencial da energia solar no comportamento dinâmico do sistema híbrido. Para realizar as simulações do sistema integrado foram consideradas as seguintes condições de operação:

- O sistema CCP/ORC foi projetado para operar na faixa de 350 e 1000 W/m²;
- O sistema híbrido Solar/Biomassa foi simulado na faixa de 9:30 a.m até as 2:00 p.m;
- O sistema CCP/ORC está conectado a uma bomba hidráulica;
- O acumulador é enchido só quando existe excesso de energia no sistema CCP/ORC;
- Para utilizar o sistema de controle das válvulas incluem-se sensores de vazão e pressão ao longo do circuito hidráulico;
- O sistema de controle do circuito hidráulico atua nas válvulas dos acumuladores e do sistema CCP/ORC, com a finalidade de regular o fluido de trabalho fornecido ao motor hidráulico;
- O sistema de acumulação hidráulica opera quando a vazão do fluido de trabalho não é suficiente para manter a velocidade de operação do motor hidráulico.

O sistema híbrido Solar/Biomassa foi simulado utilizando a ferramenta matemática Matlab/Simulink, sendo que o modelo desenvolvido é apresentado na Figura 5.15.

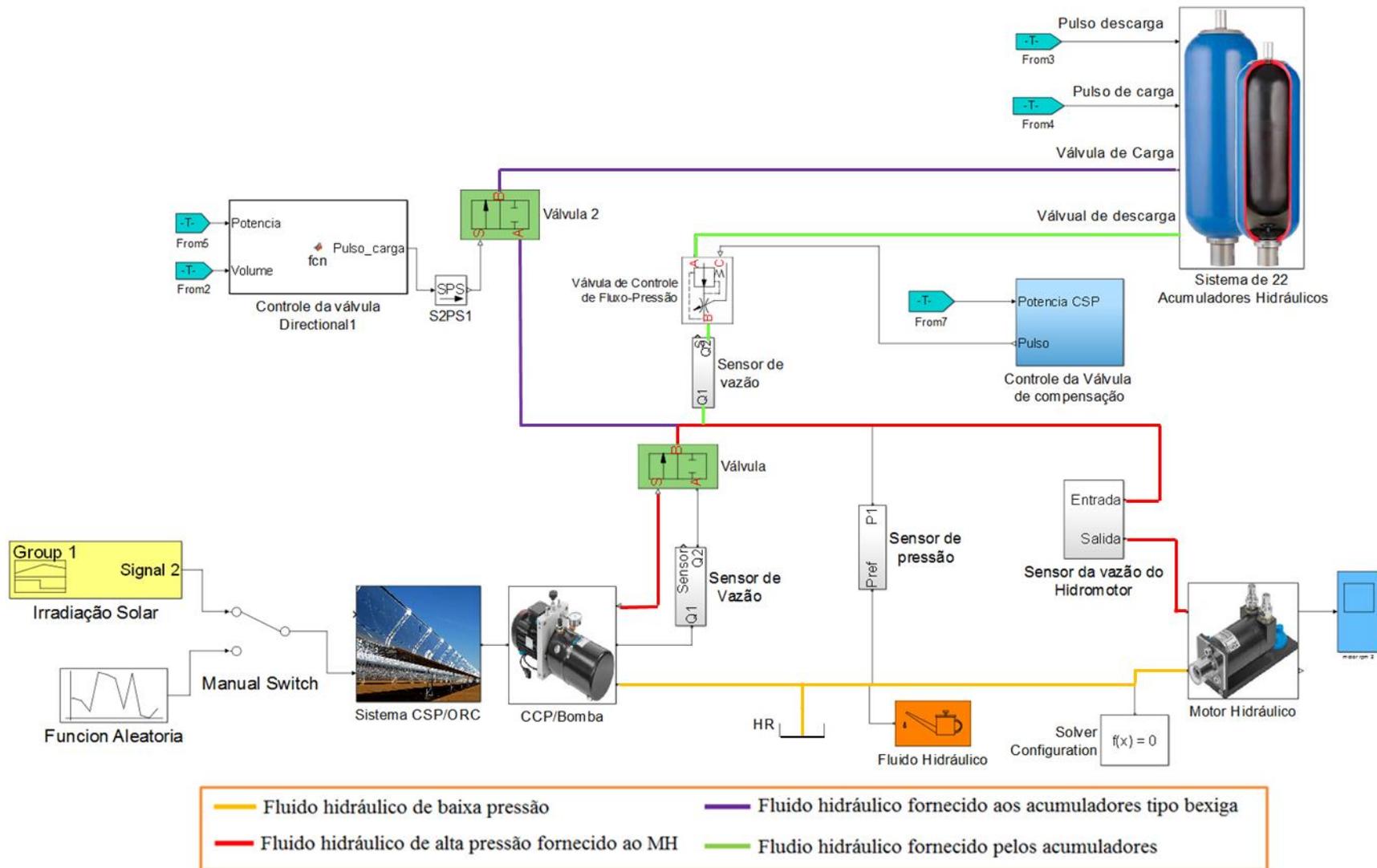


Figura 5.15. Sistema híbrido Solar operando com sistema CCP/ORC e acumuladores hidráulicos

A potência elétrica gerada pelo sistema CCP/ORC é mostrada na Figura 5.16, onde se observam excessos e déficits de energia. Os excessos e déficits da potência elétrica no sistema CCP/ORC estão dados pelas variações da irradiação solar, causando aumento ou diminuição na vazão mássica do fluido de trabalho fornecido ao motor hidráulico.

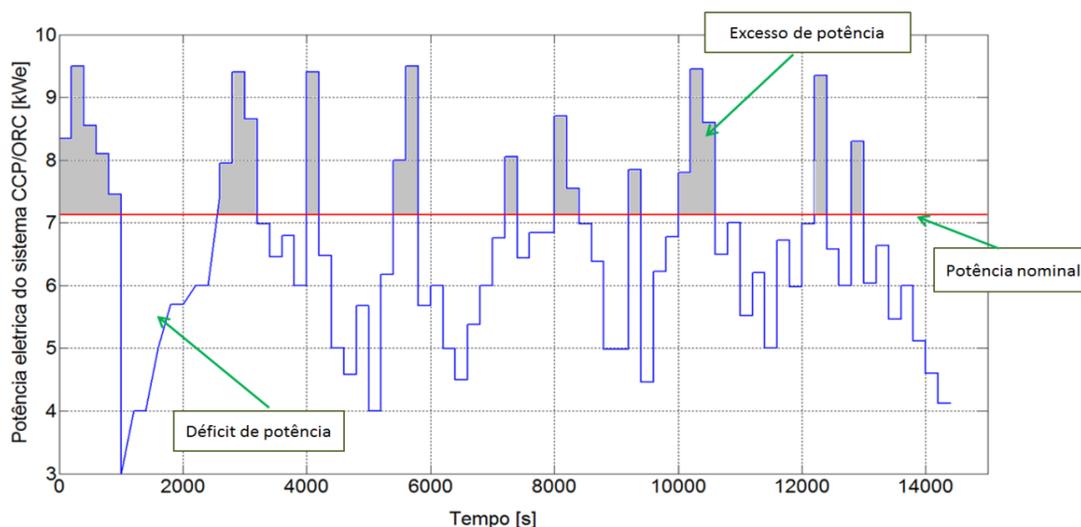


Figura 5.16. Potência elétrica gerada pelo sistema CCP/ORC

A figura 5.17 mostra a vazão mássica do fluido hidráulico fornecido ao acumulador tipo bexiga (positivo) e a vazão mássica fornecida ao circuito hidráulico pelos acumuladores hidráulicos (negativo).

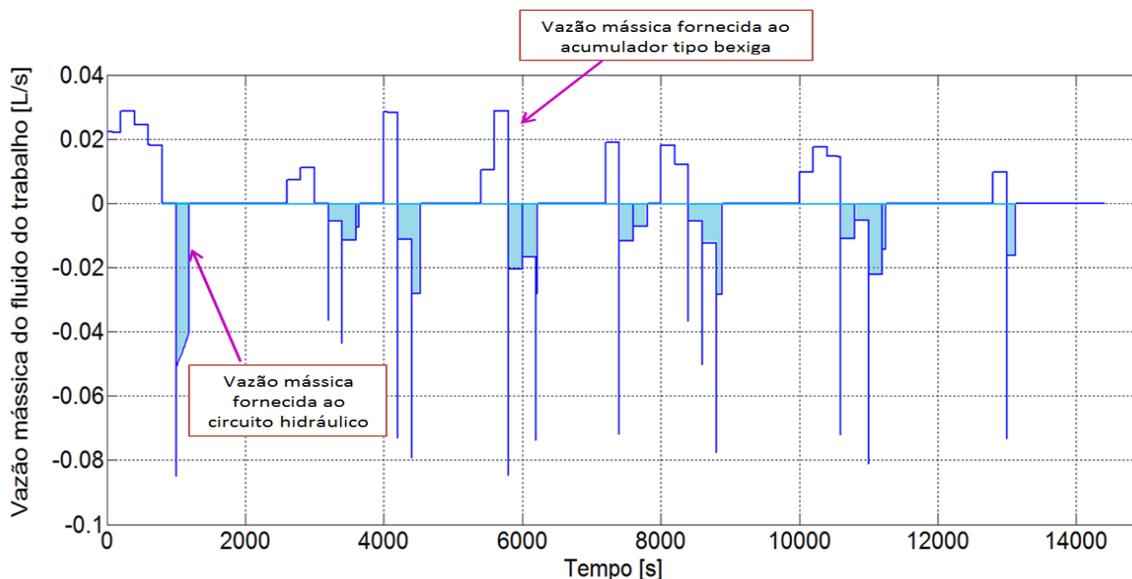


Figura 5.17. Vazão mássica do fluido de trabalho no circuito hidráulico [autor].

A figura 5.18 mostra o comportamento do volume do acumulador quando são carregados pelo excesso de potência do sistema CCP/ORC e descarregados pelas quedas de potência no sistema CCP/ORC. Note-se que em nenhum dos casos o sistema de acumulação consegue ser enchido completamente, pois o excesso de potência gerada pelo sistema CCP/ORC não é suficiente.

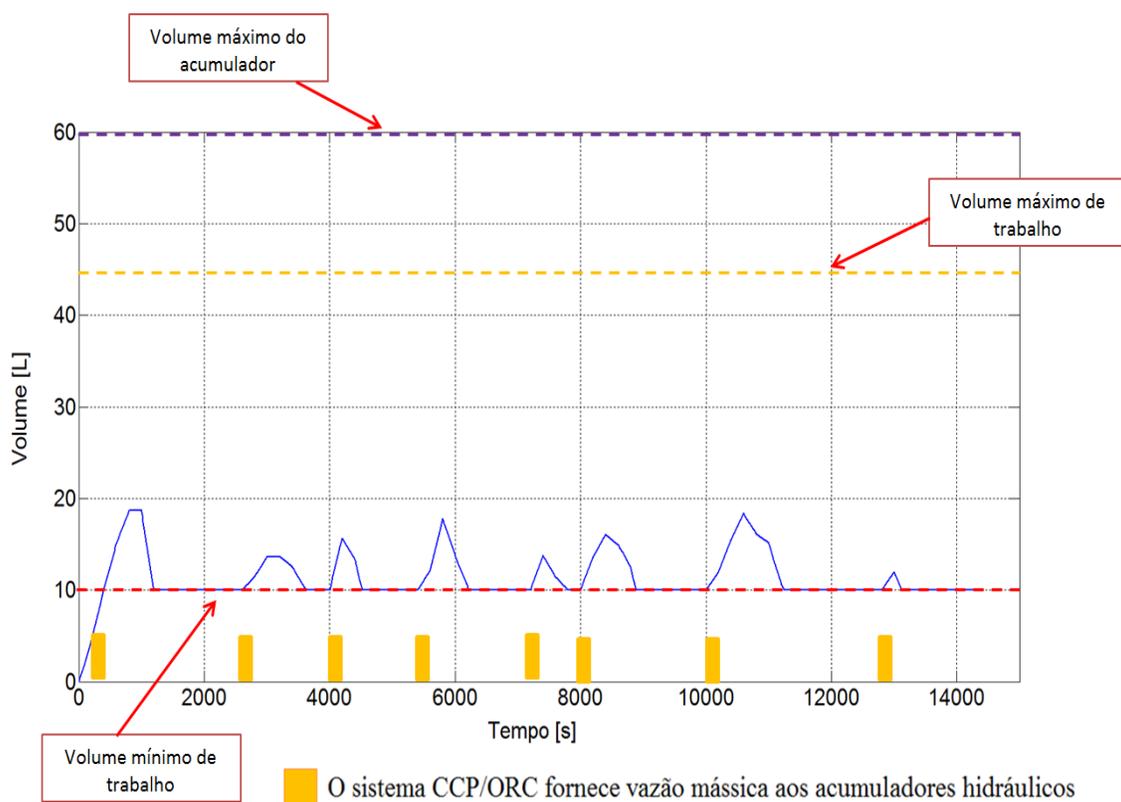


Figura 5.18. Volume do acumulador hidráulico [autor]

Na figura 5.18 as barras amarelas indicam quando o sistema CCP/ORC gera excesso de energia, que é aproveitado para fornecer vazão mássica do fluido de trabalho aos acumuladores hidráulicos. A figura 5.19 apresenta a velocidade do motor hidráulico gerada pela vazão fornecida pelo sistema CCP/ORC, utilizando como sistema de compensação os acumuladores hidráulicos.

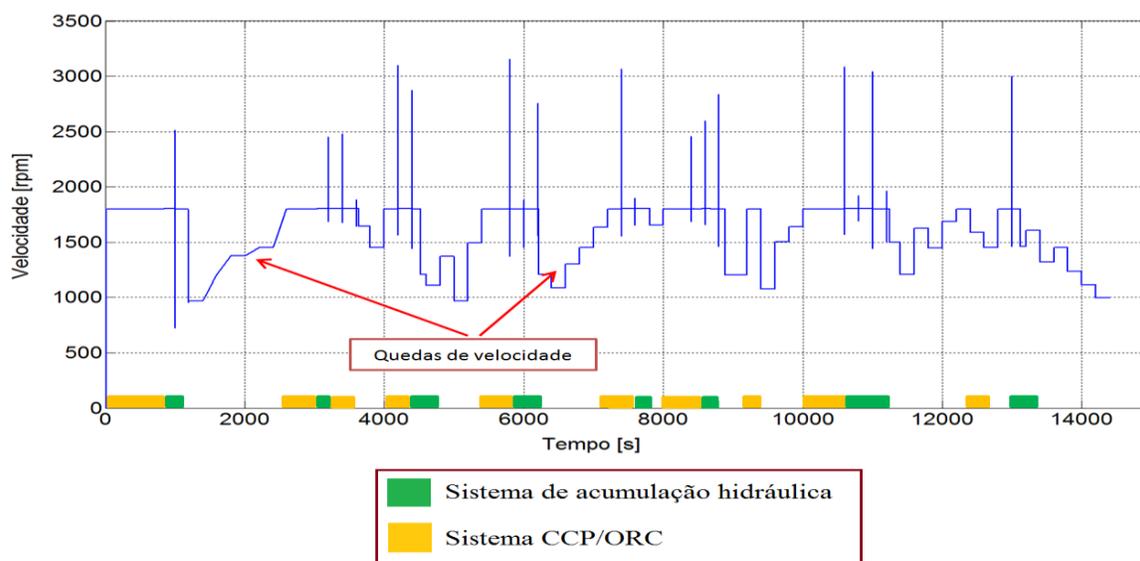


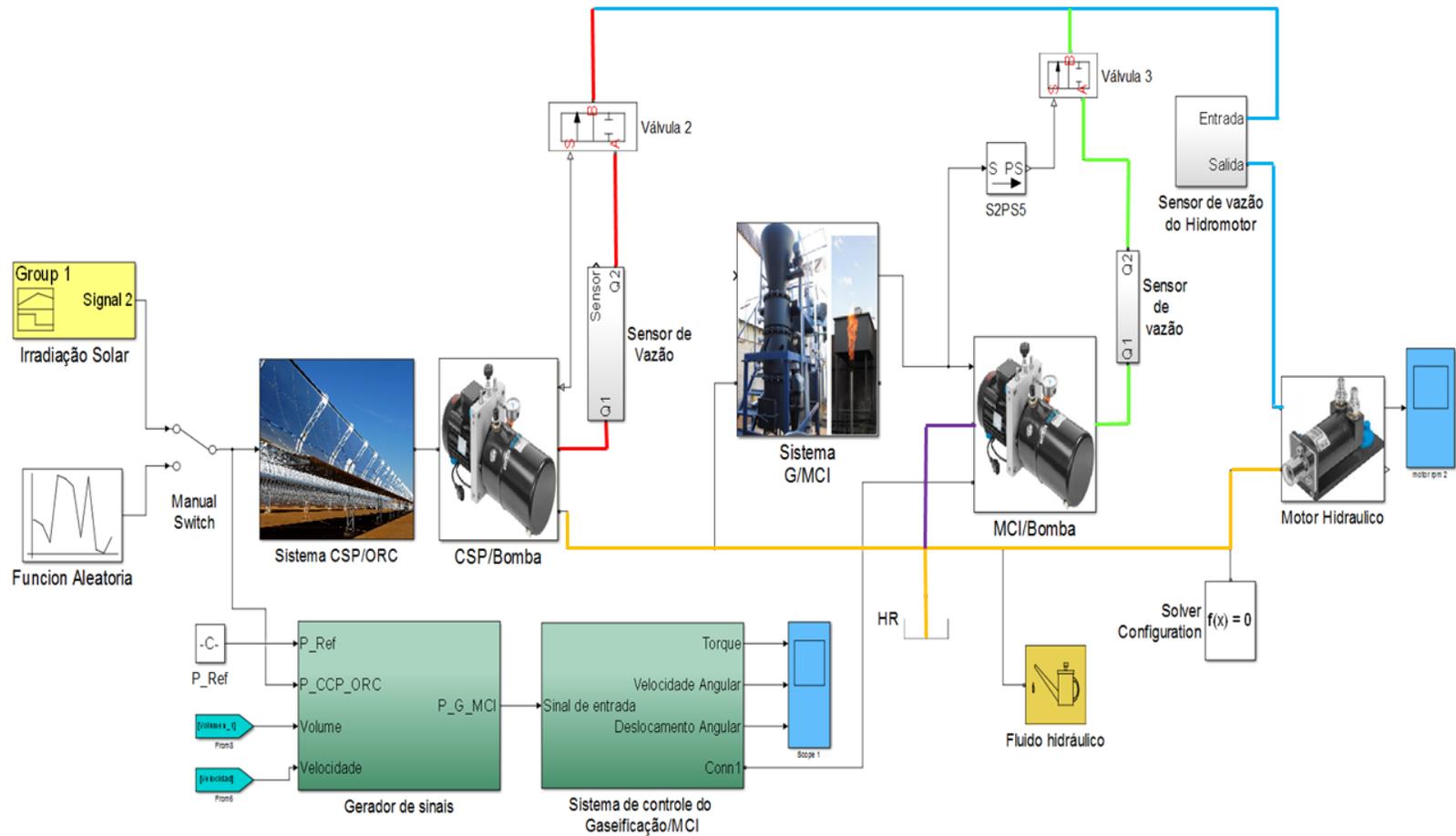
Figura 5.19. Velocidade do motor hidráulico [autor]

Observa-se que na Figura 5.19 o sistema CCP/ORC utilizando o sistema de acumulação hidráulica não consegue manter a velocidade de operação do motor hidráulico constante. Isto é devido às quedas de irradiação solar, que só consegue manter a velocidade de operação por pequenas faixas de tempos (barras verdes). As barras verdes e amarelas mostradas na Figura 5.19 indicam o tempo de operação do motor hidráulico à velocidade nominal, quando atua o sistema CCP/ORC ou sistema acumulação hidráulica como sistema de compensação.

Respectivamente se pode concluir que a configuração utilizando o sistema CCP/ORC com acumulação hidráulica, resulta ser insuficiente para manter o sistema operando em condições nominais. Para operar em uma área isolada é preciso integrar outra tecnologia alternativa para a geração de energia elétrica.

5.2.2 Sistema híbrido Solar/Biomassa operando com sistema CCP/ORC e sistema de gaseificação/MCI

Para esta configuração o sistema é composto das tecnologias CCP/ORC e o sistema de gaseificação/MCI, cada um acoplada a uma bomba hidráulica, como é mostrada na Figura 5.20. Para esta análise o sistema de compensação é o sistema de gaseificação/MCI, quando existem quedas na irradiação solar.



— Fluido hidráulico de baixa pressão

— Fluido hidráulico de alta pressão fornecido pelo sistema G/MCI

— Fluido hidráulico de alta pressão fornecido pelo sistema CCP/ORC

— Fluido hidráulico fornecido ao motor hidráulico

Figura 5.20 Sistema híbrido Solar operando com sistema CCP/ORC e acumuladores hidráulicos [autor]

A potência elétrica gerada e a vazão mássica fornecida pelos sistemas CCP/ORC e gaseificação/MCI são apresentadas nas Figuras 5.21 e 5.22. Nas Figuras 5.21 e 5.22 se observa que o sistema gaseificação/MCI opera como sistema de compensação quando existem quedas de irradiação solar, compensando a vazão mássica fornecida ao motor hidráulico.

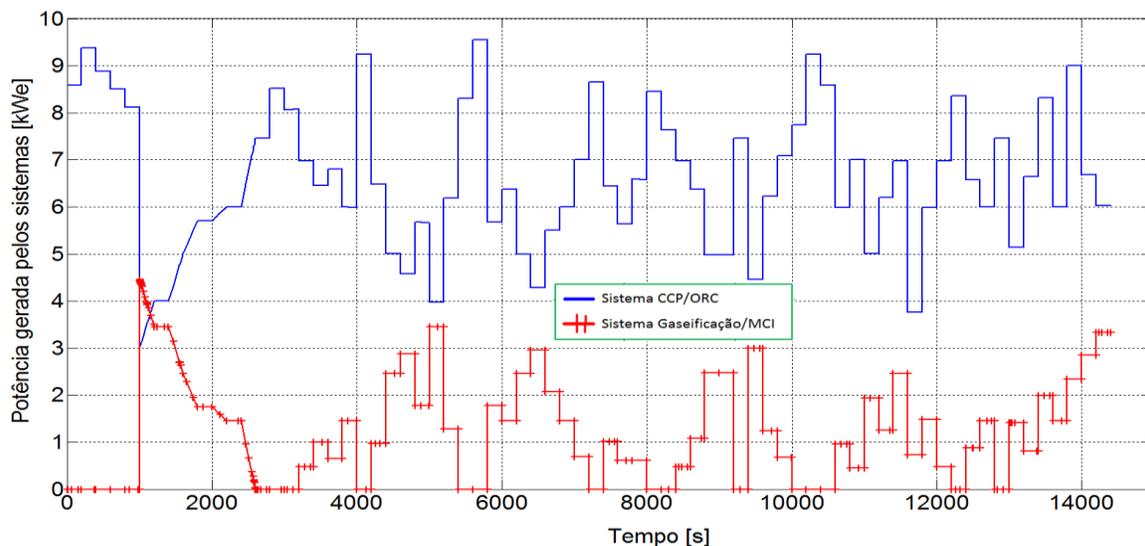


Figura 5.21. Potência elétrica gerada pelo sistema CCP/ORC e gaseificação/MCI [autor]

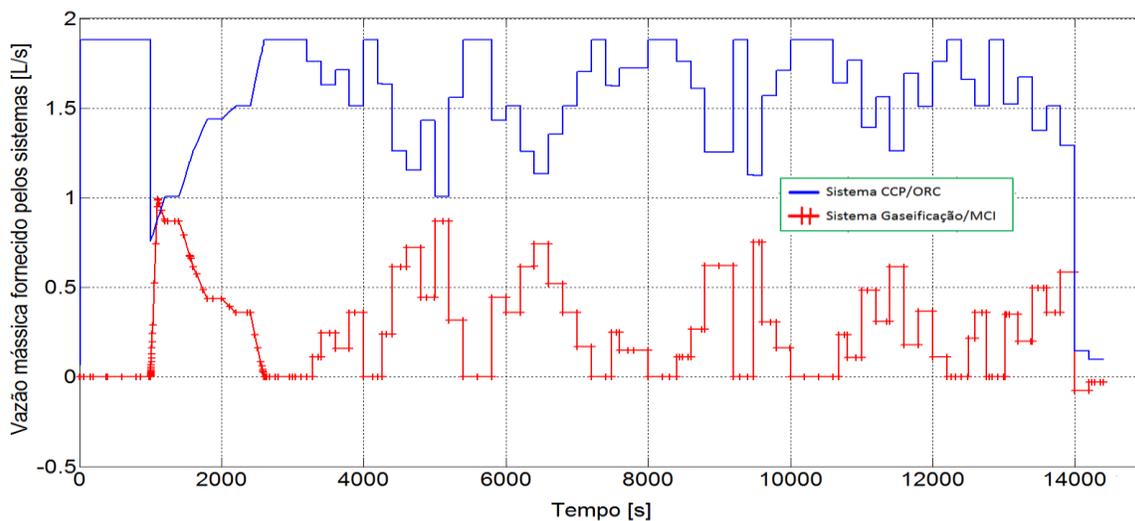


Figura 5.22. Vazão mássica fornecida ao motor hidráulico pelos sistemas CCP/ORC e gaseificação/MCI [autor]

A Figura 5.23 apresenta a velocidade do motor hidráulico gerada pela vazão fornecida pelo sistema CCP/ORC e pelo sistema de gaseificação/MCI.

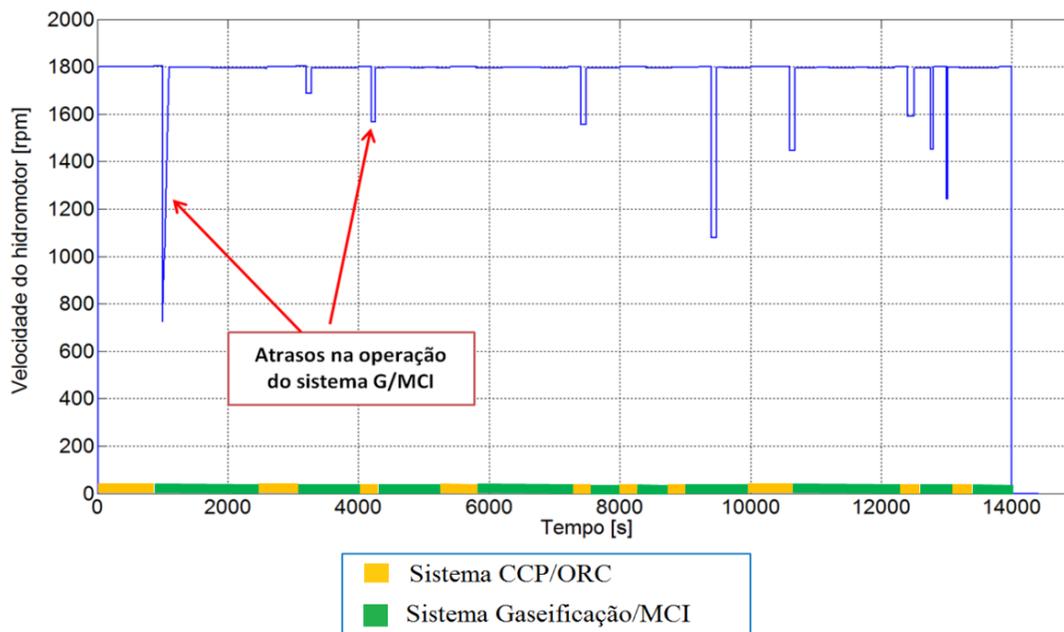


Figura 5.23. Velocidade do motor hidráulico [autor]

Observa-se na Figura 5.23 mesmo quando operam juntos o sistema CCP/ORC e o sistema de gaseificação/MCI ainda assim não é possível manter a velocidade nominal de operação de 1800 [rpm], pois o sistema de gaseificação/MCI apresenta um atraso de operação na hora de entrar a compensar a vazão mássica, quando ocorrem quedas na potência do sistema CCP/ORC solar. As barras verdes e amarelas mostrada na Figura 5.23 indicam os tempos de operação do motor hidráulico a velocidade nominal quando está funcionando o sistema CCP/ORC (amarelo) e o sistema de gaseificação/MCI (verde). Os problemas observados aqui podem ser resolvidos integrando um sistema de compensação de resposta rápida como o sistema de acumulação hidráulica, que permita minimizar os transientes ocorridos pelos tempos de atraso do sistema gaseificação/MCI.

5.2.3 Sistema híbrido Solar/Biomassa operando com sistema CCP/ORC e o sistema de gaseificação/MCI utilizando acumulação hidráulica tipo bexiga

Tendo analisado o comportamento das configurações apresentadas acima é analisada a seguir a configuração no qual estão integradas as tecnologias CCP/ORC, gaseificação/MCI, acumulação hidráulica e motor hidráulico, mostrada na Figura 5.24.

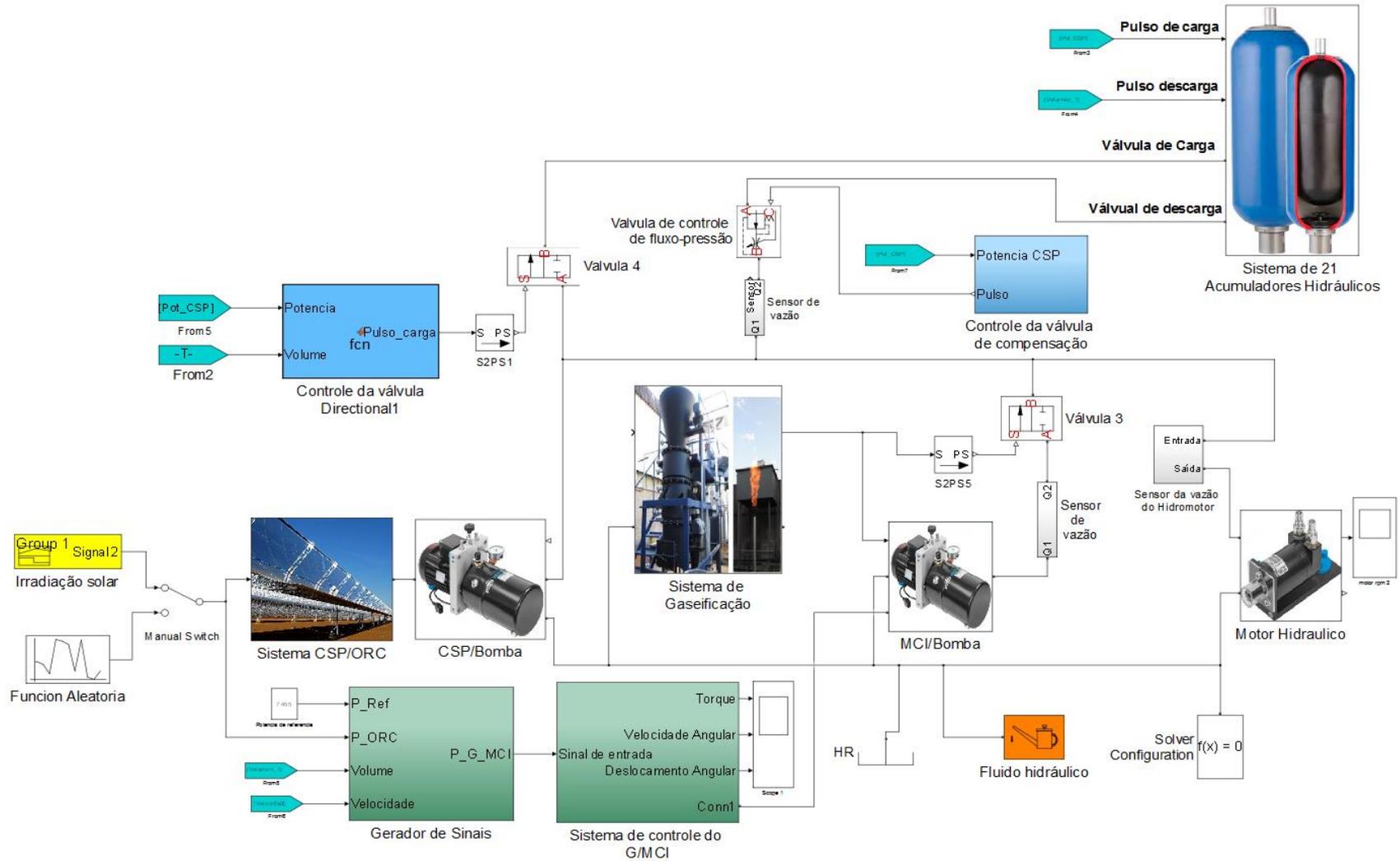


Figura 5.24. Sistema híbrido Solar operando com sistema CCP/ORC, gaseificação/MCI e acumuladores hidráulicos [autor]

Nestá configuração o sistema de acumulação hidráulica opera como compensador principal quando existem quedas na potência de CCP/ORC, além de propiciar tempo para que o sistema gaseificação/MCI atue como compensador secundário.

A potência elétrica gerada pelo sistema CCP/ORC (curva azul) é mostrada na Figura 5.25, onde é observado que para está configuração também pode ocorrer excesso ou déficit de energia. O sistema de acumulação hidráulica é enchido pelo sistemas CCP/ORC (curva azul) e pelo sistema de gaseificação/MCI (curva vermelha) a fim de preencher os 22 acumuladores hidráulicos ao máximo volume. Por isso o sistema de gaseificação/MCI sempre está operando quando há excesso de potência no sistema CCP/ORC logo nesses instantes a válvula para carregar os acumuladores hidráulicos está habilitada. Como os sistemas de acumulação hidráulica só permitem o fluxo unidirecional, foi necessário controlar os tempos que atuam os sistemas CCP/ORC e gaseificação/MCI para a carga e descarga.

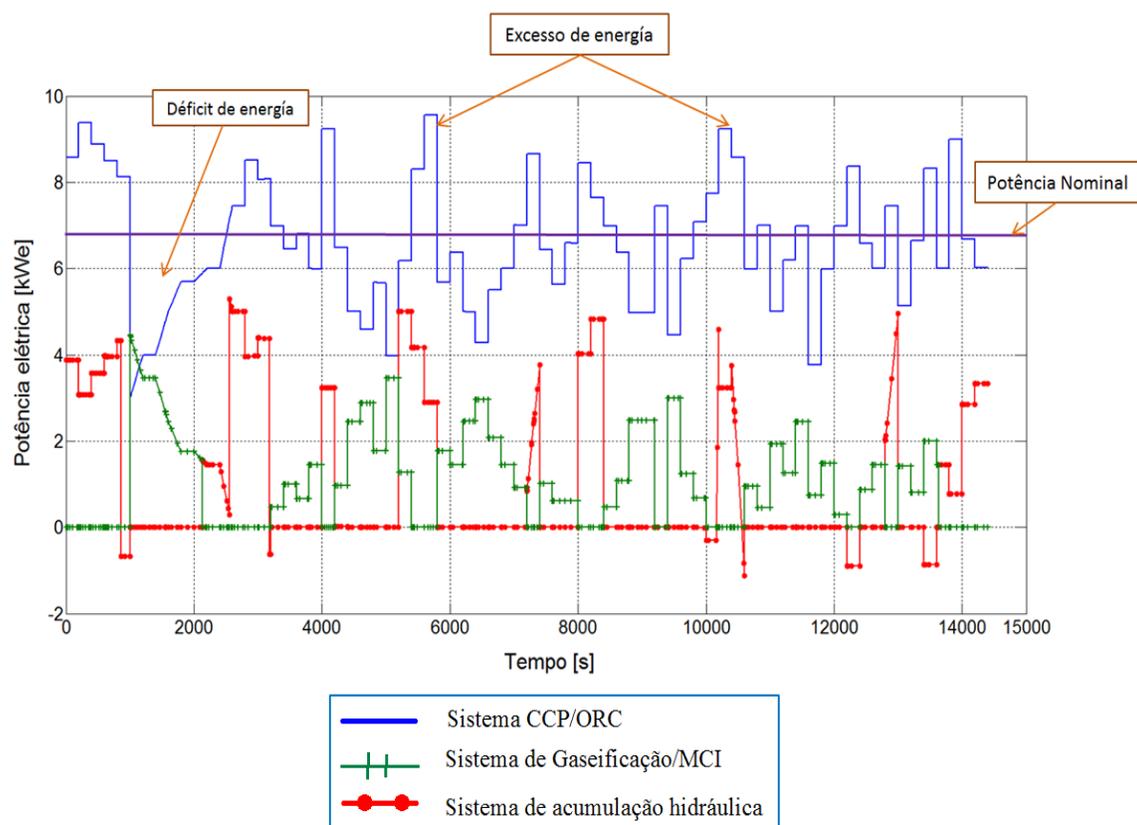


Figura 5.25. Potência elétrica gerada pelo sistema CCP/ORC e gaseificação/MCI [autor]

Observa-se na Figura 5.25 que o sistema de acumulação atua como sistema de compensação (curva verde), para compensar o déficit de energia necessária que mantém a velocidade de operação constante. O sistema de controle das válvulas do circuito hidráulico atua de acordo com a necessidade de operação do sistema de integração. Quando a pressão no circuito hidráulico aumenta, as válvulas de carregamento atuam, fornecendo vazão mássica aos acumuladores e quando a pressão diminui no circuito hidráulico as válvulas de descarregamento atuam, permitindo fornecer vazão mássica ao circuito hidráulico. O sistema de carga e descarga para um só acumulador é apresentado na figura 5.26, onde é observada a vazão mássica que é fornecida para um acumulador hidráulico e a vazão mássica fornecida ao circuito hidráulico pelo acumulador.

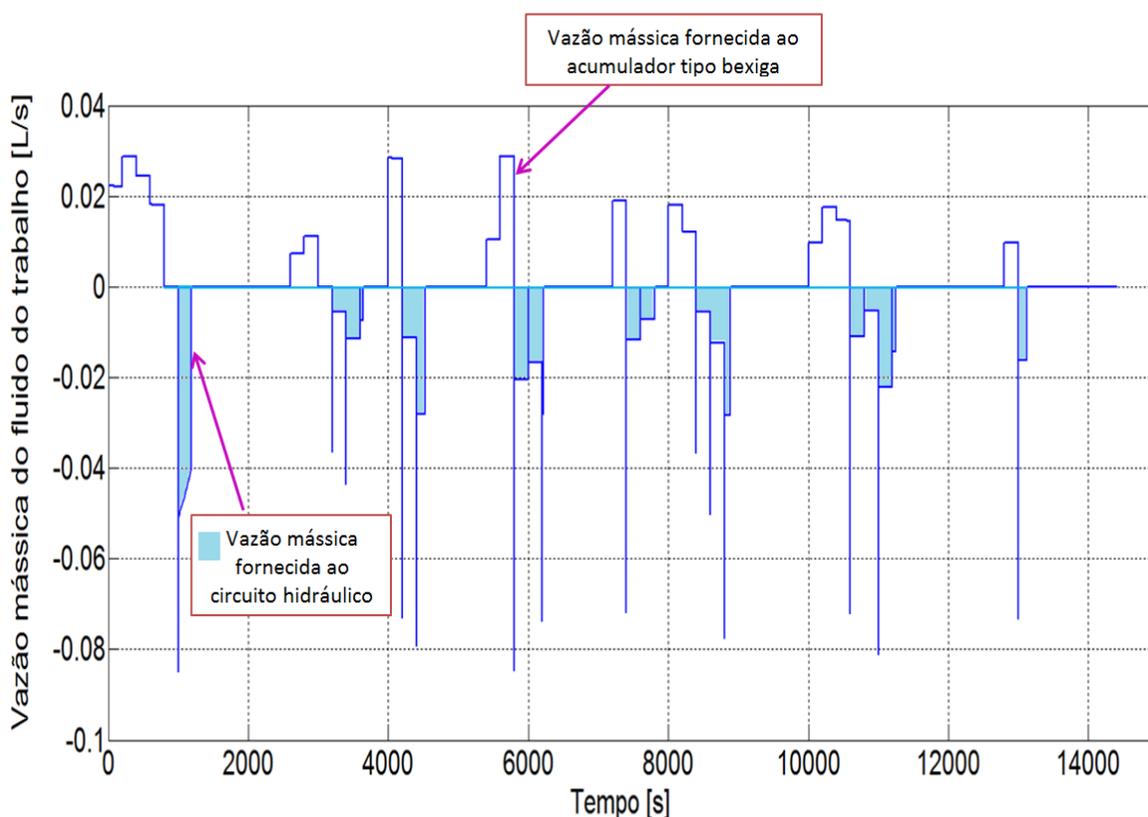


Figura 5.26. Vazão mássica do fluido de trabalho no circuito hidráulico [autor]

A figura 5.27 apresenta o comportamento da descarga dos 22 acumuladores hidráulicos, utilizados para compensar a vazão mássica necessária para manter a velocidade nominal no motor hidráulico.

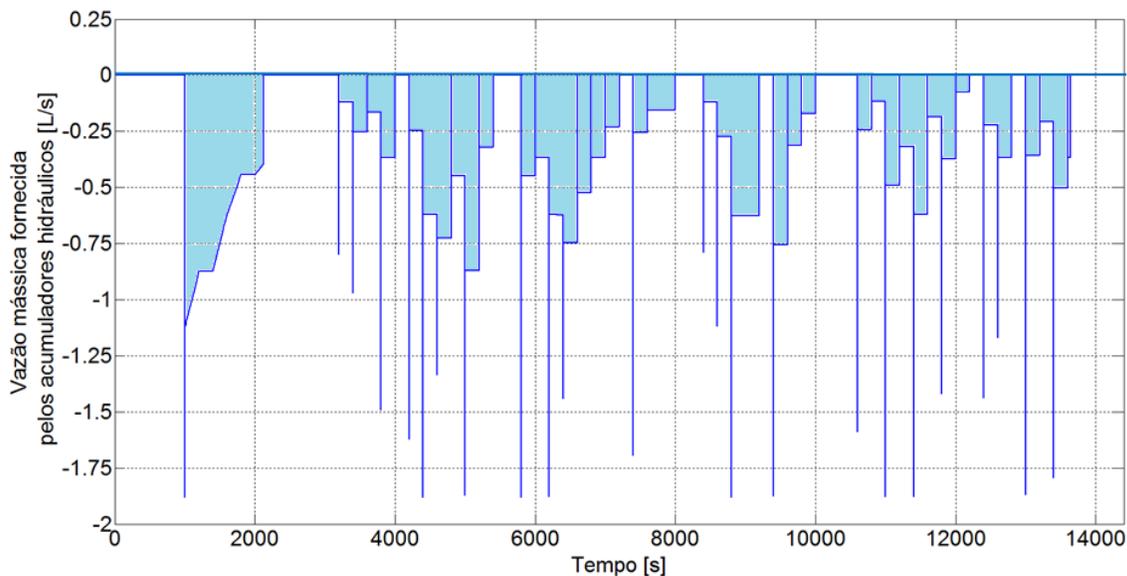


Figura 5.27. Vazão mássica do fluido de trabalho fornecido ao circuito hidráulico [autor].

A figura 5.28 apresenta o comportamento do volume do óleo no interior de um só acumulador hidráulico tipo bexiga. Observa-se que os acumuladores estão atuando a maior parte do tempo operando como sistema de compensação, tem só três faixas de tempo onde o sistema de acumulação não opera devido que nesse momento só opera o sistema CCP/ORC. As barras de cor azul na figura 5.28 indicam quando o sistema de acumulação hidráulica está sendo preenchido pelos sistemas CCP/ORC e pelo sistema de gaseificação/Biomassa.

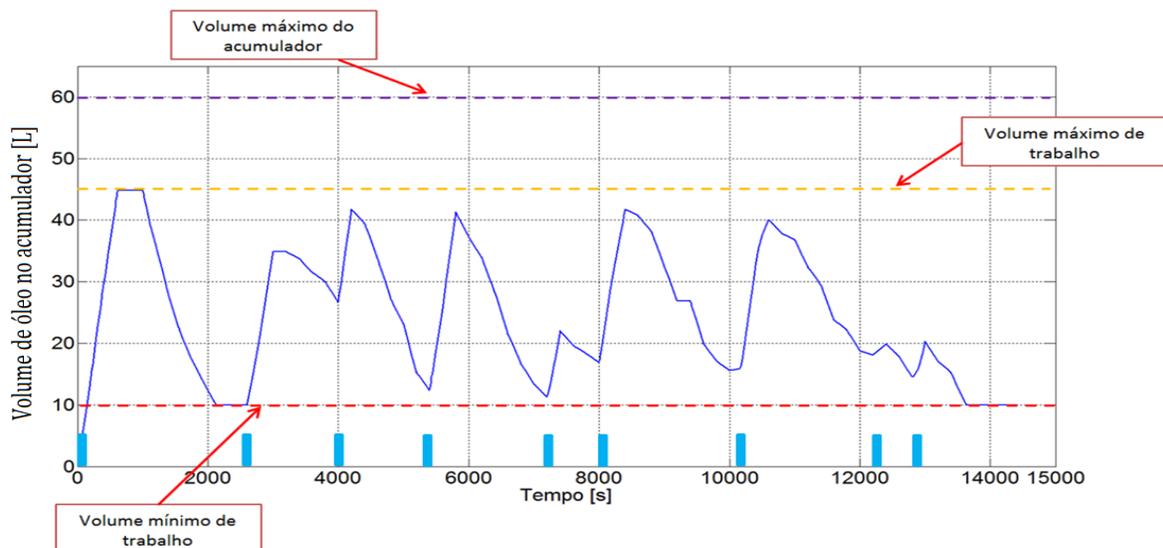


Figura 5.28. Volume no acumulador hidráulico [autor]

Outros fenômenos mostrados na simulação para este dia qualquer é apresentado na Figura 5.29, onde é possível observar as seguintes considerações:

1. O sistema de acumulação não consegue atingir o volume máximo de 60 [L];
2. O volume máximo de trabalho de 45 [L] é atingido duas vezes;
3. O volume mínimo de trabalho de 10 [L] é atingido duas vezes;
4. Só opera o sistema CCP/ORC;
5. Na maioria do tempo estão operando os três sistemas CCP/ORC, Gaseificação/MCI e o sistema de acumulação hidráulica.

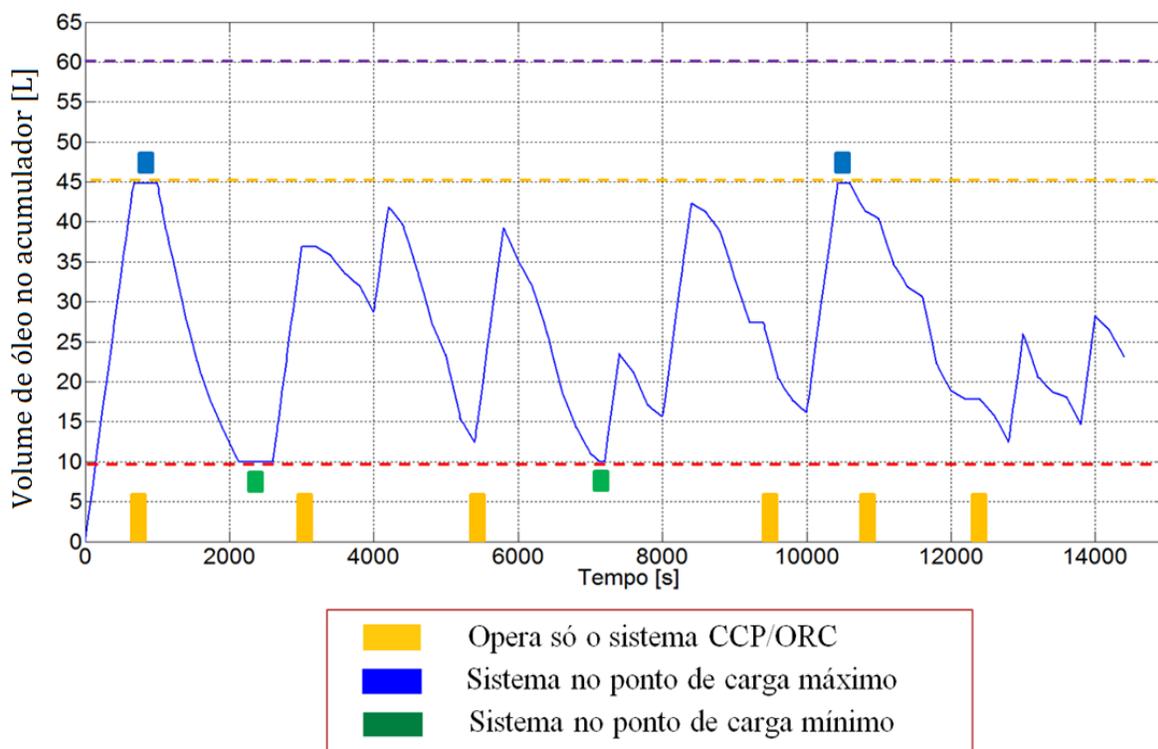


Figura 5.29. Volume no acumulador hidráulico [autor]

A Figura 5.30 apresenta a velocidade do motor hidráulico gerada pela vazão fornecida pelo sistema CCP/ORC, pelo sistema de gaseificação/MCI e pelo sistema de acumulação hidráulica.

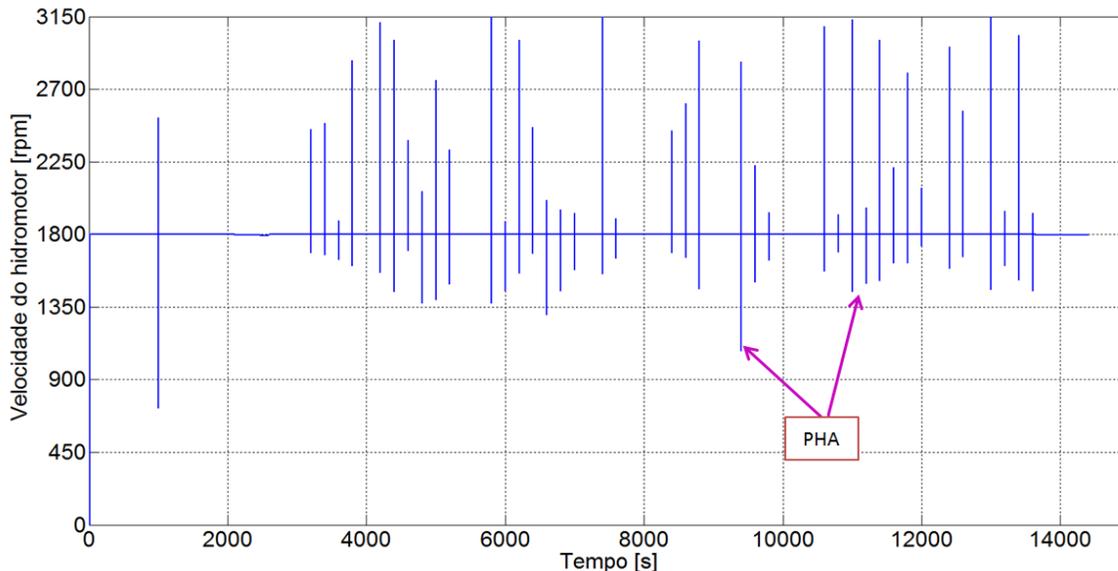


Figura 5.30. Velocidade do motor hidráulico [autor].

O efeito da operação dos acumuladores origina uma sobre pressão (PHA) quando é fornecida vazão mássica ao circuito hidráulico para manter a velocidade de operação em 1800 [rpm]. Quando o sistema de controle das válvulas de compensação de pressão e vazão atua, ocorrem variações na velocidade do motor hidráulico na faixa de 0,105- 0,10%, o que não representa problema na hora de operar acoplado com o gerador síncrono.

5.2.4 Análise do aporte energético do sistema híbrido Solar/Biomassa utilizando acumuladores hidráulicos tipo bexiga.

Tendo realizado a análise do comportamento dinâmico do sistema híbrido Solar/Biomassa para determinar se o sistema de acumulação hidráulica opera de maneira correta com o sistema de controle projetado para as válvulas de compensação. Agora é necessário desenvolver a análise do sistema híbrido Solar/Biomassa para outro dia genérico e calcular o energético para cada tecnologia utilizada neste sistema. Para isso foram escolhidos o dia (A) e o dia (B) mostrados nas Figuras 5.31 e 5.32. Para o dia (A) a irradiação solar apresenta maior intermitência, devido às condições atmosféricas e passagem de nuvens sobre o sistema CCP/ORC. Para o dia (B) apresenta-se maior disponibilidade de irradiação solar, já que foram tomados para a época de verão. A linha vermelha nas figuras 5.31 e 5.32

representa o valor de irradiação solar ou a potência nominal que deve gerar o sistema híbrido para manter a velocidade do motor hidráulico em 1800 [rpm].

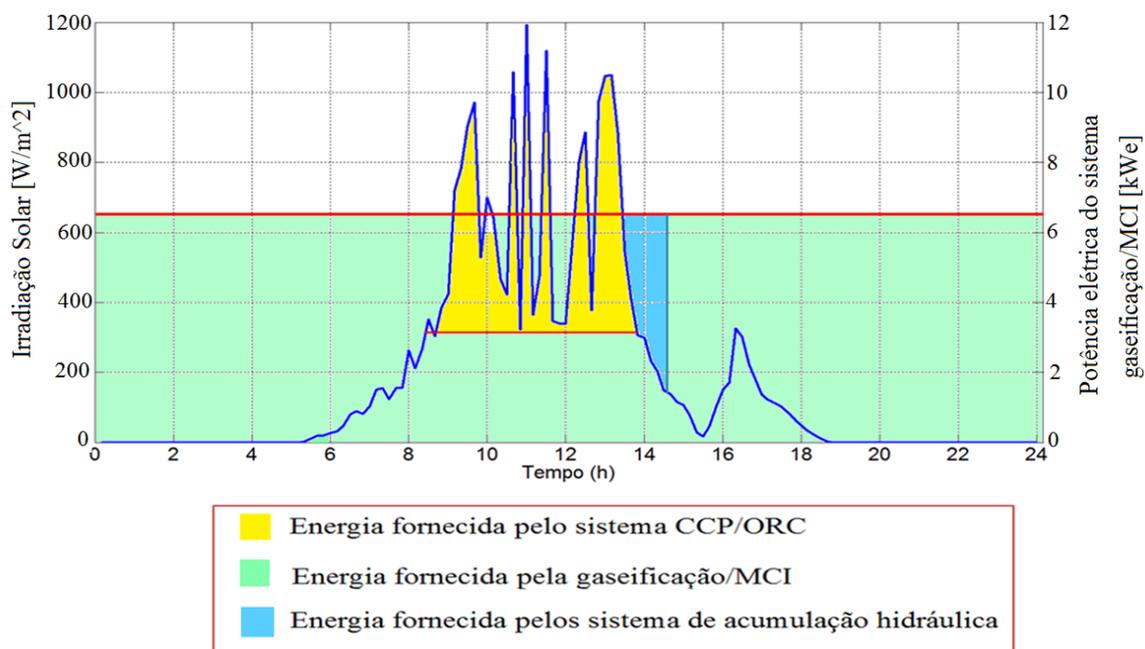


Figura 5.31. Dia (A) Contribuição da energia solar e de biomassa

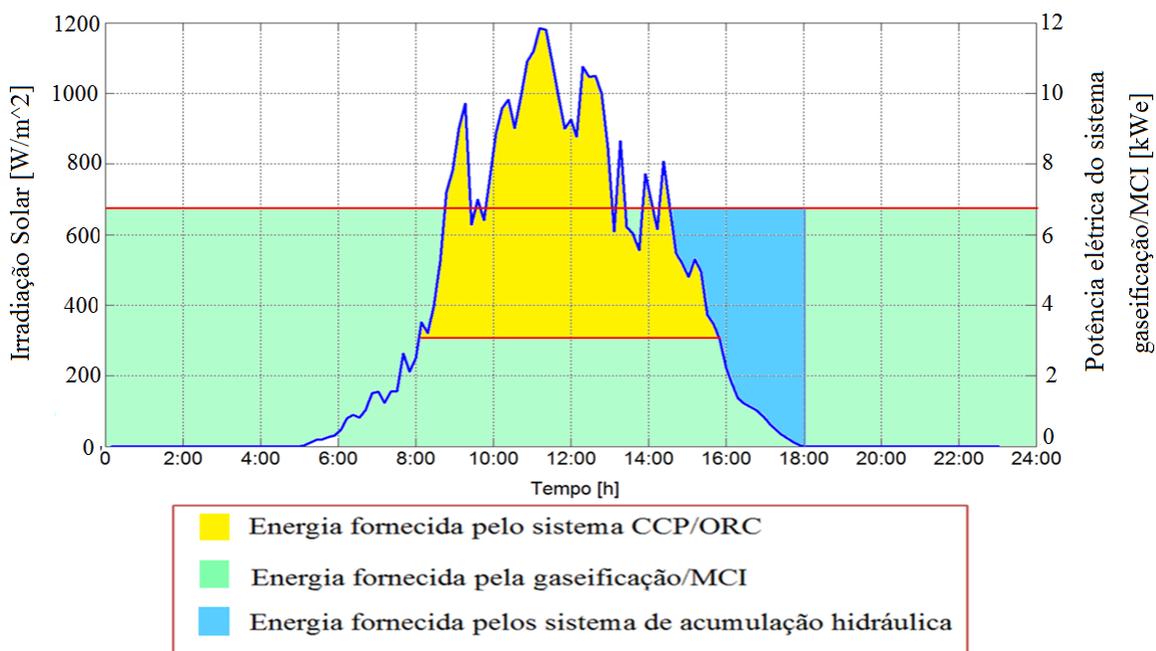


Figura 5.32. Dia (B) Contribuição da energia solar e de biomassa

De acordo com as simulações feitas observa-se a contribuição de energia para cada uma das fontes renováveis durante 24 horas, são resumidas na tabela 5.2.

Tabela 5.2 contribuição de energia em porcentagem para cada tecnologia

Tecnologia	Dia (A)	Dia (B)
CCP/ORC (Solar)	8,3 %	14,28 %
Gaseificação/MCI (Biomassa)	81,6 %	73,82 %
Acumulação hidráulica (Solar + Biomassa)	10,1%	11,3%

Da tabela 5.2 é possível concluir que o dia (A) a energia solar apresenta menor contribuição em comparação com o dia (B), portanto o dia (B) apresenta uma diminuição no uso de biomassa e os acumuladores hidráulicos tem uma maior participação como sistema de compensação.

Tendo realizado a análise do sistema híbrido Solar/Biomassa acoplado ao motor hidráulico, a seguir são apresentados os resultados do modelo matemático do sistema Disco/Stirling conectado à rede elétrica. Isto é com a finalidade de conectar o sistema híbrido Solar/Biomassa em paralelo com o sistema Disco/Stirling.

5.3 Resultados da potência gerada pelo sistema Disco/Stirling

Nesta análise é apresentado o comportamento do sistema Disco/Stirling solar para o dia qualquer utilizado ao longo deste capítulo. Neste item é considerado que o sistema Disco/Stirling solar está conectado diretamente à rede elétrica, para fornecer energia elétrica quando existe disponibilidade do recurso solar. O sistema Disco/Stirling está projetado para operar na faixa de irradiação solar entre 350 W/m^2 e 950 W/m^2 . Quando o sistema Disco/Stirling solar atinge temperaturas maiores que as permitidas o sistema vira o concentrador para resfriar o fluido de trabalho até atingir novamente a temperatura de funcionamento. Quando a irradiação solar é menor que a irradiação solar mínima de operação o sistema Disco/Stirling vira novamente até que o controlador do sistema indique que há novamente irradiação solar disponível para operar.

Os resultados calculados do sistema Disco/Stirling são para os dados de irradiação solar apresentado para o dia qualquer. O comportamento da potência elétrica gerada e a eficiência global do sistema Disco/Stirling são apresentados nas figuras 5.33 e 5.34.

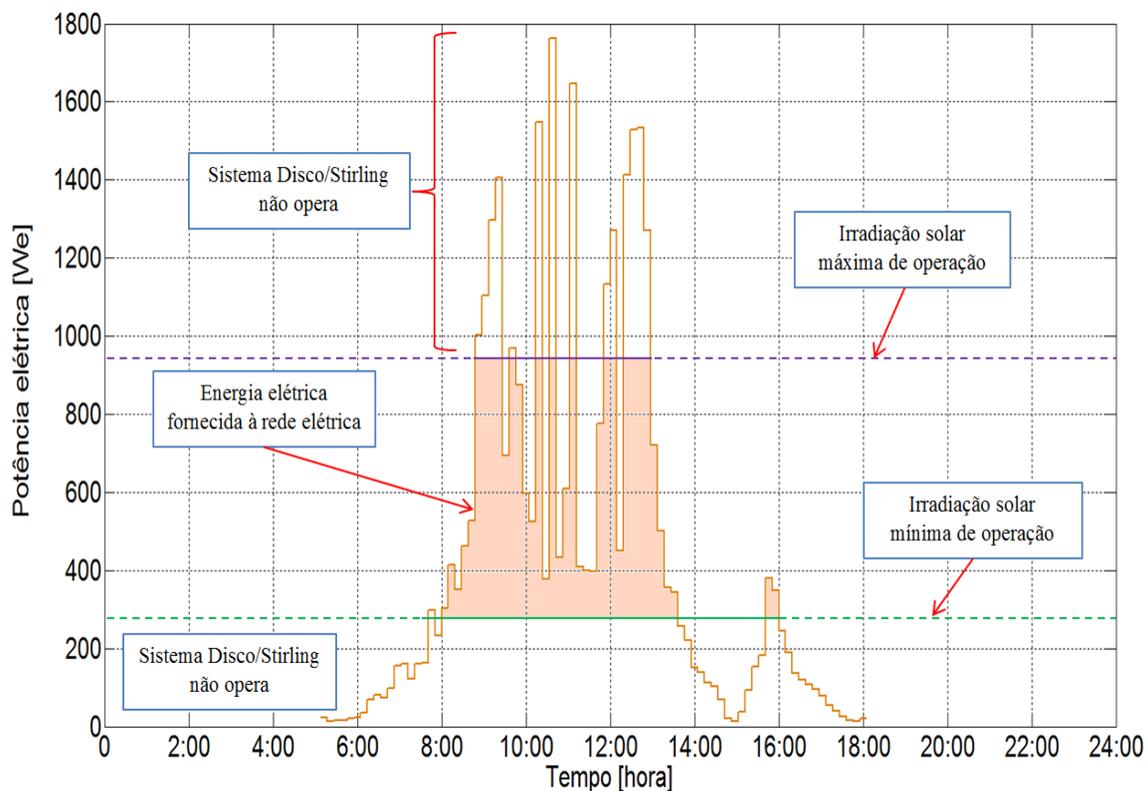


Figura 5.33. Potência elétrica gerada pelo sistema Disco/Stirling [autor]

Na figura 5.33 se observa que a potência elétrica do sistema varia de acordo com as condições climáticas (Temperatura ambiente, irradiação solar e velocidade do vento). Para valores de irradiação solar inferior a 350 W/m^2 o sistema opera como motor, isto é devido que a superfície do receptor não atinge a temperatura mínima de trabalho. Para valores acima de 950 W/m^2 a temperatura no receptor atinge valores acima dos permitidos, virando o sistema Disco/Stirling fora da direção do sol até atingir valores de temperatura de operação. Na figura 5.34 se observa que a eficiência global do sistema também varia de acordo com as condições climáticas (Temperatura ambiente, irradiação solar e velocidade do vento). O valor máximo de eficiência de conversão de irradiação solar em energia elétrica do sistema Disco/Stirling atingido para o dia qualquer simulado foi de 22,8%.

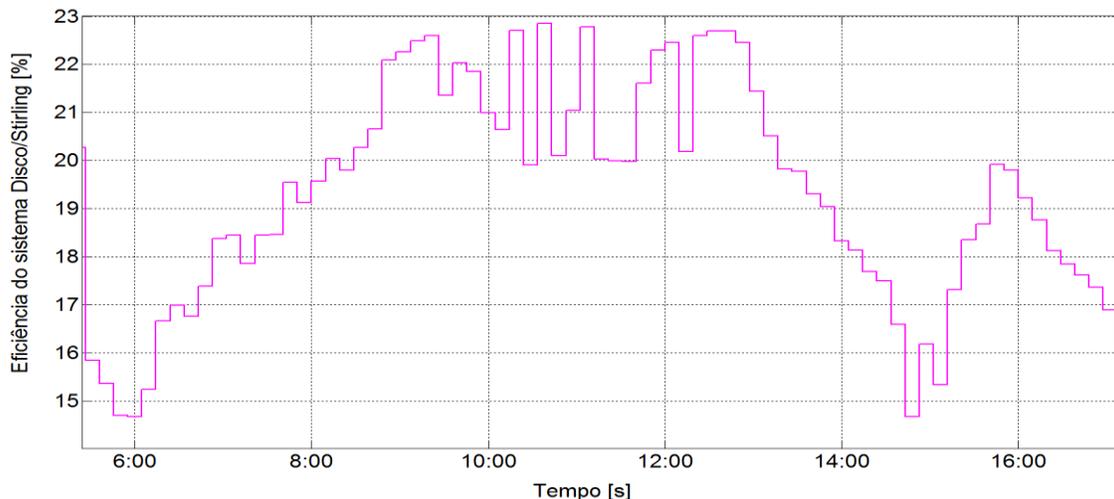


Figura 5.34. Eficiência global do sistema Disco/Stirling [autor]

A seguir são apresentados os resultados dinâmicos do modelo híbrido Solar/Biomassa integrado à rede elétrica.

5.4 Resultados da simulação dinâmica para avaliar o comportamento da geração elétrica

O sistema híbrido Solar/Biomassa é acoplado ao gerador elétrico, com a finalidade de simular o comportamento dinâmico de parâmetros, tais como: potência elétrica, frequência, correntes e voltagens. A finalidade é simular as perturbações quando ocorrem quedas de potência nas tecnologias de geração e os transientes quando atuam as válvulas de controle.

Neste item serão analisados três cenários. Para o primeiro cenário foram analisados os resultados da simulação dinâmica quando o sistema híbrido Solar/Biomassa opera de maneira estável (sem perturbações na entrada do gerador síncrono). Para o segundo cenário serão analisado os resultados da simulação dinâmica quando se apresentam perturbações devido às quedas de potência nas tecnologias de geração e o terceiro cenário considera a operação das válvulas de controle para acionar o sistema de compensação. O sistema híbrido Solar/Biomassa conectado em paralelo com o sistema Disco/Stirling é mostrado na Figura 5.35. Observa-se na Figura 5.35 que o sistema híbrido Solar/Biomassa conta com dois geradores elétricos conectados à rede elétrica, operando de forma autônoma e independente

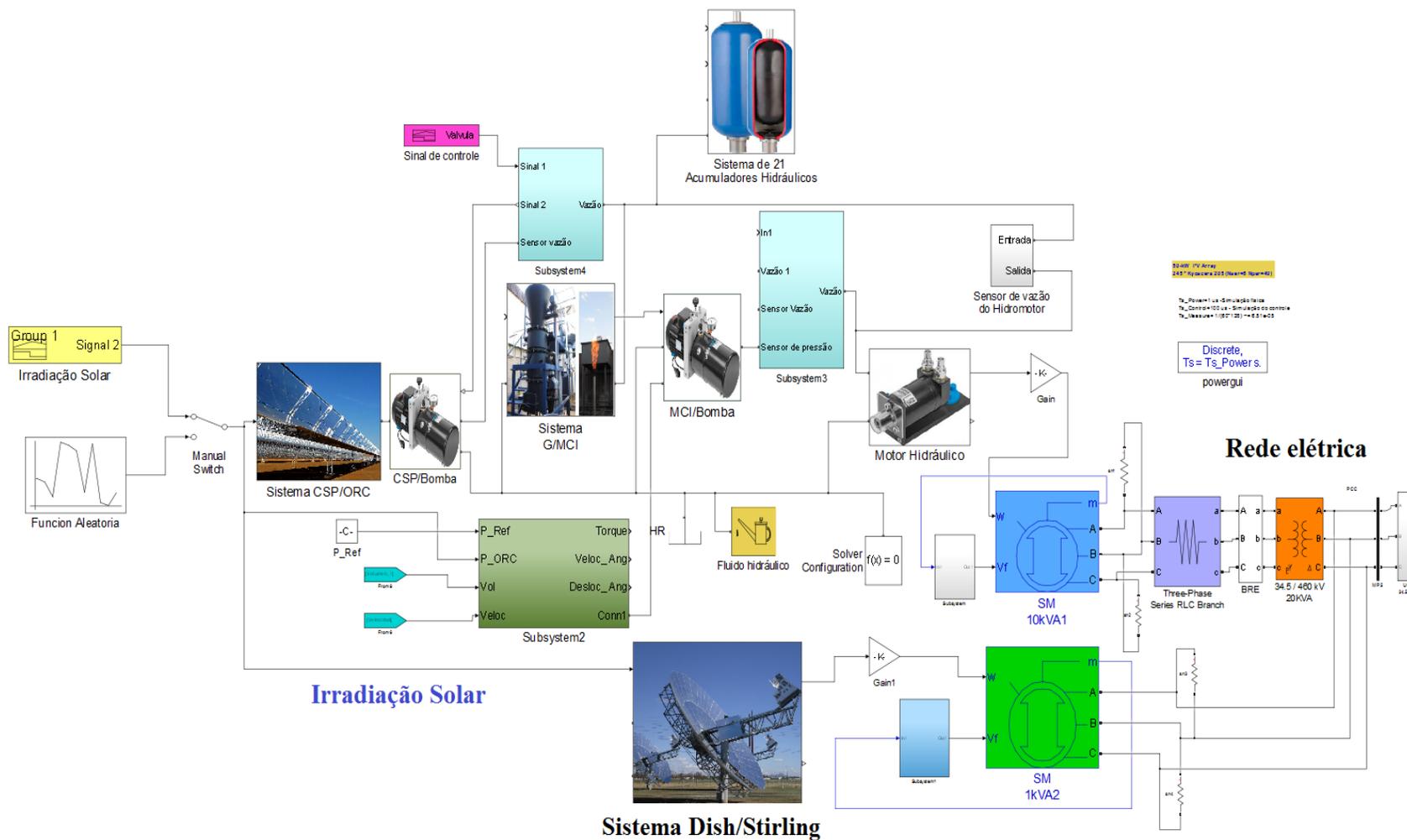


Figura 5.35. Sistema híbrido Solar conectado à rede elétrica [autor]

5.5 Resultados dinâmicos da integração elétrica do sistema híbrido Solar/Biomassa conectado à rede elétrica

O comportamento da potência elétrica quando o sistema híbrido Solar/Biomassa opera sem perturbações (aumento ou diminuição na velocidade do motor hidráulico) em regime permanente é mostrado na Figura 5.36.

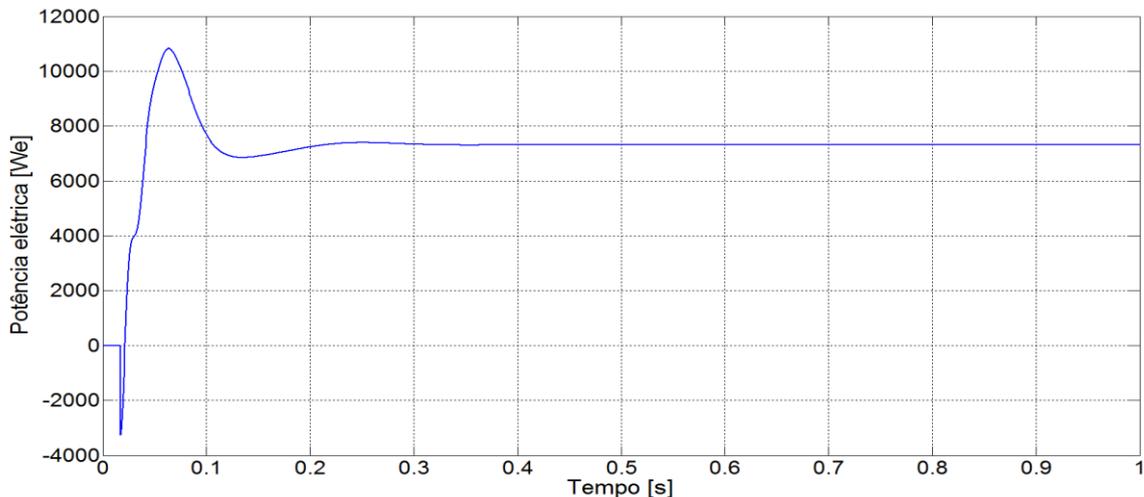


Figura 5.36. Variação da potência ativa mantendo a velocidade controlada [autor]

A potência elétrica gerada pelo gerador síncrono apresenta uma sobre-elevação, isto é dado pelo aumento repentino do torque resistente. O gerador síncrono tem um tempo de estabelecimento de 0.2 segundos até alcançar o regime permanente.

Para o caso quando existe uma queda na velocidade do motor hidráulico o comportamento da potência elétrica. As quedas na velocidade do motor hidráulico são devido às quedas na irradiação solar no transcurso do dia. Estas variações mostraram que o comportamento do sistema deve ser controlado, tendo como consequências perturbações transitórias nas respostas. Para uma queda de velocidade de 8% da velocidade nominal num instante de tempo é produzido uma queda na potência elétrica que é restabelecida pelo controlador proporcional integrativo (PI) ao seu valor nominal. Na figura 5.37 é mostrado o comportamento da potência elétrica quando acontece a queda de velocidade no motor hidráulico, onde o transitório demora 0,3 segundos em atingir o estado de regime permanente. Quando o controlador que está localizado na válvula de compensação do acumulador hidráulico atua, se produz uma sobre-elevação da velocidade devido ao aumento na pressão quando o fluido de trabalho é fornecido ao circuito hidráulico.

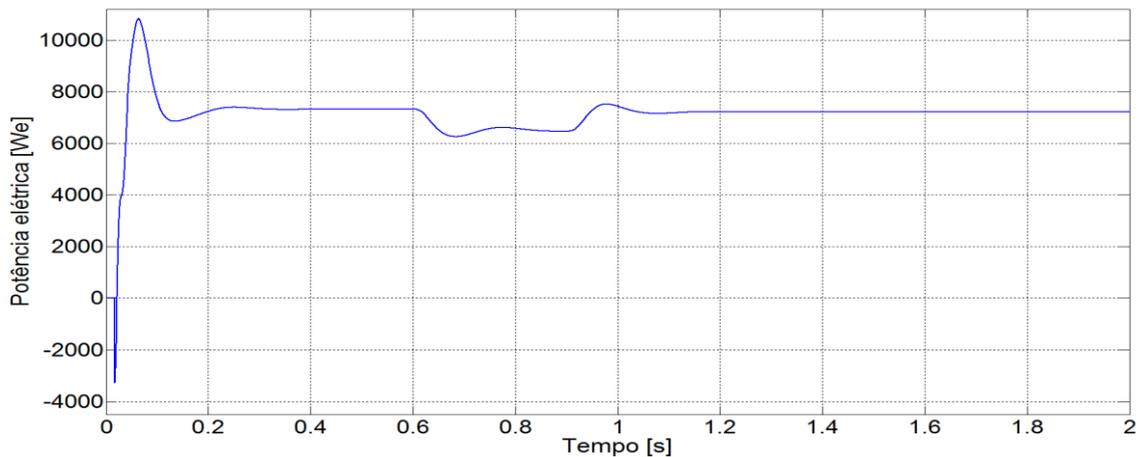


Figura 5.37. Variação da potência ativa para uma queda de velocidade [autor]

A variação na potência elétrica devido ao fenômeno da perturbação provocada pela ação da válvula de descarregamento do acumulador hidráulico é mostrado na Figura 5.38. O transitório demora 0,3 segundos em voltar a ser um sinal em regime permanente, o qual é aceitável para o funcionamento deste sistema.

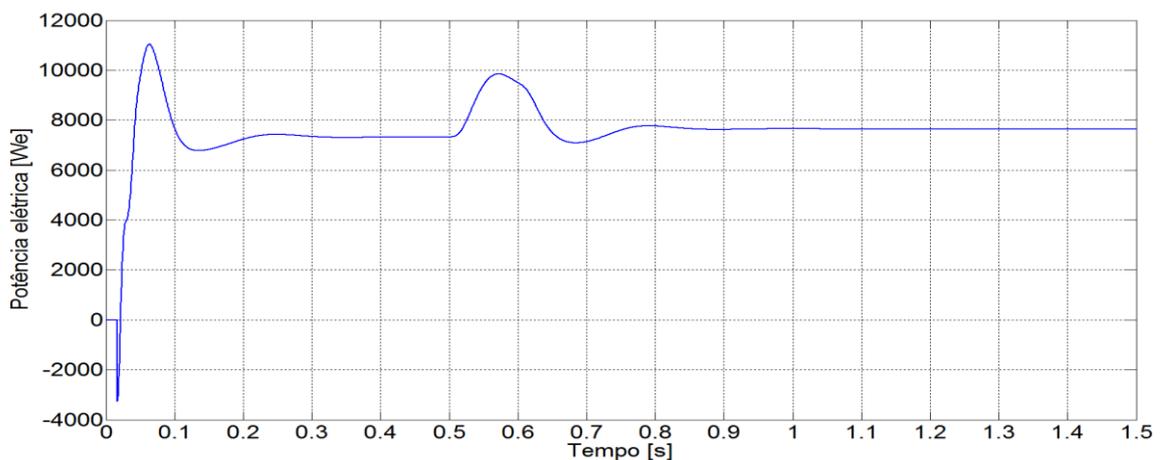


Figura 5.38. Variação da potência ativa para uma sobre-elevação da velocidade [autor].

5.6 Resultados da modelagem matemática quando o sistema está operando isolado da rede

A análise dos resultados dinâmicos da modelagem matemática operando isolado da rede foi realizada a partir de funções de transferência dos elementos que estão envolvidos no controle de estabilidade. Esta análise inclui o modelo de unidade de geração (Gerador, carga, motor hidráulico, motor Stirling e governador) o modelo da linha de interligação e o modelo do sistema interligado. A seguir são apresentados os resultados das simulações para a modelagem

do motor hidráulico e motor Stirling solar, caracterizadas pelas funções de transferências desenvolvidas no capítulo 4 e logo conectado em paralelo os dois sistemas para avaliar o comportamento dinâmico da geração elétrica.

5.7 Resultados do comportamento dinâmico do motor hidráulico acoplado ao gerador síncrono

Usando os parâmetros da tabela 4.9 no diagrama de blocos da figura 4.40 e utilizando a ferramenta computacional de Matlab/Simulink o modelo do sistema motor hidráulico-gerador síncrono-carga-governador, é mostrado na figura 5.39.

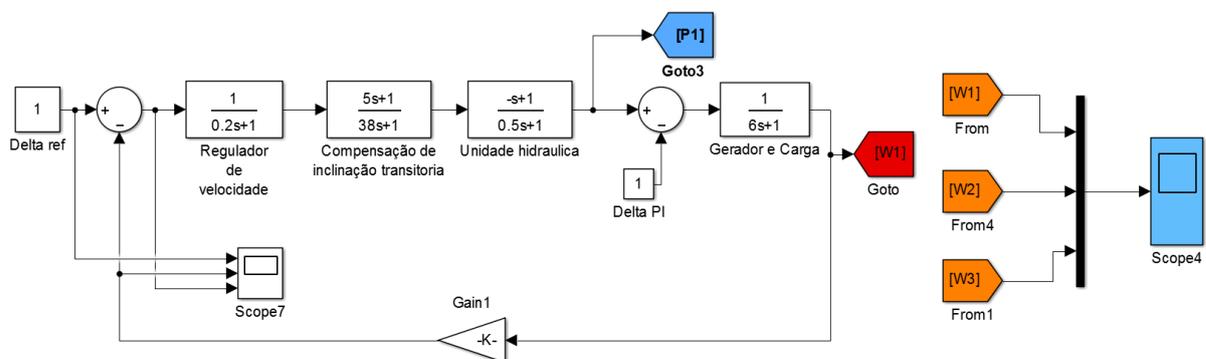


Figura 5.39. Diagrama de blocos para um motor hidráulico isolado com controle primário [autor]

Os resultados da simulação estão dados para mudanças [0,03 0,05 e 1,00] no valor do estátismo do gerador, a fim de observar o comportamento dinâmico da frequência utilizando controle primário, mostrado na figura 5.40. O efeito do regulador faz com que o estado em regime permanente seja atingido quando o erro de frequência seja zero.

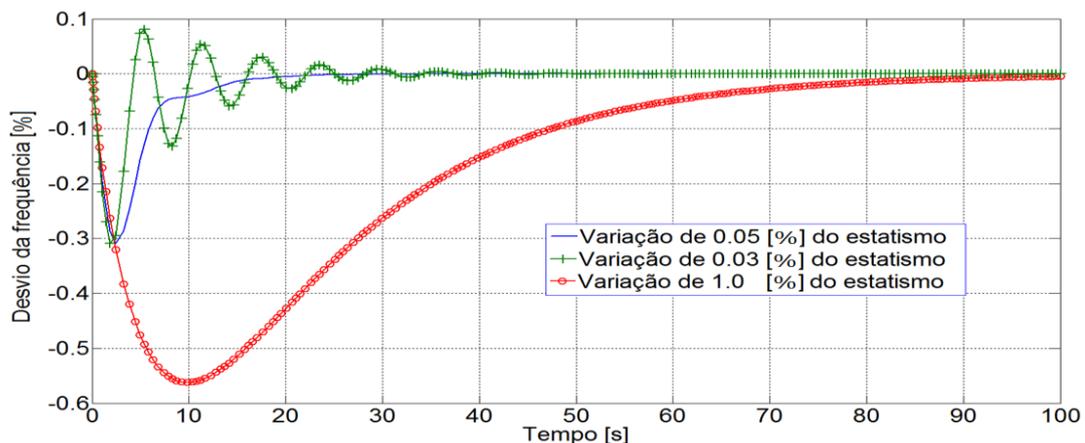


Figura 5.40. Influencia do estátismo no controle primário [autor].

Para o motor hidráulico projetado neste trabalho é observado que um valor de regulação de 1,0 % o sistema terá uma resposta pouco oscilatória, além de ter o maior desvio na frequência e maior tempo para atingir a estabilidade da frequência. Para valores pequenos da constante de regulação 0,03 %, o sistema tem uma resposta oscilatória e um desvio da frequência mais perto do valor de referência. Para uma constante de regulação de 0,05 % é observada menor oscilação e a frequência atinge mais rapidamente o estado estável.

A seguir é analisado o comportamento do sistema quando existe uma variação na potência mecânica gerada, quando há uma diminuição ou um aumento de 10% da carga. Na Figura 5.41 é apresentado o comportamento dinâmico da variação da carga na potência elétrica gerada.

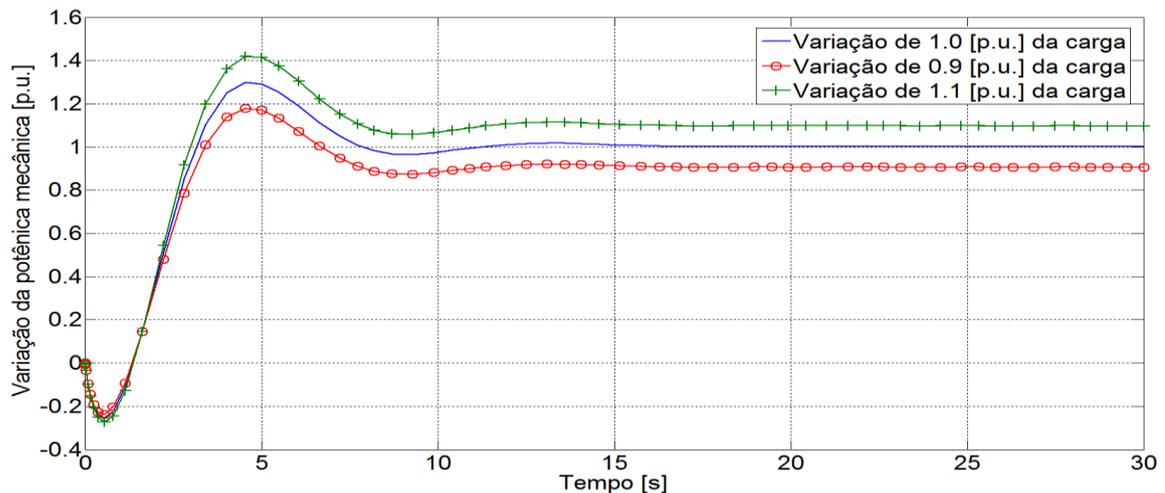


Figura 5.41. Variação da potência mecânica no sistema de integração hidráulica [autor]

Observa-se da figura 5.41, que para um aumento na demanda, a função do regulador é aumentar ou diminuir a potência mecânica que está sendo gerada pelo motor hidráulico para compensar o déficit e tentar retornar a frequência para seu valor nominal. O sistema sempre deve manter o equilíbrio entre a potência gerada e a potência demandada pela carga.

5.8 Resultados do comportamento elétrico do sistema Disco/Stirling

Usando os parâmetros da tabela 4.10 no diagrama de blocos da figura 4.41 e utilizando a ferramenta computacional de Matlab/Simulink o modelo do sistema Disco/Stirling-gerador síncrono-carga-governador, é mostrado na figura 5.42.

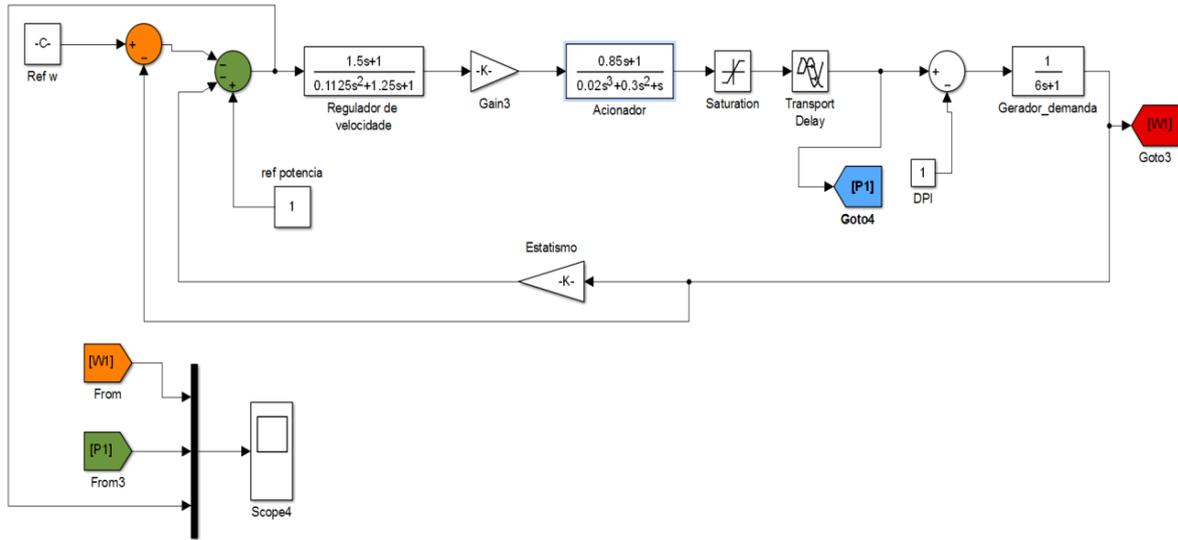


Figura 5.42. Diagrama de blocos para um motor Stirling isolado com controle primário [autor]

Os resultados do modelo do motor Stirling isolado com controle primário são simulados variando a demanda num 10%. A finalidade foi observar o comportamento dinâmico da frequência e a potência mecânica fornecida pelo motor Stirling utilizando controle primário. Na Figura 5.43 é apresentado o desvio dinâmico da frequência para variações na carga. Observa-se que o tempo de estabilidade é de treze segundos menor que o tempo para o modelo do controle do motor hidráulico, que foi de 20 segundos.

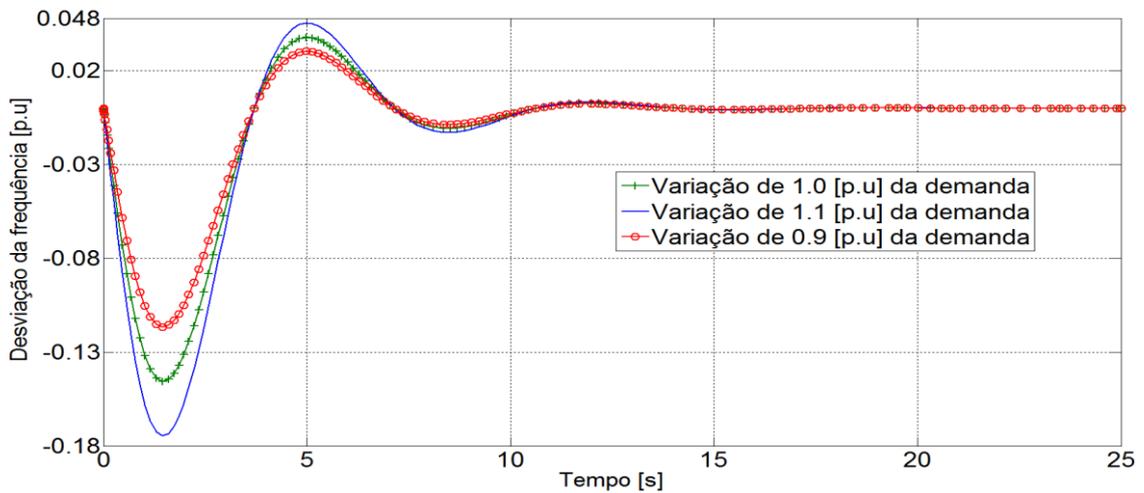


Figura 5.43. Variação da frequência [autor]

A variação da potência mecânica é mostrada na Figura 5.44, onde se observa que o sistema apresenta um erro em regime permanente.

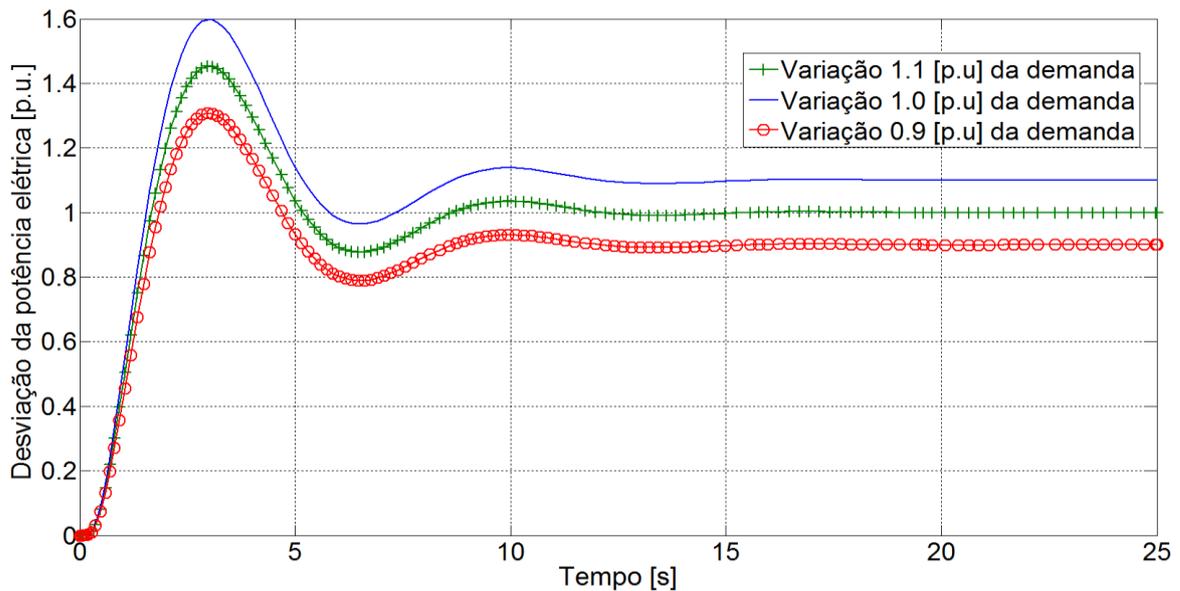


Figura 5.44. Variação da potência elétrica [autor]

A partir das simulações feitas para os modelos propostos acima utilizando controle primário de regulação foi possível observar que para um aumento na carga a frequência diminui devido ao estátismo dos geradores, nesse instante é enviado um sinal na válvula de controle causando a abertura e permitindo a injeção de óleo no motor hidráulico. As válvulas de controle na entrada do motor hidráulico atuam até alcançar o estado de regime permanente ou estado de equilíbrio.

5.8.1 Resultados dinâmicos da integração elétrica do sistema híbrido Solar/Biomassa conectado em paralelo com o sistema Disco Stirling

A seguir é apresentada a integração dos modelos propostos (sistema Disco/Stirling-Sistema híbrido Solar/Biomassa) para analisar o comportamento dinâmico do controle automático conectado à carga. Para isso é elaborado o controle automático de geração utilizando a tecnologia Disco/Stirling e o sistema híbrido Solar/Biomassa utilizando motor hidráulico acoplado ao gerador síncrono. Os dois sistemas estão conectado por uma reatância X_t que permite trocar potência e garantir que eles atinjam a mesma frequência em regime permanente. Na Figura 5.45 é apresentado o diagrama de blocos dos sistemas propostas ligadas por uma reatância utilizando controle primário.

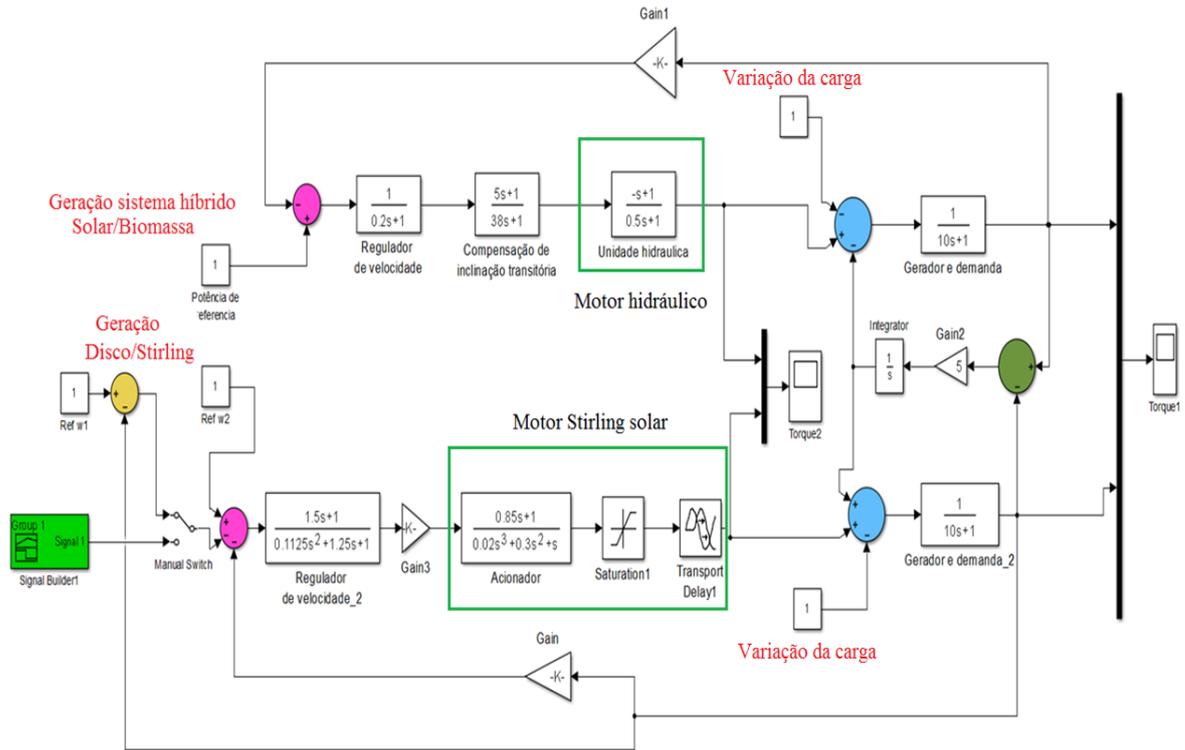


Figura 5.45. Modelo de dois geradores utilizando áreas de controle primário ligado por uma reatância [autor]

O comportamento do desvio da frequência em estado transiente evolui de forma diferente para cada máquina. No entanto, é importante notar que, enquanto as máquinas estão conectadas por uma linha elétrica, devem atingir o mesmo valor comum em regime permanente. Neste caso, a frequência da rede em estado estacionário não retornará ao seu valor nominal já que os geradores do sistema só estão equipados com controle de frequência primário. Este comportamento é mostrado na Figura 5.46.

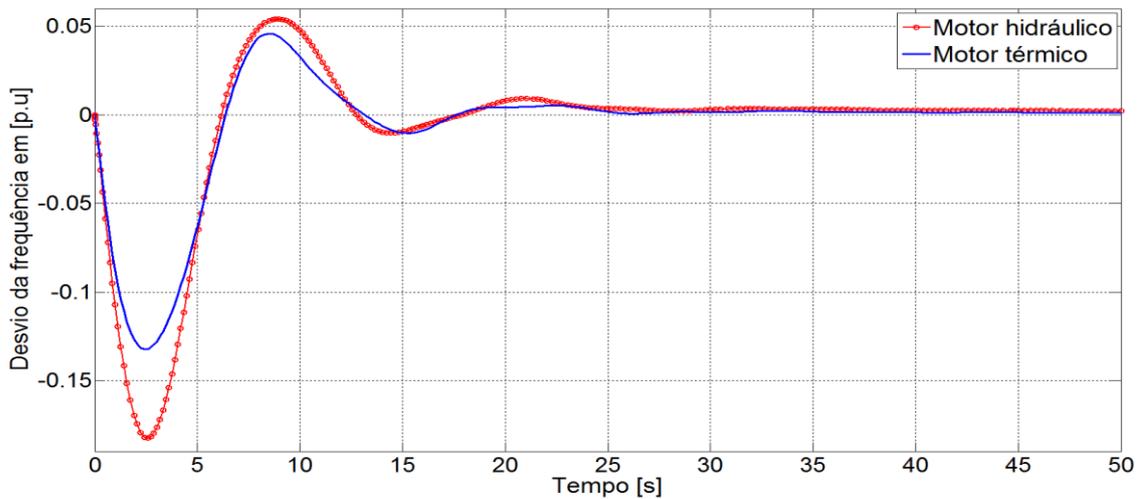


Figura 5.46. Comparação do comportamento da frequência do motor hidráulico e motor térmico [autor]

As variações de potência mecânica dos geradores envolvidas em todo sistema são apresentadas na Figura 5.47. A ligação entre áreas provoca que o gerador de uma área aumente sua geração na mesma proporção que seus homólogos de outras áreas. A geração de energia com controle primário é determinada pela frequência do sistema e pelo estatismo de regulação primário. Para este trabalho o estatismo de regulação do sistema Disco/Stirling e do sistema híbrido Solar/Biomassa são considerados do mesmo valor.

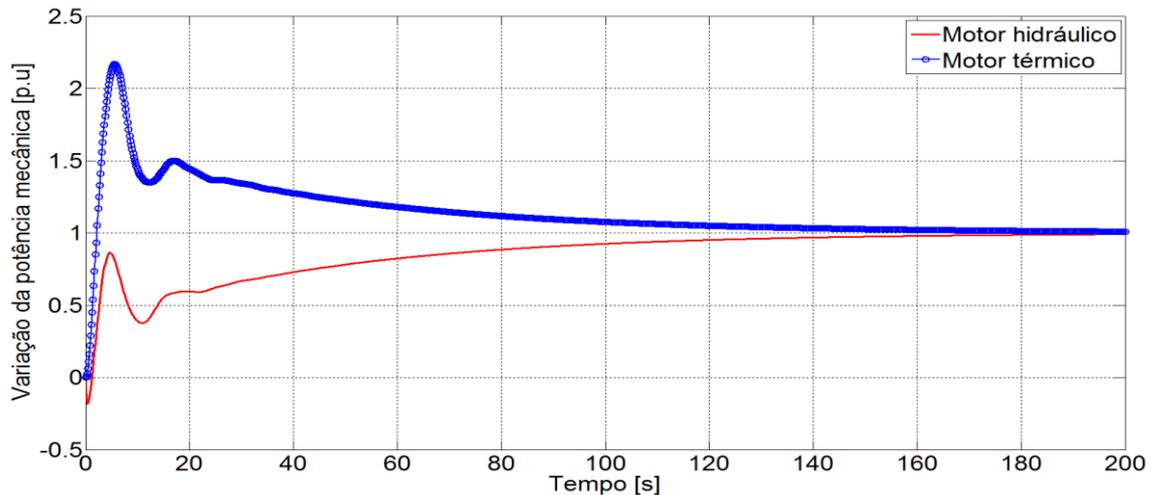


Figura 5.47. Variação da potência mecânica dos geradores [autor]

Quando no sistema proposto é apresentada uma perturbação de primeira ordem ao impulso na frequência o comportamento dinâmico do desvio da frequência é apresentado na Figura 5.48. Onde se observa que fica um erro em regime permanente de 0.03 % e o sistema só consegue atingir o regime permanente em quase 30 segundos. Para melhorar esta resposta é necessário utilizar um controlador secundário, para complementar a regulação primária.

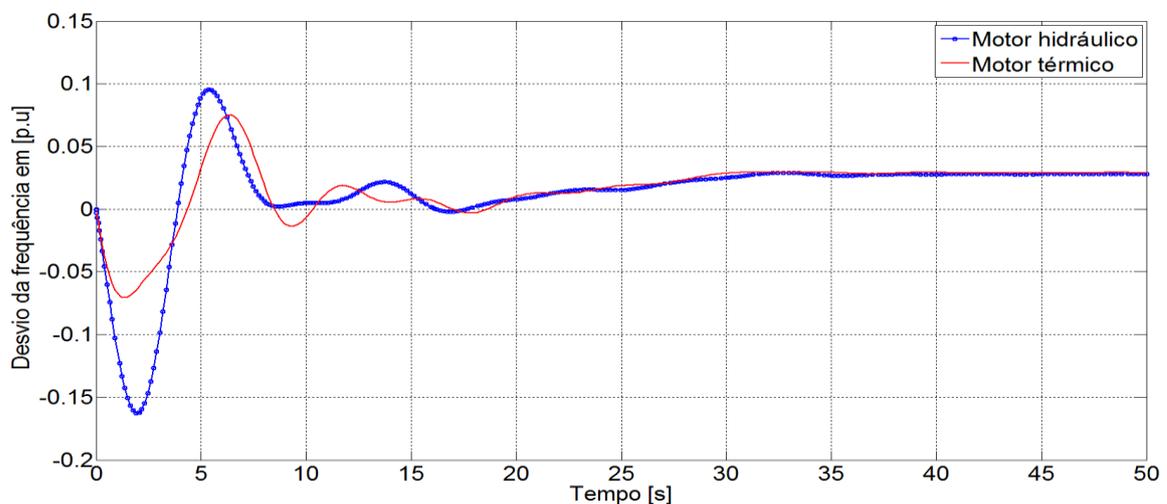


Figura 5.48. Perturbação na potência gerada pelo Motor/Stirling [autor]

5.9 Considerações finais

Neste capítulo foram apresentados os resultados da simulação do sistema híbrido Solar/Biomassa utilizando acumulação hidráulica. Nas simulações, foram incluídos três cenários de estudo para analisar o comportamento dinâmico quando atua o sistema de compensação na operação do motor hidráulico. Isto é feito, para determinar a configuração e a estratégia de operação do sistema de controle para as válvulas do circuito hidráulico.

Também foi realizada a simulação dinâmica para o sistema híbrido conectado à rede elétrica para estabelecer o comportamento dos parâmetros elétricos quando ocorrem quedas na velocidade do motor hidráulico. Após a análise dos resultados, foi observado que o sistema de acumulação permite manter o sistema operando em estado estável quando a variação da potência na tecnologia CCP/ORC diminui até 55% da nominal. Foram feitas simulações para o sistema de acumulação hidráulica como sistema de compensação, a fim de determinar os tempos de compensação para diferentes quedas na potência do sistema CCP/ORC.

Para o sistema operando de modo isolado à rede elétrica, foi determinado que o sistema é instável para variações na queda de velocidade do hidromotor precisando longos tempos de estabelecimento até 30 minutos para estabilizar a sinal de frequência e potência na nominal.

6 CONCLUSÕES

Foi desenvolvida uma ferramenta computacional de cálculo utilizando-se a ferramenta computacional Matlab/Simulink. Para o desenvolvimento do modelo matemático do sistema híbrido Solar/Biomassa, foram caracterizadas as tecnologias alternativas de geração envolvidas no comportamento dinâmico do sistema. O resultado é um modelo de simulação híbrido que permite avaliar e analisar de forma individual e global o processo de geração de energia elétrica de acordo aos parâmetros de projeto utilizados e estratégias de controle.

O modelo matemático do sistema CCP/ORC foi validado, onde foram obtidas diferenças na faixa de 0,3%-5,0%. Para a temperatura calculada na saída do concentrador cilíndrico parabólico. Para a potência consumida pela bomba foram obtidos diferenças de 2,0 % - 13,8 %. Para a potência mecânica gerada pela turbina foram obtidas diferenças de 0,4% - 1,4 %. Para a eficiência global do sistema, foram obtidas diferenças de 4,0 % - 12,8%. Os resultados obtidos pelo modelo matemático do sistema CCP/ORC pode ser considerado aceitável para a aplicação da simulação do sistema híbrido Solar/Biomassa.

As simulações foram feitas adotando como parâmetros de projeto as configurações geométricas do sistema CCP/ORC e do sistema Disco/Stirling, instalados na Universidade Federal de Itajubá. Isto permitiu ter uma apreciação mais real do comportamento dos sistemas para as condições ambientais da cidade de Itajubá.

Os resultados da modelagem matemática do sistema CCP/ORC, mostraram-se favoráveis para os parâmetros de projeto opto-geométricos utilizados e condições ambientais avaliadas. Para manter o sistema CCP/ORC os maiores tempos possíveis em operação foram feitas algumas considerações, tais como: irradiações maiores que 400 W/m^2 , temperatura inicial da água na entrada do concentrador solar de $50 \text{ }^\circ\text{C}$ e uma vazão volumétrica de $3,77 \text{ m}^3/\text{h}$ do fluido de transferência de calor, já que o modelo é muito sensível para mudanças nestes parâmetros de projeto, próprios do sistema.

Os resultados obtidos no modelo matemático Disco/Stirling permitiram comprovar a influência que tem os parâmetros de projeto geométrico e as condições ambientais, tais como: irradiação solar, velocidade do vento e temperatura ambiente, na geração de energia elétrica. Para o sistema proposto neste trabalho a eficiência global atingiu valores de até 18,5% e potência elétrica de 1000 kWe para uma irradiação de 923 W/m^2 .

O modelo matemático foi validado com dados experimentais do sistema Disco/Stirling solar, instalado na Universidade Federal de Itajubá. Com respeito à validação, as diferenças encontradas entre os valores obtidos pela simulação do modelo matemático e os valores dados pela literatura especializada são menores do que 8,9%. Deste modo, é possível afirmar que a ferramenta desenvolvida garante a obtenção de valores válidos para o projeto e avaliação de sistemas Disco/Stirling.

Na modelagem do sistema de integração hidráulica, foi analisado o comportamento de carga e descarga do acumulador de tipo bexiga, onde foi comprovado que se deve utilizar uma válvula de compensação de pressão. Os resultados obtidos a partir das simulações feitas em MATLAB/SIMULINK e Simscape/SimHydraulic, apresentaram alguns problemas como:

- Foi observado que o descarregamento não é o mais eficiente, porque os acumuladores tipo bexiga não utilizam o volume líquido para gerar trabalho;
- Para manter a compensação maior do que duas horas é necessário uma grande quantidade de acumuladores, o que faz inviável o sistema de integração hidráulica.
- O sistema de controle do armazenamento hidráulico deve ter tempos de respostas muito rápidos para operar com geradores elétricos, e assim evitar transitórios elétricos nos sinais de saída.

Para o sistema integrado Solar/Biomassa proposto foi necessário realizar a análise de controle descarga-frequência, devido à necessidade de manter a frequência constante, para qualquer perturbação ocorrida na carga ou nas fontes geradoras se for conectado à rede elétrica.

O sistema de acumulação hidráulica projetado neste trabalho responde de maneira adequada a perturbações originadas pela queda de potência nas fontes renováveis. Para comprovar que o sistema de acumulação opera de maneira adequada foi incluído um sinal que gera pulsos aleatórios, a fim de testar o sistema de controle na válvula de compensação. Os resultados obtidos apresentaram que o sistema de controle para um sinal gerador de pulsos aleatórios possui um erro pequeno na faixa de 0,13 -0,23%, o que é considerado aceitável para a aplicação deste tipo.

Utilizando 22 acumuladores hidráulicos tipo bexiga cada um com capacidade de 60 litros e conectados em paralelo, os tempos de compensação foram: para um déficit de potência de 0,5 kWe um tempo de compensação de 1 hora e 51 minutos e para uma queda total da potência nas fontes renováveis o tempo de compensação foi de 4 minutos. É recomendado usar o

sistema de acumulação hidráulica só para quedas de potência menores do que 50% onde o tempo de compensação está aproximadamente entre 15 minutos e 2 horas, dando tempo para ligar o sistema de compensação secundário Gaseificação/MCI.

Da análise dos resultados das simulações feitas para o sistema híbrido Solar/Biomassa foi concluído que utilizando a acumulação hidráulica como sistema de compensação é possível compensar as quedas por pequenas faixas de tempo. Em algumas simulações feitas o sistema de acumulação hidráulica responde corretamente quando é utilizado como compensador de pequenas perdas na vazão mássica do fluido de trabalho no circuito hidráulico, como amortecedor quando ocorrem pulsações na geração do CCP/ORC ou para manter a pressão como reserva de energia. Para sistemas híbridos maiores do que 7,5 kWe é recomendável utilizar outros tipos de acumulação que permitam manter a compensação por longos períodos de tempo.

Para o sistema isolado da rede elétrica há maiores instabilidades e maiores perturbações na geração de energia elétrica. Isto ocorre devido à inércia térmica e hidráulica dos sistemas propostos, já que os tempos de respostas de compensação ainda não são de ação suficientemente rápida. É preciso ter um sistema, mais robusto o qual implica maiores áreas para novas tecnologias de geração e maiores custos de instalação.

O controle primário de carga-frequência para o sistema Disco/Stirling ocorre com o motor hidráulico acoplado a um gerador síncrono apresentou valores ótimos quando as perturbações estiveram na faixa de 0,05%- 0,01%, para valores maiores são necessários controladores de segundo e terceira ordem.

Nos resultados das simulações da integração elétrica observa-se que para um aumento na demanda a frequência diminui e para uma diminuição da demanda há um aumento da frequência. Quando o sistema está trabalhando de modo isolado da rede elétrica qualquer variação na geração ou na demanda implicam longos tempos de estabilidade para corrigir o erro produzido pela perturbação. Para melhorar a resposta foi necessário ter em conta os aspectos de regulação, amortecimento e inércia, que influenciam o comportamento dinâmico do sistema.

Sugestões para trabalhos futuros:

Está tese prova que os sistemas híbridos integrados a fontes renováveis não convencionais podem ser uma solução atrativa para futuros projetos de micro redes. Considerando as conclusões desta tese e as contribuições mais importantes, as linhas de pesquisa futuras derivadas desta tese de doutoramento devem se concentrar em:

- Novas tipologias de conexão para sistemas distribuídos são necessários para analisar o comportamento dinâmico de um sistema isolado da rede elétrica;
- É necessário realizar um análise mais detalhada do comportamento em regime transitório das fontes de geração, sistemas de acumulação, utilizando um sistema de controle de resposta mais rápida;
- Desenvolver modelos mais detalhados que permitam à conexão dos sistemas a carga isolada garantindo a qualidade da energia entregue à rede;
- Incluir no modelo outros tipos de fontes renováveis para garantir maior a continuidade da geração de energia;
- Incluir outro tipo de armazenamento de energia para garantir a autonomia do sistema híbrido;
- Desenvolver um controlador secundário que permita controlar o sistema hidráulico acoplado ao sistema elétrico e ter uma maior autonomia quando ocorram quedas na geração ou na variação da demanda.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] A. O. Pereira, R. Cunha Da Costa, C. D. V. Costa, J. D. M. Marreco, and E. L. La Rovere, “Perspectives for the expansion of new renewable energy sources in Brazil,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 23, pp. 49–59, 2013.
- [2] F. C. Luz, M. H. Rocha, E. E. S. Lora, O. J. Venturini, R. V. Andrade, M. M. V. Leme, and O. A. del Olmo, “Techno-economic analysis of municipal solid waste gasification for electricity generation in Brazil,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 103, pp. 321–337, 2015.
- [3] V. Ruffato-Ferreira, R. da Costa Barreto, A. Oscar Júnior, W. L. Silva, D. de Berrêdo Viana, J. A. S. do Nascimento, and M. A. V. de Freitas, “A foundation for the strategic long-term planning of the renewable energy sector in Brazil: Hydroelectricity and wind energy in the face of climate change scenarios,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, no. October 2015, 2016.
- [4] A. L. G. Nogueira, “Análise Dos Efeitos Das Condições Operacionais De Um Gaseificador Co- Corrente De Duplo Estágio Na Qualidade Operacionais De Um Gaseificador Co-,” Universidade Federal de Itajubá, 2012.
- [5] F. O. Centeno González, “Avaliação do desempenho de um sistema integrado Motor Ciclo Otto/Gaseificador Co-corriente utilizando modelagem matemática,” Universidade Federal de Itajubá, 2010.
- [6] A. L. Galindo, E. S. Lora, R. V. Andrade, S. Y. Giraldo, R. L. Jaén, and V. M. Cobas, “Biomass gasification in a downdraft gasifier with a two-stage air supply: Effect of operating conditions on gas quality,” *Biomass and Bioenergy*, vol. 61, pp. 236–244, 2014.
- [7] E. B. Pereira, F. R. Martins, S. L. De Abreu, and R. Rüther, *Brazilian Atlas of Solar Energy*. 2006.
- [8] C. A. De Melo, G. D. M. Jannuzzi, and S. V. Bajay, “Nonconventional renewable energy governance in Brazil: Lessons to learn from the German experience,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 61, pp. 222–234, 2016.
- [9] L. P. Geraldino, “De0041 - sistema híbrido solar/biomassa,” Itajubá-M.G, Brasil, 2016.
- [10] A. Modi, F. B??hler, J. G. Andreasen, and F. Haglind, “A review of solar energy based heat and power generation systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 67, pp. 1047–1064, 2017.
- [11] X. Ju, C. Xu, Y. Hu, X. Han, G. Wei, and X. Du, “A review on the development of photovoltaic/concentrated solar power (PV-CSP) hybrid systems,” *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 161, no. November 2016, pp. 305–327, 2017.

- [12] Q. Liu, Z. Bai, X. Wang, J. Lei, and H. Jin, "Investigation of thermodynamic performances for two solar-biomass hybrid combined cycle power generation systems," *Energy Convers. Manag.*, vol. 122, pp. 252–262, 2016.
- [13] W. B. Stine and R. B. Diver, "A compendium of solar Dish/Stirling technology," 1994.
- [14] T. Liao and J. Lin, "Optimum performance characteristics of a solar-driven Stirling heat engine system," *Energy Convers. Manag.*, vol. 97, pp. 20–25, 2015.
- [15] M. Abbas, B. Boumeddane, N. Said, and A. Chikouche, "Dish Stirling technology: A 100 MW solar power plant using hydrogen for Algeria," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 36, no. 7, pp. 4305–4314, 2011.
- [16] H. Liang, S. You, and H. Zhang, "Comparison of different heat transfer models for parabolic trough solar collectors," *Appl. Energy*, vol. 148, pp. 105–114, 2015.
- [17] R. Forristall, "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver," 2003.
- [18] S. Quoilin, "An introduction to thermodynamics applied to Organic Rankine Cycles," no. November, p. 19, 2008.
- [19] E. S. Saleem and P. Azzam, "Analysis & Design of Parabolic Trough Solar Thermal Power Plant for Typical Sites of Pakistan," vol. 9, no. 3, pp. 116–122, 2014.
- [20] S. Quoilin, "Sustainable energy conversion through the use of Organic Rankine Cycles for waste heat recovery and solar applications," Thesis, University of Liege (Belgium), 2011.
- [21] J. Nouman, "Comparative studies and analyses of working fluids for Organic Rankine Cycles - ORC," 2012.
- [22] J. Martínez, "Estudo Experimental do Conjunto Gaseificador de Biomassa em Reator Co-corrente com Duplo Estágio de Fornecimento de Ar e Motor de Combustão," Universidade Federal de Itajubá, 2009.
- [23] S. L. C. Mendoza, "Modelagem De Sistemas De Geração De Eletricidade a Partir De Energia Solar Utilizando Pratos Parabólicos E Motores Stirling (Dish/Stirling)," Universidade Federal de Itajubá, 2012.
- [24] G. E. Carrillo, "Estudo E Modelagem Dos Componentes De Um Sistema Dish Stirling Visando À Otimização Da Potência E a Eficiência Do Sistema," Universidade Federal de Itajubá, 2013.
- [25] M. S. Alves, "Modelagem Computacional e Otimização de um Ciclo Rankine Orgânico Solar com Concentrador Cilíndrico Parabólico Modelagem Computacional e Otimização de um Ciclo Rankine Orgânico Solar com Concentrador Cilíndrico Parabólico," Universidade Federal de Itajubá, 2013.

- [26] J. Lagunas, “Control Supervisorio Difuso para un Sistema de Generación Eléctrica,” Tesis de Maestría en Ingeniería Electrónica; Control nacional de investigación y desarrollo tecnologico, 2004.
- [27] and F. K. Juergen H. Peterseim¹, Stuart White², Udo Hellwig³, Amir Tadros⁴, “Concentrating Solar Power / Energy From Waste Hybrid Plants - Creating Synergies,” *SolarPACES 2012 Conf.*, p. 10, 2012.
- [28] EPE, *Energia Renovável - Hidráulica, Biomassa, Eólica, Solar, Oceânica*, vol. 53, no. 9. 2013.
- [29] S. Giuliano, R. Buck, and S. Eguiguren, “Analysis of Solar-Thermal Power Plants With Thermal Energy Storage and Solar-Hybrid Operation Strategy,” *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 133, no. 3, p. 031007, 2011.
- [30] “Copyright,” in *Solar Energy Engineering*, Elsevier, 2009, p. 756.
- [31] K. Vignarooban, X. Xu, A. Arvay, K. Hsu, and A. M. Kannan, “Heat transfer fluids for concentrating solar power systems - A review,” *Appl. Energy*, vol. 146, pp. 383–396, 2015.
- [32] J. D. Nixon, P. K. Dey, and P. A. Davies, “The feasibility of hybrid solar-biomass power plants in India,” *Energy*, vol. 46, no. 1, pp. 541–554, 2012.
- [33] C. Emte and T. Borges, “First commercial CSP-Biomass Hybrid Power Plant in Spain,” 2012. .
- [34] “Concentrating Solar Power Projects by Country | Concentrating Solar Power | NREL.” [Online]. Available: https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by_country.cfm. [Accessed: 10-Oct-2016].
- [35] J. Servert, G. San Miguel, and D. López, “Hybrid solar - Biomass plants for power generation; technical and economic assessment,” *Glob. Nest J.*, vol. 13, no. 3, pp. 266–276, 2011.
- [36] J. H. Peterseim, U. Hellwig, A. Tadros, and S. White, “Hybridisation optimization of concentrating solar thermal and biomass power generation facilities,” *Sol. Energy*, vol. 99, pp. 203–214, 2014.
- [37] G. M. Babu, T. Srinivas, and K. V. R. Naidu, “Integrated Biomass and Solar Thermal Power Plant -A Case Study,” *Int. J. Sci. Eng. Res.*, vol. 4, no. 8, 2013.
- [38] S. H. Chowdhury, A. M. T. Oo, and P. K. Banerjee, “Biomass supported solar thermal hybrid power plant for continuous electricity generation from renewable sources,” *2nd Int. Conf. Dev. Renew. Energy Technol. (ICDRET 2012)*, pp. 1–4, 2012.
- [39] X. Zhang, H. Li, L. Liu, R. Zeng, and G. Zhang, “Analysis of a feasible trigeneration system taking solar energy and biomass as co-feeds,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 122, pp. 74–84, 2016.

- [40] R. Lacko, B. Drobnič, M. Mori, M. Sekavčnik, and M. Vidmar, “Stand-alone renewable combined heat and power system with hydrogen technologies for household application,” *Energy*, vol. 77, pp. 164–170, 2014.
- [41] S. Ozlu and I. Dincer, “Development and analysis of a solar and wind energy based multigeneration system,” *Sol. Energy*, vol. 122, pp. 1279–1295, 2015.
- [42] H. Dagdougui, R. Minciardi, A. Ouammi, M. Robba, and R. Sacile, “Modeling and optimization of a hybrid system for the energy supply of a ‘green’ building,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 64, pp. 351–363, 2012.
- [43] D. J. Lee and L. Wang, “Small-signal stability analysis of an autonomous hybrid renewable energy power generation/energy storage system part I: Time-domain simulations,” *IEEE Trans. Energy Convers.*, vol. 23, no. 1, pp. 311–320, 2008.
- [44] C. Dumitru and A. Gligor, “Modeling and Simulation of Renewable Hybrid Power System Using Matlab/Simulink Environment,” *Sci. Bull. „Petru Maior” ...*, vol. 7, no. Xxiv, 2010.
- [45] A. Ahmad and A. S. Siddiqui, “Modeling of A Wind Diesel Integrated System With No Storage,” *Int. J. Emerg. Technol. Adv. Eng.*, vol. 4, no. 1, pp. 106–112, 2014.
- [46] R. Sebastián and R. P. Alzola, “Simulation of an isolated Wind Diesel System with battery energy storage,” *Electr. Power Syst. Res.*, vol. 81, no. 2, pp. 677–686, 2011.
- [47] S. R. Gampa and D. Das, “Real power and frequency control of a small isolated power system,” *Int. J. Electr. Power Energy Syst.*, vol. 64, pp. 221–232, 2015.
- [48] J. Wurm, M. Fitl, M. Gumpesberger, E. Väisänen, and C. Hochenauer, “Advanced heat transfer analysis of continuously variable transmissions (CVT),” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 114, pp. 545–553, 2017.
- [49] X. Chen, P. Hang, W. Wang, and Y. Li, “Design and analysis of a novel wheel type continuously variable transmission,” *Mech. Mach. Theory*, vol. 107, no. 4800, pp. 13–26, 2017.
- [50] A. A. K. Arani, H. Karami, G. B. Gharehpetian, and M. S. A. Hejazi, “Review of Volante Energy Storage Systems structures and applications in power systems and microgrids,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 69, no. November 2016, pp. 9–18, 2017.
- [51] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, “Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, 2014.
- [52] R. V. Padilla and D. Yogi Goswami, “Simplified Methodology for Designing Parabolic Trough Solar Power Plants,” University of South Florida, 2011.
- [53] E. Zarza Moya, “Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos. Proyecto Direct Solar Steam (DISS),” Universidad de Sevilla, 2003.

- [54] R. B. Bannerot and H. M. Guven, "Optical and thermal Analysis of Parabolic Trough Solar Collectors for technically Less Developed Countries," Houston, Texa, 1984.
- [55] I. Vaja, "Definition of an object oriented library for the dynamic simulation of advanced energy systems: methodologies, tools and application to combined ice-orc power plants," Thesis, UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PARMA, 2009.
- [56] M. Abdulazeez and A. Alfellag, "Modeling and Experimental Investigation of Parabolic Trough Solar Collector," 2014.
- [57] I. H. Yilmaz and M. S. S??ylemez, "Thermo-mathematical modeling of parabolic trough collector," *Energy Convers. Manag.*, vol. 88, pp. 768–784, 2014.
- [58] X. Song, G. Dong, F. Gao, X. Diao, L. Zheng, and F. Zhou, "A numerical study of parabolic trough receiver with nonuniform heat flux and helical screw-tape inserts," *Energy*, vol. 77, pp. 771–782, 2014.
- [59] S. Quoilin, M. Orosz, H. Hemond, and V. Lemort, "Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation," *Sol. Energy*, vol. 85, no. 5, pp. 955–966, 2011.
- [60] W. Stine, B. Harrigan, *Solar Energy Fundamentals and Design: With Computer Applications (Alternate Energy Series)*. Wiley-Interscience, 1985.
- [61] C. Alves, "Modelagem analítica de uma planta termosolar com geração direta de vapor em coletores cilindro parabólicos," Universidade Federal de Pernambuco, 2012.
- [62] A. Abdollahpour, M. H. Ahmadi, and A. H. Mohammadi, "Thermodynamic model to study a solar collector for its application to Stirling engines," *Energy Convers. Manag.*, vol. 79, pp. 666–673, 2014.
- [63] R. Forristall, "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver," no. October, p. 164, 2003.
- [64] W. Michael J. and P. Gilman, "Technical manual for the SAM physical model," 2011.
- [65] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis, "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 8, pp. 3963–3979, 2011.
- [66] K. Darvish, M. Ehyaei, F. Atabi, and M. Rosen, "Selection of Optimum Working Fluid for Organic Rankine Cycles by Exergy and Exergy-Economic Analyses," *Sustainability*, vol. 7, no. 12, pp. 15362–15383, Nov. 2015.
- [67] S. Quoilin and V. Lemort, "Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems," *5th Eur. Conf. Econ. Manag. Energy Ind.*, vol. 278, no. 36, p. 12, 2009.

- [68] M. Ashouri, M. H. Ahmadi, and M. Feidt, "Performance Analysis of Organic Rankine Cycle Integrated with a Parabolic Through Solar Collector," in *World Sustainability Forum 2014*, 2014, pp. 1–14.
- [69] G. Shu, X. Li, H. Tian, X. Liang, H. Wei, and X. Wang, "Alkanes as working fluids for high-temperature exhaust heat recovery of diesel engine using organic Rankine cycle," *Appl. Energy*, vol. 119, pp. 204–217, 2014.
- [70] H. Tian, G. Shu, H. Wei, X. Liang, and L. Liu, "Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine (ICE)," *Energy*, vol. 47, no. 1, pp. 125–136, 2012.
- [71] M. M. Domingues, "Avaliação do potencial de aproveitamento da energia contida nos gases de escape de veículos automóveis," 2011.
- [72] J. Wang, Z. Yan, M. Wang, S. Ma, and Y. Dai, "Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source," *Energy*, vol. 49, no. 1, pp. 356–365, 2013.
- [73] R. Chacartegui, J. Muñoz De Escalona, J. A. Becerra, A. Fernández, and D. Sánchez, "Potential of ORC Systems to Retrofit CHP Plants in Wastewater Treatment Stations," *J. Sustain. Dev. Energy J. Sustain. dev. energy water environ. syst*, vol. 1, no. 14, pp. 352–374, 2013.
- [74] L. J. Douglas, "Simulación y optimización de un ciclo Rankine orgánico (ORC) de pequeña potencia," Centro Politecnico Superior, 2013.
- [75] A. Khaled, "Technical and Economic Performance of Parabolic Trough in Jordan," 2012.
- [76] U. Muhammad, M. Imran, D. H. Lee, and B. S. Park, "Design and experimental investigation of a 1kW organic Rankine cycle system using R245fa as working fluid for low-grade waste heat recovery from steam," *Energy Convers. Manag.*, vol. 103, pp. 1089–1100, 2015.
- [77] V. Depoorter, "Modelización de un sistema de generación eléctrica a partir de la gasificación de biomasa.," Universitat Politècnica de Catalunya (UPC), 2013.
- [78] P. G. Tewari, J. P. Subrahmanyam, and M. K. G. Babu, "Experimental Investigations on the Performance Characteristics of a Producer Gas Fuelled Spark Ignition Engine," no. 724, 2001.
- [79] P. R. Crossley and J. A. Cook, "A nonlinear engine model for drivetrain system development," *Int. Conf. Control 1991*, pp. 921–925, 1991.
- [80] K. J. Aström and R. M. Murray, *PID Control*. 2010.
- [81] G. T. Braga, "Uma contribuição ao controle de motores de combustão interna de ignição por centelha na condição de marcha lenta," *Diss. Mestrado.*, p. 144, 2007.

- [82] C. E. Andraka, “Dish Stirling advanced latent storage feasibility,” *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 684–693, 2013.
- [83] Y. Rodriguez, “Análisis y perspectivas de desarrollo de un sistema avanzado de generacion energetica de Disco Stirling,” Universidad de Zaragoza, 2014.
- [84] V. Punnathanam and P. Kotecha, “Effective multi-objective optimization of Stirling engine systems,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 108, pp. 261–276, 2016.
- [85] O. a Jaramillo and J. a del Rio, “Optical fibres for a mini-dish/Stirling system: thermodynamic optimization,” *J. Phys. D-Applied Phys.*, vol. 35, no. 11, pp. 1241–1250, 2002.
- [86] J. G. Esteve, “Disseny d’un captador solar d’alta temperatura , amb motor Stirling i disc parabòlic Memòria , Annexes i Pressupost,” Universitat Politècnica de Catalunya, 2010.
- [87] R. Beltrán Chacon, D. Leal Chavez, D. Saucedo, M. Pellegrini Cervantes, and M. Borunda, “Design and analysis of a dead volume control for a solar Stirling engine with induction generator,” *Energy*, vol. 93, pp. 2593–2603, 2015.
- [88] B. Kongtragool and S. Wongwises, “Optimum absorber temperature of a once-reflecting full conical concentrator of a low temperature differential Stirling engine,” *Renew. Energy*, vol. 30, no. 11, pp. 1671–1687, 2005.
- [89] S.-Y. Wu, L. Xiao, Y. Cao, and Y.-R. Li, “A parabolic dish/AMTEC solar thermal power system and its performance evaluation,” *Appl. Energy*, vol. 87, no. 2, pp. 452–462, 2010.
- [90] J. Fritz and D. H. Russ, “Solution of the ideal adiabatic Stirling model with coupled first order differential equations by the pasic method,” Ohio University, 1998.
- [91] I. Urieli, “A computer Simulation of Stirling Cycle Machine,” Witwatersrand, Johannesburg, 1977.
- [92] H. Snyman, “Design analysis methods for Stirling engines,” *J. Energy South. Africa*, vol. 19, no. 3, pp. 4–19, 2008.
- [93] Y. Timoumi, I. Tlili, and S. Ben Nasrallah, “Performance optimization of Stirling engines,” *Renew. Energy*, vol. 33, no. 9, pp. 2134–2144, 2008.
- [94] M. Ziabasharhagh and M. Mahmoodi, “Numerical solution of beta-type Stirling engine by optimizing heat regenerator for increasing output power and efficiency.,” vol. 2, no. 2, pp. 1395–1406, 2012.
- [95] B. Dawoud, E. Amer, and D. Gross, “Experimental investigation of an adsorptive thermal energy storage,” *Int. J. energy Res.*, vol. 31, no. August 2007, pp. 135–147, 2007.

- [96] D. F. Howard, "Modeling , simulation , and analysis of grid connected Dish-Stirling solar power plants," no. August, pp. 1–108, 2010.
- [97] M. G. Rabie, *Fluid Power Engineering*. Libro: McGraw-Hill Education; 1 edition (June 8, 2009), 2009.
- [98] W. Durfee and Z. Sun, *Fluid power system dynamics*. September 25, 2015, 2015.
- [99] A. Pourmovahed and D. R. Otis, "An Experimental Thermal Time-Constant Correlation for Hydraulic Accumulators," *J. Dyn. Syst. Meas. Control*, vol. 112, no. 1, p. 116, 1990.
- [100] Hydac, "Catalogo-Acumuladores hidráulicos de bexiga," pp. 1–19, 2004.
- [101] T. H. a B. Component, "Bladder-type accumulator," pp. 1–20, 2008.
- [102] U. Stamp, "Catalogo-Accumulador," no. 239, 2014.
- [103] D. Wang and K. Lu, "Energy Storage Systems," *Struct. Des. Wave Energy Devices*, pp. 235–270, 2013.
- [104] a. Pourmovahed, N. H. Beachley, and F. J. Fronczak, "Modeling of a Hydraulic Energy Regeneration System: Part I—Analytical Treatment," *J. Dyn. Syst. Meas. Control*, vol. 114, no. 1, p. 160, 1992.
- [105] M. Thesis and A. Universitet, "Validation study of real gas models 'Applied on a wide range of temperatures and pressures,'" *East*, 2010.
- [106] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Termodinamica*, SEXTA EDIC. 2008.
- [107] J. a Razak, K. Sopian, Z. M. Nopiah, a Zaharim, and Y. Ali, "Optimal operational strategy for hybrid renewable energy system using genetic algorithms," *Appl. Math. Sci. Eng.*, vol. 7, no. 4, pp. 235–240, 2007.
- [108] A. Gupta, R. P. Saini, and M. P. Sharma, "Modelling of hybrid energy system-Part I: Problem formulation and model development," *Renew. Energy*, vol. 36, no. 2, pp. 459–465, 2011.
- [109] A. Gupta, R. P. Saini, and M. P. Sharma, "Modelling of hybrid energy system-Part II: Combined dispatch strategies and solution algorithm," *Renew. Energy*, vol. 36, no. 2, pp. 466–473, 2011.
- [110] C. D. Barley, C. B. Winn, L. Flowers, and H. J. Green, "Optimal Control of Remote Hybrid Power Systems Part 1: Simplified Model," *Wind*. '95, 1995.
- [111] L. Grigsby, *Power System Stability and Control*. 1994.
- [112] O. I. Elgerd, "Electric Energy Systems Theory: An Introduction." p. 564, 1971.
- [113] P. Kundur, *Power system stability and control*. 1994.

- [114] P. M. Anderson and a. a. Fouad, “Power System Control and Stability.” pp. 1–237, 1977.
- [115] A. Neplan, “Turbine-Governor Models.” pp. 1–99.
- [116] Siemens, *Dynamic Models Package “Standard-1,”* no. October. 2012.
- [117] M. G. Simões, B. Palle, S. Chakraborty, and C. Uriarte, *Electrical Model Development and Validation for Distributed Resources Electrical Model Development and Validation for Distributed Resources,* no. April. 2007.