

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ENGENHARIA DE ENERGIA

**AVALIAÇÃO TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE ACUMULAÇÃO DE ENERGIA POR
AR COMPRIMIDO (CAES) FRENTE A UMA TURBINA A GÁS DE CICLO ABERTO**

por

Mateus Utz Altmann

Monografia apresentada à Comissão de Graduação do Curso de Engenharia de Energia da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Bacharel em Engenharia de Energia.

Porto Alegre, janeiro de 2018.



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
ENGENHARIA DE ENERGIA

AVALIAÇÃO TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE ACUMULAÇÃO DE ENERGIA
POR AR COMPRIMIDO (CAES) FRENTE A UMA TURBINA A GÁS DE CICLO ABERTO

por

Mateus Utz Altmann

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
BACHAREL EM ENGENHARIA DE ENERGIA.
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Roberto Chouhy Leborgne
Coordenador do Curso de Engenharia de Energia

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Banca examinadora:

Prof. Dr. Cirilo Seppi Bresolin – DEMEC / UFRGS

Eng. Dr. Edgard Poiate Junior – CENPES / PETROBRAS

Eng. Me. Diogo Angelo Stradioto – EDP Soluções em Energia

Porto Alegre, 12 de janeiro de 2018.

AGRADECIMENTOS

À minha mãe e à minha avó, pela presença e suporte em todas as etapas da minha vida e, que junto a mim, compõem o tripé que sustenta toda minha história.

Ao meu pai, pelo imenso amor e carinho incondicional proporcionados por menor que tenha sido seu tempo junto a nós.

À República do Chai, pelos anos de infinitas histórias e, principalmente, por reescrever para mim o sentido da palavra *amizade*.

Ao meu Professor e Orientador, por ter me feito apaixonado pelo que faço desde a cadeira de Introdução à Engenharia de Energia até o Trabalho de Conclusão de Curso em sua presença e orientação.

E às pessoas especiais que compuseram a minha história de vida com momentos de verdadeiro amor e de pura alegria.

“ Até agora a energia hidrelétrica é a mais barata em termos do que ela dura da sua manutenção e também pelo fato da água ser gratuita, e da gente poder estocar. O vento podia ser isso também. Mas você não conseguiu ainda tecnologia para estocar vento. Então, se a contribuição dos outros países, vamos supor que seja desenvolver tecnologia que seja capaz de, na eólica, seja capaz de estocar, tenha uma forma de você estocar, porque o vento, ele é diferente em horas do dia. Então vamos supor que vente mais na hora da noite. Como é que eu faria para estocar isso? ”

Dilma V. Rousseff.

ALTMANN, M. U. **Avaliação Termodinâmica de um Sistema de Acumulação de Energia por Ar Comprimido (CAES) Frente a uma Turbina a Gás de Ciclo Aberto.** 2018. 27 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia de Energia) – Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo investigar as vantagens da utilização de um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido na remediação da intermitência das fontes renováveis em contraponto à geração com uma turbina a gás alimentada com gás natural operando em ciclo aberto, ambos em regime permanente. Um modelo termodinâmico é desenvolvido para simular um Sistema de Acumulação de Energia por Ar Comprimido (CAES em inglês), composto por grupos separados de compressores de ar e de turbinas de expansão com combustão de gás natural, além da caverna para estocagem do ar comprimido. Os resultados são validados frente aos dados da unidade de Huntorf, na Alemanha, com desvios de 1,37 % para 59,18 MW_{el} do compressor e 0,57% para 319,16 MW_{el} da turbina. A simulação do turbo gerador segue o mesmo equacionamento e condições de operação do CAES, porém operando sem acumulação. Os parâmetros comparados são as potências desenvolvidas, as energias totais envolvidas, o consumo de combustível, as emissões de gás carbônico e as eficiências de cada sistema, sempre em relação a um período de carga e descarga do CAES. Verifica-se que o sistema CAES requer uma potência de compressão de 57,99 MW_m e uma potência de expansão de 325,67 MW_m, enquanto que o sistema de turbina a gás requer 461,56 MW_m de potência de compressão e 787,23 MW_m de expansão para geração de 319,16 MW_{el} em ambos os sistemas. É observado que para cada 1 MWh_{el} produzidos, o sistema CAES utiliza 0,742 MWh_{el} e 1,406 MWh_t emitindo 277,70 kgCO₂/MWh_{el}, ao passo que o sistema de turbina a gás utiliza 3,279 MWh_t e emite 647,67 kgCO₂/MWh_{el} para produzir a mesma quantidade de energia elétrica. É observado que o sistema CAES consome 8,976 kg/s de combustível com uma eficiência de 46,56 %, e o sistema de turbo gerador consome 20,931 kg/s do mesmo combustível com uma eficiência de 31,12 %. O estudo proposto tornou possível verificar que o sistema de armazenamento trabalha com volumes menores de energia, requer menos potência de suas turbomáquinas e apresenta um consumo de combustível reduzido do que um sistema termoelétrico convencional baseado em turbina a gás de ciclo aberto para produzir a mesma quantidade de energia elétrica. Assim, tecnicamente, um sistema de acumulação de energia por ar comprimido é capaz de suprir as intermitências observadas na geração por meio de fontes renováveis causando menos impactos ao meio ambiente e exigindo maquinário menor do que se utilizando sistemas baseados em turbina a gás de ciclo aberto.

PALAVRAS-CHAVE: Armazenamento de energia, armazenamento de energia por ar comprimido, Huntorf, fontes renováveis intermitentes, modelo de combustão.

ALTMANN, M. U. **Thermodynamic Evaluation of a Compressed Air Energy System (CAES) Against an Open Cycle Gas Turbine**. 2018. 27 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia de Energia) – Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

ABSTRACT

The objective of this work is to demonstrate the advantages of using a compressed air energy storage system to remediate intermittent renewable sources in counterpoint to the generation with a gas turbine fueled with natural gas operating in open cycle, both in permanent regime. A thermodynamic model is developed to simulate a Compressed Air Energy System (CAES), composed of separated groups of air compressors and expansion turbines with natural gas combustion, in addition to the compressed air storage cavern. The results are validated against data from the Huntorf plant in Germany, with absolute deviations of 1.37 % for 59.18 MW_{el} from the compressor and 0.57 % for 319.16 MW_{el} from the turbine. The simulation of the turbo generator follows the same equation and conditions of operation of the CAES, but operating without accumulation. The parameters compared are the developed powers, the total energies involved, the fuel consumption, the carbon emissions and the efficiencies of each system, always in relation to a loading and unloading period of the CAES. It is verified that the CAES system requires a compression power of 57.99 MW_m and an expansion power of 325.67 MW_m, while the gas turbine system requires 461.56 MW_m of compression power and 787.23 MW_m of expansion for generation of 319.16 MW_{el} in both systems. It is observed that for each 1 MWh_{el} produced, the CAES system uses 0.742 MWh_{el} and 1.406 MWh_{th} emitting 277,70 kgCO₂/MWh_{el}, while the gas turbine system uses 3,279 MWh_{th} and emits 647,67 kgCO₂/MWh_{el} to produce the same amount of electric energy. It is observed that the CAES system consumes 8.976 kg/s of fuel with an efficiency of 46.56 %, and the turbo generator system consumes 20.931 kg/s of the same fuel with an efficiency of 31.12 %. The proposed study allowed to verify that the storage system operates at lower energy volumes, requires less power from its turbomachinery and presents a reduced fuel consumption than a conventional thermoelectric system available in an open-cycle gas turbine to produce the same quantity of electricity. Thus, technically, a compressed air energy storage system can supply the intermittency in generation through renewable sources causing less impact to the environment and requiring smaller machinery than using open cycle gas turbine based systems.

KEYWORDS: Energy storage, compressed air energy storage, Huntorf, intermittent renewable sources, combustion model.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Distribuição atual dos recursos energéticos e previsão para 2021.	1
Figura 2 – Ilustração de um sistema de acumulação de energia por ar comprimido.	2
Figura 3 – Fundamentos do armazenamento de energia elétrica.	3
Figura 4 – Variação da geração e a acumulação de energia.	3
Figura 5 – Esquemático de sistema: a) turbina a gás padrão b) CAES padrão.	4
Figura 6 – Desenho esquemático do primeiro sistema de armazenamento por ar comprimido.	5
Figura 7 – Vista aérea da planta CAES de Huntorf, Alemanha.	6
Figura 8 – Vista aérea da planta CAES de McIntosh, Estados Unidos.	6
Figura 9 – Esquemático do sistema CAES modelado.	13
Figura 10 – Modos de operação e esquemático com informações da planta CAES de Huntorf.	15
Figura 11 – Esquemático da turbina a gás modelada.	17
Figura 12 – Gráficos das principais potências dos sistemas CAES e TG.	19
Figura 13 – Gráfico das energias envolvidas no ciclo de operação dos sistemas CAES e TG.	19
Figura 14 – Diagrama de Sankey do ciclo de operação do sistema CAES.	20
Figura 15 – Diagrama de Sankey do ciclo de operação do sistema TG.	21
Figura 16 – Gráfico das vazões mássicas dos gases do sistema CAES.	22
Figura 17 – Gráfico das vazões mássicas dos gases do sistema TG.	22
Figura 18 – Gráfico das emissões de CO ₂ dos sistemas CAES e TG em um ciclo de operação.	23

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros de operação da planta CAES de Huntorf.	15
Tabela 2 – Dados de entrada do sistema CAES modelado.	16
Tabela 3 – Comparação do modelo com a planta CAES de Huntorf.	16
Tabela 4 – Parâmetros de operação do sistema TG modelado.	18

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos romanos

\bar{h}	Entalpia média [kJ/kg]
h	Entalpia específica [kJ/kg]
C_p	Calor específico a pressão constante [kJ/kg°C]
C_v	Calor específico a volume constante [kJ/kg°C]
E	Energia [kJ]
M	Massa molar [kg/kmol]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
P	Potência [kW]
p	Pressão [bar]
PCI	Poder calorífico inferior [kJ/kg]
T	Temperatura [°C]
\dot{W}	Trabalho [kW]
r	Razão de compressão/expansão [-]
t	Tempo [s]
y	Fração molar [kmol]

Símbolos gregos

δ	Perda de carga [-]
ε	Efetividade [-]
η	Eficiência [-]
λ	Excesso de ar [-]
ψ	Razão de N ₂ por O ₂ do ar atmosférico [-]

LISTA DE SÍMBOLOS

Subscritos e acrônimos

AC	<i>Aftercooler</i>
ap	Referente a alta pressão
ar	Referente ao ar atmosférico
bp	Referente a baixa pressão
C	Compressor
CAES	<i>Compressed Air Energy Storage</i>
CC	Câmara de combustão
comb	Referente a combustível
Comp	Referente a compressão
e	Referente a entrada
EES	<i>Electric Energy Storage</i>
el	Referente a elétrico
esteq	Referente a estequiométrico
EX	Turbina de expansão
Exp	Referente a expansão
f	Referente a formação
gases	Referente a um conjunto de substâncias gasosas
GE	Gerador Elétrico
i	Referente a componente ou substância
IC	<i>Intercooler</i>
j	Referente ao j-ésimo estágio
m	Referente a mecânico
ME	Motor Elétrico
R	Reservatório
RC	Regenerador de Calor
ref	Referente a referência
s	Referente a saída
t	Referente a térmico
TG	Turbina a gás de ciclo aberto

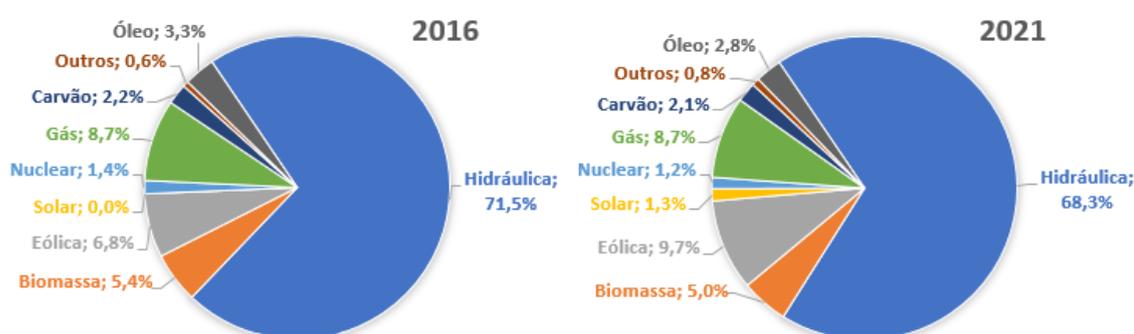
SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivos.....	2
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
2.1	Descrição e Operação de um Sistema CAES	4
2.2	História do CAES	5
2.3	Modelagens de Sistema CAES	7
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	9
3.1	Equações Termodinâmicas	9
3.2	Equações de Combustão	11
4	MODELO DO SISTEMA CAES.....	12
4.1	Descrição do Modelo CAES.....	12
4.2	Parâmetros de Operação e Dados de Entrada	14
4.3	Validação.....	16
5	MODELO DO SISTEMA TURBINA A GÁS	17
5.1	Modelo TG	17
5.2	Parâmetros de Operação e Dados de Entrada.....	18
6	RESULTADOS E ANÁLISE	18
6.1	Operação dos Sistemas	18
6.2	Análise dos Resultados.....	18
7	CONCLUSÃO	23
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	25
	APÊNDICE A – DIAGRAMA E RESULTADOS DE OPERAÇÃO DO SISTEMA CAES	26
	APÊNDICE B – DIAGRAMA E RESULTADOS DE OPERAÇÃO DO SISTEMA TG	27

1 INTRODUÇÃO

O Brasil sempre foi um país de proeminência com sua matriz elétrica perante os demais. Contando com uma larga participação das fontes renováveis no seu parque de geração, ele se destaca como exceção à regra mundial. De acordo com a Secretária de Planejamento e Desenvolvimento Energético do Ministério de Minas e Energia, em seu boletim Resenha Energética Brasileira 2017, enquanto as matrizes elétricas mundiais produzem 76,4% de sua energia a partir de fontes não renováveis, no Brasil, apenas 18,3% da energia elétrica gerada decorre destas fontes. A maior parte da capacidade instalada do país provém das fontes renováveis, que totalizam 81,7% da matriz elétrica brasileira (MME, 2017), devido principalmente à utilização dos recursos hídricos do país. Segundo o Planejamento da Operação Energética 2017/2021 (ONS, 2017), prevê-se que até 2021 o Brasil passe a ter 84,3% de sua matriz elétrica baseada em fontes renováveis, porém com algumas mudanças (Figura 1).

Figura 1 – Distribuição atual dos recursos energéticos e previsão para 2021.



Fonte: Adaptado de ONS, 2017.

A participação das hidrelétricas deverá diminuir de 71,5% para 68,3% na composição da matriz, sendo então o principal crescimento vindo das fontes eólica e solar que passarão, juntas, de 6,8% para 11% de participação, um desenvolvimento de quase 62% em apenas 5 anos. Mas se por um lado este aumento da participação das fontes renováveis traz um aspecto positivo à constituição da matriz elétrica, por outro, estas projeções trazem preocupações ao setor elétrico brasileiro. Ao contrário das fontes térmicas e hidrelétricas, que garantem estabilidade à base do sistema, as fontes eólica e solar apresentam como principal característica a forte intermitência e a imprevisibilidade. Problemas, como as situações de subfrequências na rede, passarão a se tornar frequentes à medida que a participação destas fontes se torne cada vez maior no parque de geração, causando graves situações de instabilidade na rede.

A remediação atual aos problemas de intermitência tem sido com base na geração térmica e no intercâmbio de energia¹ para controlar a variação da geração. Usinas termelétricas a gás, a óleo e a carvão têm sido solicitadas para complementarem as variações de carga das fontes eólica e solar. Entretanto, tais usinas não foram inicialmente contratadas para tal função, ou seja, não foram concebidas para lidarem com problemas de variação de potência em períodos curtos, mas sim com longos períodos de despacho.

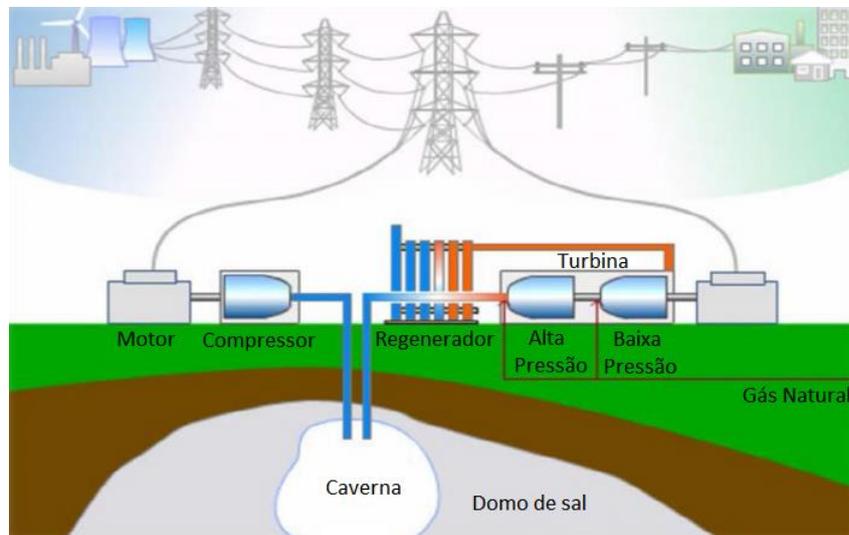
Solução alternativa, a acumulação de energia surge como candidata à amenização destes problemas. A presença de acumuladores no Sistema Interligado Nacional poderá permitir que as fontes renováveis intermitentes possam ganhar participações maiores na matriz elétrica sem ameaçar a integridade do sistema e sua segurança. Entre as alternativas para armazenamento de energia em larga escala destaca-se a acumulação de potencial hidráulico e a acumulação de ar comprimido em reservatórios subterrâneos (CHEN *et al.*, 2017).

A acumulação de potencial hídrico por meio de usinas hidrelétricas reversíveis permite o bombeamento da água para seus reservatórios em horários de baixa demanda, para posteriormente operar normalmente quando o fornecimento de energia for necessário. Contudo, devido às restrições ambientais, nem mesmo novas usinas convencionais com reservatório têm sido arquitetadas. Usinas hidrelétricas a fio d'água, como a de Belo Monte, estão sendo construídas sem reservatórios dadas estas restrições.

¹ Situação onde uma parte da capacidade da linha de transmissão é reservada para gestão do fluxo de energia.

A Acumulação de Energia por Ar Comprimido (CAES, do inglês *Compressed Air Energy Storage*) é baseada na utilização de compressores elétricos para comprimir o ar acumulado em cavernas subterrâneas durante os períodos de baixa demanda, que será expandido em uma turbina separada, acoplada a um gerador elétrico, para obtenção da energia novamente, como mostrado na Figura 2.

Figura 2 – Ilustração de um sistema de acumulação de energia por ar comprimido.



Fonte: Adaptado de PHYS².

Trata-se de uma solução com impactos ambientais menores em relação à primeira, pois o sistema de armazenamento de ar comprimido em reservatórios subterrâneos ocupa uma área de superfície comparável apenas a casa de máquinas de usinas hidrelétricas. Uma solução encontrada em plantas existentes da ordem de centenas de megawatts de potência na Alemanha e nos Estados Unidos, operando há décadas e com índices de disponibilidade de fornecimento acima de 95% (SUCCAR, 2008).

A grande expansão da geração por meio dos recursos eólico e solar, prevista para os próximos anos, demanda que ações sejam tomadas para que se mitiguem os impactos sistêmicos causados pela intermitência e pela imprevisibilidade destes recursos. A utilização de termelétricas para suporte às variações de geração destas fontes renováveis está desfazendo sua pretensão de serem fontes limpas, e uma solução deve ser encontrada para que não se comprometa a segurança de operação do sistema elétrico brasileiro.

Com a necessidade de remediação da intermitência das fontes renováveis, principalmente a da energia eólica que apresenta o maior crescimento na matriz elétrica, ações como o despacho de energia a partir de usinas termelétricas tem sido a solução dadas às condições atuais da matriz brasileira. Dessa forma, a questão colocada nesse trabalho é: *existem vantagens na utilização de um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido para remediação das intermitências ao invés de um sistema termoeletrico convencional baseado em gás natural?*

1.1 Objetivos

Geral: avaliar a utilização de um sistema de armazenamento por meio de ar comprimido como alternativa para mitigar os efeitos da disponibilidade da energia eólica.

Específicos:

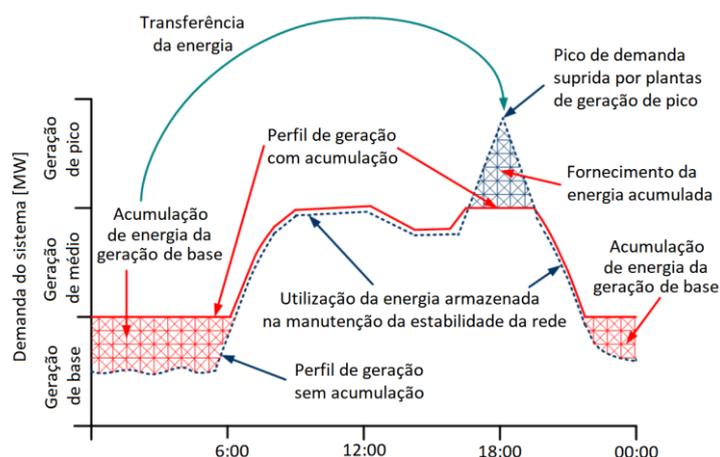
- Modelar e simular um sistema CAES e validá-lo com dados da literatura;
- Realizar uma comparação deste sistema com o de uma turbina a gás de ciclo aberto a partir de parâmetros de resposta relevantes;
- Discutir a viabilidade técnica do emprego de sistemas CAES.

² Disponível em: <https://phys.org/news/2010-03-compressed-air-energy-storage-renewable.html>

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O armazenamento de energia elétrica (EES, do inglês *Electric Energy Storage*) refere-se ao processo de conversão de energia elétrica em uma forma que possa ser armazenada e, então, convertê-la de volta à energia elétrica quando for necessário. Este processo permite que a energia elétrica seja produzida em períodos de baixa demanda, de baixo custo de geração e/ou de fontes de energia intermitentes para ser posteriormente utilizada durante períodos de alta demanda, de alto custo de geração e/ou quando nenhum outro meio de geração estiver disponível (IBRAHIM e ILINCA, 2013) (Figura 3).

Figura 3 – Fundamentos do armazenamento de energia elétrica.

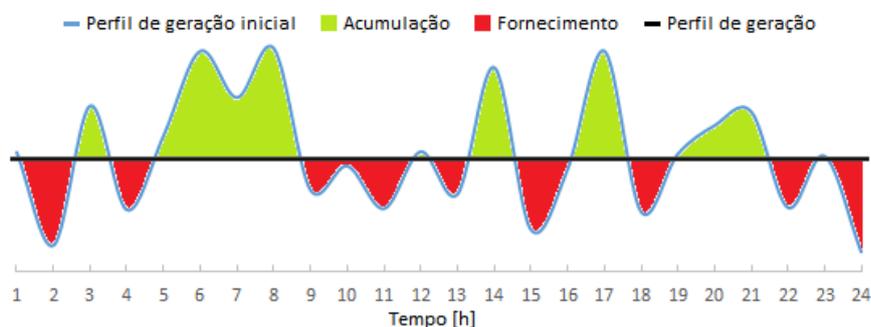


Fonte: Adaptado de MAKANSI e ABOUD, 2002.

Tecnologias de armazenamento podem ser utilizadas para acumular o excesso de eletricidade gerada em horários fora de ponta e descarregá-la nas horas de ponta. Por meio do armazenamento em larga escala, é possível utilizar energia de baixo custo durante os períodos de demanda máxima do dia, reduzindo a necessidade de plantas de pico (particularmente, plantas de alto custo) (MAKANSI e ABOUD, 2002).

A EES também pode fornecer serviços auxiliares de importância crítica, tais como regulação da frequência da rede, suporte de tensão e reservas operacionais, aumentando a estabilidade e confiabilidade da rede (IBRAHIM e ILINCA, 2013 e MAKANSI e ABOUD, 2002). Mas além de oferecer serviços à rede, outra utilidade para a acumulação de energia é a possibilidade de empregá-la na minimização de oscilação em algumas gerações de energia como apresentado conceitualmente na Figura 4.

Figura 4 – Variação da geração e a acumulação de energia.

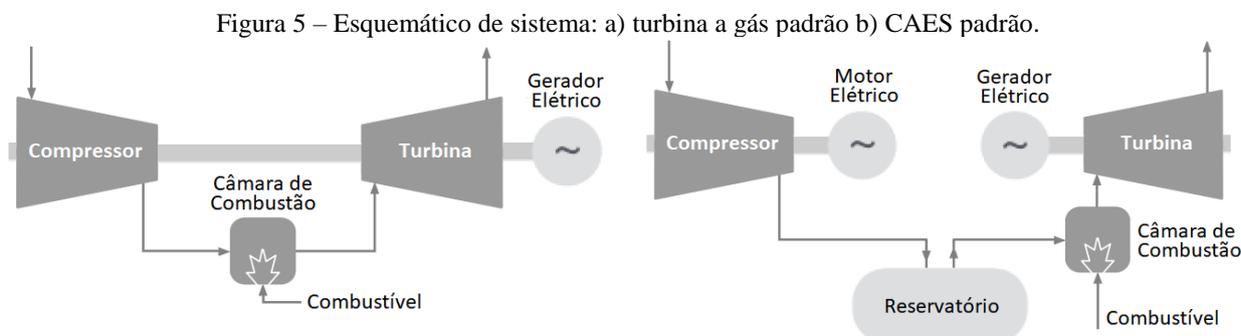


Fonte: Autor, 2017.

Acumulando a energia elétrica gerada durante os picos de produção é possível reduzir a variação de fornecimento ao recuperar a energia armazenada nos períodos em que o perfil de geração sofre quedas. O armazenamento de energia por meio de ar comprimido é uma tecnologia de larga escala que acumula energia elétrica consumindo-a para movimentar compressores que comprimem o ar atmosférico até uma dada pressão de armazenamento. Quando necessário, o ar é resgatado do reservatório e aquecido com a queima de algum combustível e expandido em uma turbina. Esta turbina é acoplada a um gerador que produz novamente a energia elétrica.

2.1 Descrição e Operação de um Sistema CAES

Um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido (CAES, do inglês *Compressed Air Energy Storage*) opera de forma muito semelhante ao de uma turbina a gás convencional (Figura 5a), diferindo-se no ponto em que as etapas de compressão e expansão ocorrem de forma separada e em momentos independentes (Figura 5b).



Fonte: Autor, 2017.

Durante a etapa de compressão (carregamento/armazenamento), a eletricidade é utilizada, através de um motor, para mover o conjunto de compressores que injetam ar a alta pressão em um reservatório de armazenamento. O grupo de compressores faz uso de *intercoolers* e um *aftercooler* para reduzir a temperatura do ar aumentando a eficiência de compressão, bem como se reduzindo o volume de armazenamento e o estresse térmico nas paredes do reservatório. Dado o grande volume necessário, da ordem de centenas de milhares de metros cúbicos, estes reservatórios consistem em cavernas subterrâneas escavadas em estruturas geológicas como camadas de sal, aquíferos e de rocha maciça.

Durante a etapa de expansão (descarregamento/geração), o ar comprimido é aquecido em câmaras de combustão com o auxílio da queima de um combustível (normalmente gás natural) e os gases da combustão são, então, expandidos nos estágios de uma turbina. O eixo da turbina é acoplado ao de um gerador elétrico que fornece novamente a energia elétrica. A necessidade de se queimar combustível junto ao ar comprimido deve-se a razão de que a expansão do ar à temperatura do reservatório exigiria uma vazão muito maior para realizar o mesmo trabalho e se obter a mesma potência. Além disso, sem a combustão, as baixas temperaturas durante a expansão do ar na turbina trariam um alto risco de formação de gelo em suas lâminas.

Por ser rejeitado ao ambiente todo o calor removido do ar durante a etapa de carregamento, isto é, durante sua compressão, esta arquitetura de CAES ficou conhecida como CAES diabático (D-CAES) ou CAES de primeira-geração.

Os sistemas CAES utilizam equipamentos semelhantes aos das turbinas a gás, e são alimentados com os mesmos combustíveis. A questão que surge é o porquê de usar um CAES ao invés de uma turbina a gás convencional. O que acontece, é que com a separação das turbomáquinas, e a possibilidade de operá-las independentemente, permite-se que as etapas do sistema funcionem em momentos distintos. Sem a conexão entre compressor e turbina por meio de um eixo, é possível utilizar um motor elétrico para mover o conjunto de compressores durante períodos de baixa demanda, por exemplo, e armazenar o ar comprimido. Com um período mais longo, reservado para esta etapa, permite-se ainda que a potência de compressão seja reduzida. E então, quando necessário, o ar armazenado pode ser aquecido e expandido em uma turbina para geração de energia elétrica.

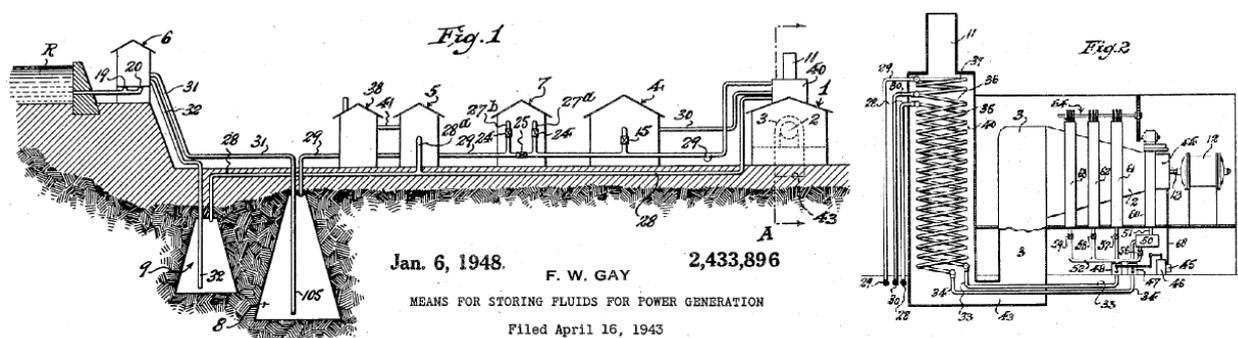
Além disso, em uma turbina a gás cerca de $2/3$ da energia produzida no eixo é utilizada para conduzir seu compressor, deixando $1/3$ para fins de geração. Ou seja, $2/3$ de todo conteúdo energético do combustível é empregado na compressão enquanto apenas $1/3$ destina-se a geração de fato (SUCCAR, 2008 e LUKE, 1996). Deste modo, a separação das turbomáquinas permite também que o combustível utilizado forneça completamente sua energia para a turbina e, portanto, para a geração de eletricidade.

2.2 História do CAES

Ar comprimido é amplamente utilizado na indústria para diversos fins. Na maioria dos casos ele é gerado nas imediações do local de consumo e empregado como transportador de energia, em máquinas e atuadores pneumáticos, ou como fluido de transporte, em pistolas de pintura e de limpeza. No entanto, no âmbito do fornecimento de energia em larga escala, o ar comprimido nunca se estabeleceu firmemente com um transportador de energia, provavelmente porque há transportadores como a eletricidade e o calor, que apresentam maior densidade de energia e menores perdas de transporte. Mas apesar disso, hoje o ar comprimido encontra lugar no armazenamento de energia elétrica em meio às demais tecnologias.

Tudo começa em 1948, com a publicação da patente “*Means for Storing Fluids for Power Generation*” (Figura 6) apresentada por F.W. Gay, onde surge a ideia fundamental do armazenamento de energia através de ar comprimido (GAY, 1948). Contudo, durante os próximos 20 anos que se sucederam, o desenvolvimento da tecnologia não foi buscado nem pela ciência nem pela indústria. A mudança deste cenário veio ao final da década de 1960, onde a geração de energia de base através de plantas termelétricas nucleares e a carvão despontava na época. Isto veio a trazer uma situação econômica na qual se havia vantagem em armazenar energia de baixo custo, a partir desta geração, e comerciá-la em outro momento, nos horários de alta demanda onde a energia é vendida mais cara (SUCCAR, 2008).

Figura 6 – Desenho esquemático do primeiro sistema de armazenamento por ar comprimido.



Fonte: Adaptado de GAY, 1948.

Neste momento, o armazenamento de energia para se aproveitar este valor agregado de ponta e fora de ponta, começaram a ser buscados. Plantas de armazenamento de energia hidrelétrica (PHES, do inglês *Pumped Hydroelectric Energy Storage*) foram desenvolvidas, mas mostraram aplicabilidade limitada a uma topologia geográfica montanhosa que permita a criação de seus reservatórios (BUDT *et al.*, 2016).

Por esta razão, a Alemanha desenvolveu em 1969 a primeira planta CAES de larga escala do mundo. A região situada no norte do país fornecia condições adequadas para o armazenamento de grandes quantidades de ar comprimido graças a sua formação geológica com cúpulas de sal subterrâneas, que já haviam sido utilizadas com confiabilidade para armazenar gás natural comprimido.

Instalada pela Brown Boveri e comissionada em 1978, a planta CAES de Huntorf (Figura 7) foi o primeiro projeto em larga escala desta tecnologia. Desenvolvida para fornecer serviços de armazenamento, *black-start*³ e correção do fator de potência a uma usina nuclear nas imediações de sua instalação, a planta foi construída com uma capacidade de geração de 290 MW_{el}. Seu reservatório é composto por duas cavernas que somam 310 mil metros cúbicos e proporcionam uma capacidade de fornecimento em potência máxima por um período de duas horas (SUCCAR, 2008).

Com o estímulo gerado pelo CAES alemão, o interesse na tecnologia de armazenamento por ar comprimido começou a crescer na década de 1970. Em contrapartida à planta europeia de Huntorf, que teve seu desenvolvimento liderado pela indústria, nos Estados Unidos se iniciou um programa de Pesquisa & Desenvolvimento (P&D) coordenado pelo *Pacific Northwest Laboratory* (PNL) e capitaneado pelo Departamento de Energia dos EUA (DOE). As pesquisas foram norteadas pelo objetivo principal de desenvolver tecnologias CAES de segunda-geração, visando conceitos construtivos que diminuíssem, ou até mesmo que dispensassem, o consumo de combustíveis derivados do petróleo através do armazenamento do calor gerador na compressão ou da utilização de carvão. A pesquisa resultou em quatro novas

³ *black-start* é a situação em que uma planta inicia sua operação durante uma interrupção completa da rede.

tecnologias: CAES adiabático (A-CAES), CAES híbrido, CAES com gaseificação e CAES com combustão de leito fluidizado. O relatório da pesquisa, apresentado em 1982, elegeu o conceito de CAES adiabático⁴ como candidato mais atrativo a curto prazo estimando que o desenvolvimento de uma planta para demonstração poderia ser iniciado dentro de 2 a 3 anos. Entretanto, em um novo relatório publicado pela PNL, em 1985, divulgou que a pesquisa e o desenvolvimento dos conceitos de CAES de segunda-geração aguardariam a implementação bem-sucedida de plantas convencionais D-CAES (PNL-3978, 1982 e PNL-5091, 1985).

Figura 7 – Vista aérea da planta CAES de Huntorf, Alemanha.



Fonte: Images Project⁵.

Em paralelo ao programa de P&D, a PNL havia proposto também um programa para pré-demonstração da tecnologia CAES, prevendo a instalação de uma primeira planta D-CAES nos Estados Unidos. O projeto de uma planta de 220 MW_{el} com recuperação de calor por meio de um regenerador na exaustão da turbina foi encabeçado pela Soyland Power Cooperative Inc. (PNL-4077, 1982), mas a empresa acabou decidindo por não construí-la alegando que o crescimento da demanda de energia se apresentou mais moderado do que o esperado.

A primeira planta CAES americana (Figura 8) acabou sendo construída quase dez anos depois. Em 1991, na cidade de McIntosh, a Alabama Electric Cooperative construiu um D-CAES de 110 MW_{el} capaz de fornecer tal potência por um período de até 26 horas, devido ao seu reservatório de 538 mil metros cúbicos. A planta de McIntosh foi desenvolvida para armazenar energia em horário fora de ponta para provê-la nos picos de demanda e também prover reserva girante ao sistema. A grande melhoria em relação à Huntorf é que McIntosh contempla um regenerador de calor em sua exaustão, recuperando parte do calor e utilizando-o para aquecer o ar comprimido que sai de seu reservatório (SUCCAR, 2008).

Figura 8 – Vista aérea da planta CAES de McIntosh, Estados Unidos.



Fonte: Storelectric⁶.

⁴ Neste conceito CAES, o calor removido do ar no estágio de compressão é armazenado e, posteriormente, entregue de volta a este quando expandido.

⁵ Disponível em: <http://caes.esy.es/about/commercialised-energy-storage-technologies/>

⁶ Disponível em: <http://storelectric.com/how-caes-works.html>

A instalação da planta de McIntosh trouxe renovação ao interesse pela tecnologia de armazenamento por ar comprimido e a atração de empresas do setor. Em 2001, um projeto ambicioso de CAES foi anunciado em Norton, no estado de Ohio utilizando uma mina desativada como reservatório. A planta contaria com um volume aproximado de 9,6 milhões de metros cúbicos e para este enorme volume seriam utilizadas 9 turbinas de 300 MW_{el} cada, somando um total de 2.700 MW_{el} com capacidade de fornecimento durante 2 dias (SUCCAR, 2008).

Entretanto, o projeto Norton não foi realizado até o momento. A Alstom, principal parceira fornecedora dos equipamentos geradores, retirou seu apoio de suprimentos em 2006 alegando não possuir recursos internos suficientes e, assim, a Dresser-Rand se juntou então ao consórcio como nova fornecedora de equipamentos (MARCHESE, 2008). Mas, em 2009, a USE FirstEnergy Generation Corp adquiriu os direitos de desenvolvimento da instalação e em 2013 colocou o projeto em espera alegando preços desfavoráveis no mercado de energia (BUDT *et al.*, 2016).

Voltando a Alemanha, o país também planeja ser novamente pioneiro agora com a instalação de um CAES de segunda-geração, buscando ser o primeiro a possuir uma planta A-CAES de larga escala. A RWE Power é a principal empresa por trás do projeto e está trabalhando junto a General Electric, Züblin e DLR. Em um estudo apresentado pelas primeiras duas empresas citadas, a planta conhecida como ADELE pretenderá ter até 70% de eficiência, sendo um grande aprimoramento em relação aos D-CAES existentes de Huntorf e McIntosh com 42% e 54% de eficiências, respectivamente (RWE, 2010).

Diversas iniciativas de implantação de sistemas CAES tem ocorrido: em Watkins Glen, Nova Iorque, a empresa Iberdrola trabalha em uma planta de 150 MW_{el} com capacidade de fornecimento de até 8 horas, utilizando cavernas em geologia de sal já existentes como reservatório e em Kern County, Califórnia, outra planta CAES está sendo elaborada com uma potência de 300 MW_{el} que serão fornecidos por um período de até 10 horas. Ambos projetos receberam cerca US\$ 54,5 milhões em 2009, financiados pelo DOE, para seus desenvolvimentos (EAC, 2011).

Em Luxemburgo, estudos de viabilidade conduzidos pela Sociéteé Electrique de L'Our avaliam a possibilidade de se combinar um CAES de 285 MW_{el} a uma planta PHES de 1.100 MW_{el}, onde o reservatório hidráulico forneceria compensação de pressão ao reservatório de ar comprimido. Na Suécia, foi reportada a construção de um piloto, um CAES de 250 MW_{el} com uma característica construtiva das turbomáquinas que permite a instalação fazer um *by-pass* de seu reservatório conduzindo o ar do compressor direto à turbina, funcionando assim como uma turbina a gás convencional. Da mesma forma, na França, a Electricite de France considera construir um CAES de 250-350MW e fornecimento de até 6 horas com esta mesma característica construtiva (LUKE, 1996).

Apesar das iniciativas, tanto na indústria como na ciência, nenhuma outra planta CAES de larga escala foi construída após as de Huntorf e McIntosh até o momento. Porém, a principal diretriz que trouxe interesse na tecnologia CAES, hoje, dá lugar a uma nova aplicação. Enquanto na época de Huntorf e McIntosh as necessidades de capacidade de *black-start* e poder de deslocamento da energia para horários de pico de demanda tornaram possíveis tais projetos, atualmente a necessidade de equilíbrio da intermitência das energias renováveis, cada vez mais presentes nas matrizes elétricas, traz novo sentido a tecnologia CAES. O armazenamento de energia por ar comprimido, por permitir trabalhar com grandes potências, é percebido como um artifício chave para a integração em larga escala de energias como a solar fotovoltaica e, principalmente, eólica.

2.3 Modelagens de Sistema CAES

Greenblatt *et al.* (2007) desenvolveram um modelo de otimização de custos para simular a viabilidade econômica de produzir energia eólica de base com três sistemas: energia eólica suplementada por turbinas a gás de ciclo aberto, de ciclo combinado e pelo armazenamento de energia do ar comprimido. Sob certos pressupostos, relataram que o sistema Eólica + CAES era o sistema mais caro. No entanto, em condições de mercado reais, o sistema com o menor custo de despacho é despachado primeiro, alcançando o maior fator de capacidade e diminuindo os fatores de capacidade dos concorrentes, aumentando seu custo total. Eles estimaram que o sistema Eólica + CAES, tem o menor custo de despacho das alternativas consideradas (menor do que para as usinas de energia de carvão), com boas perspectivas para a realização

de um maior fator de capacidade e um menor custo total de energia do que todas as tecnologias concorrentes em uma ampla gama de custos efetivos de combustível.

Entretanto, o sistema CAES utilizado em seu trabalho foi tratado como uma "caixa preta" considerando apenas parâmetros de sistemas CAES obtidos na literatura. O sistema foi modelado como um compressor, que adiciona ar ao armazenamento até o reservatório estar cheio, e um expensor que gera eletricidade a partir do ar armazenado, conforme necessário, até o reservatório de armazenamento estar vazio. O modelo utilizado por Greenblatt *et al.* serviu aos propósitos de seu estudo. Porém, para a análise desejada no presente trabalho, um modelo mais detalhado que descreva a operação de sistema CAES se faz necessário.

Briola *et al.* (2016) propuseram um modelo matemático detalhado para a avaliação do desempenho de um sistema D-CAES com reservatório de armazenamento subterrâneo e operando com uma sequência de processos genérica (carga, retenção e descarga com duração respectiva). No estudo foram identificadas diferentes curvas características dos compressores e turbinas do sistema e o modelo permitiu prever o comportamento operacional destes equipamentos em condições dependentes do tempo.

O modelo matemático desenvolvido foi validado utilizando os dados da planta Huntorf e se mostrou em acordo próximo com o relatado na literatura. Briola *et al.* não expôs em seu estudo as potências desenvolvidas nas turbomáquinas, apenas que o modelo obteve uma eficiência do sistema de 42,3% (muito próxima aos 42% de Huntorf) na qual eram consumidos 475,2 MWh_{el} de energia e, posteriormente gerados, 580 MWh_{el}, de fato muito próximo aos valores declarados de Huntorf: 480 MWh_{el} e 580 MWh_{el}. Apesar de bem desenvolvido, o modelo de Briola *et al.* detalha o sistema a um ponto em que, para o presente trabalho, não se faz necessário.

Guo *et al.* (2017) elaboraram um modelo para um sistema A-CAES na intenção de revelar a influência da variação no tempo da temperatura e pressão do ar por meio de indicadores de desempenho como a eficiência e a densidade de energia. Eles descobriram que um coeficiente de transferência de calor relativamente alto entre atmosfera e o ar no tanque de armazenamento resulta em uma acumulação maior de ar comprimido no processo de carregamento bem como uma liberação maior deste no processo de descarga. O que, segundo os autores, representa um grande benefício para sistemas do tipo A-CAES em termos de densidade de energia.

Em seu trabalho, um modelo termodinâmico do sistema foi desenvolvido e um modelo dinâmico de armazenamento de ar comprimido foi aplicado na simulação. Guo *et al.* fixaram as eficiências isentrópicas dos expansores e compressores utilizados em seu modelo assumindo um valor de 90%. Contudo, apesar de se mostrar um modelo simples e que atende ao propósito do presente estudo, Guo *et al.* não apresentou uma validação da sua modelagem sem fazer referências ao relatado na literatura.

Chen *et al.* (2017) estudaram a proposição de um sistema integrado composto por um CAES de segunda-geração e um sistema de pré-resfriamento na intenção de diminuir o consumo de energia no processo de carregamento do CAES (compressão do ar) e melhorar o desempenho do sistema. Um aparelho de ar condicionado foi utilizado para pré-arrefecer o ar de entrada do compressor e investigação com alguns refrigerantes foi realizada. Como consequência da aplicação de pré-resfriamento, anterior carregamento do CAES, os resultados apontaram um incremento de 3% na eficiência do sistema.

Chen *et al.* construíram uma análise termodinâmica utilizando um modelo matemático de estado estacionário. Por meio de balanços de massa e energia, equações de processos politrópicos e as leis termodinâmicas, modelaram seu sistema e o validaram com dados de Huntorf antes de seu *retrofit*⁷. Como resultado, relataram uma potência do conjunto de compressores de 59,6 MW, representando um erro de 0,67% abaixo dos 60 MW de Huntorf, e uma potência de 291,9 MW para a turbina de expansão, apenas 0,66% maior que os 290 MW da planta alemã.

A modelagem termodinâmica realizada por Chen *et al.* se mostrou de qualidade e a que mais atendia aos anseios dos estudos desenvolvidos no presente trabalho, servindo assim como base para o seu desenvolvimento. Contudo, nenhum dos trabalhos relatados considerou em suas modelagens o ar como uma composição de gases, tão pouco as reações de combustão ocorridas nas câmaras de combustão para o aquecimento do ar comprimido para sua expansão na turbina. Sendo assim, o presente trabalho traz a modelagem para um sistema CAES de primeira geração contemplando as análises termodinâmica e de combustão.

⁷ Termo que designa o processo de modernização de algum equipamento já ultrapassado ou fora de norma.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A modelagem empregada no presente trabalho assumiu as seguintes premissas para efeitos de simplificação do estudo, baseadas em MORAN e SHAPIRO, 2008, COELHO e COSTA, 2007, e CHEN, L. *et al.*, 2017:

- i. A constituição do ar atmosférico é de 79% nitrogênio e 21% oxigênio (fração molar);
- ii. O sistema opera em condições de regime permanente e em sua capacidade nominal;
- iii. Perdas de calor e de pressão entre os componentes do sistema são desprezadas;
- iv. As eficiências isentrópicas dos compressores e turbinas são fixas;
- v. Todos os efeitos cinéticos e potenciais são desprezados;
- vi. A constituição do gás natural é 100% metano;
- vii. Os gases são considerados como ideais;

3.1 Equações Termodinâmicas

O equacionamento dos componentes de um sistema CAES convencional é dado por:

a. Compressor

Para determinada compressão, tem-se que a razão de compressão r_c é dada por:

$$r_{c,j} = \frac{p_{c,s}}{p_{c,e}} \quad (1)$$

onde $p_{c,e}$ e $p_{c,s}$ são as pressões de entrada e saída, respectivamente. A temperatura de saída $T_{c,s}$ é obtida através da equação de processo politrópico dada por:

$$T_{c,s} = T_{c,e} \left[1 + \frac{1}{\eta_c} r_c^{\left(\frac{k-1}{k}\right)-1} \right] \quad (2)$$

onde $T_{c,e}$ é a temperatura de entrada, η_c é a eficiência isentrópica de compressão e k é a razão de calores específicos e, neste trabalho, foi considerada como:

$$k = \frac{Cp_e}{Cv_e} \quad (3)$$

onde Cp_e e Cv_e são os calores específicos a pressão e volume constante, respectivamente, do fluido na entrada do estágio de compressão. O trabalho de compressão $\dot{W}_{c,j}$ é obtido por:

$$\dot{W}_{c,j} = \dot{m}_c (h_{c,s} - h_{c,e}) \quad (4)$$

onde \dot{m}_c é a vazão do fluido comprimido e $h_{c,e}$ e $h_{c,s}$ são as entalpias⁸ de entrada e saída, respectivamente, do fluido no estágio de compressão. Portanto, o trabalho total de compressão \dot{W}_{Comp} é calculado através de:

$$\dot{W}_{Comp} = \sum_{j=1}^N \dot{W}_{c,j} \quad (5)$$

onde $\dot{W}_{c,j}$ é o trabalho do j -ésimo estágio de compressão de um compressor de N estágios. A energia total de compressão E_C é calculada como:

$$E_C = \dot{W}_{Comp} t_{op} \quad (6)$$

onde t_{op} é o tempo de operação do equipamento.

⁸ As entalpias dos gases (ar atmosférico e de combustão) foram calculadas com base na Equação 30.

b. *Motor*

A potência do motor elétrico P_{ME} é determinada através de:

$$P_{ME} = \frac{\dot{W}_{Comp}}{\eta_{ME}} \quad (7)$$

onde η_{ME} é a eficiência de conversão da energia elétrica em trabalho de eixo do equipamento. A energia total do motor elétrico E_{ME} pode então ser calculada por:

$$E_{ME} = P_{ME} t_{op} \quad (8)$$

c. *Trocadores de calor*

Os trocadores de calor como *intercoolers* e *aftercoolers* são descritos pelo balanço de massa e energia dado por:

$$\dot{m}_{TC}(h_{TC,s} - h_{TC,e}) = \dot{m}_C(h_{Cj,s} - h_{C(j+1),e}) \quad (9)$$

onde \dot{m}_{TC} é vazão mássica do fluido refrigerante, $h_{TC,e}$ é a entalpia deste ao entrar no trocador de calor e $h_{TC,s}$ é a entalpia do mesmo ao sair do trocador, $h_{Cj,s}$ é entalpia do fluido que sai do estágio de compressão j e $h_{C(j+1),e}$ é a entalpia do mesmo ao entrar no próximo estágio $j + 1$. A energia total $E_{coolers}$ removida pelo conjunto de N trocadores *intercoolers* e *aftercoolers* é calculada como:

$$E_{coolers} = t_{op} \sum_{j=1}^N \dot{m}_{TCj}(h_{TCj,s} - h_{TCj,e}) \quad (10)$$

O trocador de calor tido como regenerador é descrito da mesma forma através do balanço de massa e energia:

$$\dot{m}_{gases}(h_{gases,s} - h_{gases,e}) = \dot{m}_{ar}(h_{ar,s} - h_{ar,e}) \quad (11)$$

onde \dot{m}_{gases} corresponde agora a vazão mássica dos gases de exaustão da turbina, $h_{gases,e}$ e $h_{gases,s}$ são as entalpias de entrada e saída destes gases no regenerador, respectivamente, \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar que entra no regenerador e $h_{ar,e}$ e $h_{ar,s}$ são as entalpias de entrada e saída do mesmo, respectivamente. Por fim, a efetividade ε de um trocador de calor é dada por:

$$\varepsilon = \frac{T_{cf,s} - T_{cf,e}}{T_{cq,e} - T_{cf,e}} \quad (12)$$

onde $T_{cf,e}$ e $T_{cf,s}$ são as temperaturas de entrada e saída, respectivamente, da corrente fria do trocador de calor e $T_{cq,e}$ é a temperatura de entrada da corrente quente. A energia total recuperada E_{RC} pelo regenerador é calculada como:

$$E_{RC} = \dot{m}_{gases}(h_{gases,s} - h_{gases,e}) t_{op} \quad (13)$$

d. *Câmara de Combustão*

O balanço energia para a câmara de combustão é dado por:

$$\dot{m}_{ar} h_{ar} + \dot{m}_{comb} h_{comb} + \dot{m}_{comb} PCI \eta_{CC} = \dot{m}_{gases} h_{gases} \quad (14)$$

onde \dot{m}_{comb} é a vazão mássica de combustível, h_{comb} é a entalpia do mesmo, PCI corresponde ao seu poder calorífico inferior e η_{CC} é a eficiência da câmara de combustão. A energia total E_{comb} fornecida pelo combustível é calculada como:

$$E_{comb} = \dot{m}_{comb} PCI t_{op} \quad (15)$$

e. *Turbina*

Para determinado estágio de expansão, tem-se que a razão de expansão r_{EX} é dada por:

$$r_{EX} = \frac{p_{EX,e}}{p_{EX,s}} \quad (16)$$

onde $p_{EX,e}$ e $p_{EX,s}$ são as pressões de entrada e saída, respectivamente. A temperatura de saída $T_{EX,s}$ é obtida através da equação de processo politrópico dada por:

$$T_{EX,s} = T_{EX,e} \left[1 - \eta_{EX} \left(1 - r_{EX}^{\left(\frac{1-k}{k}\right)} \right) \right] \quad (17)$$

onde $T_{EX,e}$ é a temperatura de entrada, η_{EX} é a eficiência isentrópica de expansão e k é dado pela Equação 3. O trabalho de expansão $\dot{W}_{EX,j}$ pode ser obtido por:

$$\dot{W}_{EX,j} = \dot{m}_{EX} (h_{EX,e} - h_{EX,s}) \quad (18)$$

onde \dot{m}_{EX} é a vazão do fluido expandido e $h_{EX,e}$ e $h_{EX,s}$ são as entalpias de entrada e saída, respectivamente, do estágio de expansão. Assim, o trabalho total de expansão \dot{W}_{Exp} é calculado através de:

$$\dot{W}_{Exp} = \sum_{j=1}^N \dot{W}_{EX,j} \quad (19)$$

onde $\dot{W}_{EX,j}$ é o trabalho do j -ésimo estágio de expansão de uma turbina de N estágios. A energia total de expansão E_{EX} é calculada como:

$$E_{EX} = \dot{W}_{Exp} t_{op} \quad (20)$$

E a energia total dos gases de exaustão da turbina $E_{exhaust}$ é calculada com:

$$E_{exhaust} = \dot{m}_{gases} h_{gases} t_{op} \quad (21)$$

f. *Gerador Elétrico*

A potência elétrica produzida pelo gerador P_{GE} é determinada através de:

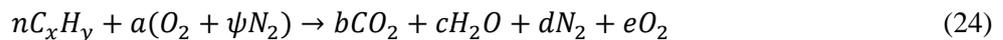
$$P_{GE} = \dot{W}_{Exp} \eta_{GE} \quad (22)$$

onde η_{GE} é a eficiência de conversão do trabalho de eixo do equipamento em energia elétrica. A energia total do gerador elétrico E_{GE} é então calculada por:

$$E_{GE} = P_{GE} t_{op} \quad (23)$$

3.2 Equações de Combustão

A reação química que descreve a combustão de um combustível hidrocarboneto é expressada como:



onde x e y descrevem o combustível em questão, ψ é a proporção de nitrogênio para oxigênio que compõe o ar e n , a , b , c , d e e representam as frações molares y_i de cada substância para o balanceamento da equação. Estes valores são determinados através de:

$$n = \frac{\dot{m}_{comb}}{M_{C_xH_y}} \quad (25)$$

$$a = n \lambda \left(x + \frac{y}{4} \right); \quad b = n x; \quad c = n \frac{y}{2}; \quad d = n \lambda \psi \left(x + \frac{y}{4} \right); \quad e = n(\lambda - 1) \left(x + \frac{y}{4} \right) \quad (26)$$

$$\psi = \frac{y_{N_2}}{y_{O_2}} \quad (27)$$

onde $M_{C_xH_y}$ é a massa molar do combustível, y_{N_2} e y_{O_2} são as frações molares do nitrogênio e do oxigênio da composição do ar atmosférico e λ corresponde ao excesso de ar da combustão determinado por:

$$\lambda = \frac{RCA}{RCA_{esteq}} \quad (28)$$

onde RCA é a razão combustível-ar de uma dada combustão e RCA_{esteq} é a razão combustível-ar para a combustão estequiométrica do combustível. Esta razão é calculada como:

$$RCA = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{ar}} \quad (29)$$

Para determinar a entalpia de uma dada corrente de gases, pode-se calcular a entalpia média \bar{h}_{gases} desta por meio de:

$$\bar{h}_{gases} = \frac{1}{\dot{m}_{gases}} \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \bar{h}_i \quad (30)$$

onde \dot{m}_{gases} é a vazão mássica total da corrente que contém N gases e \dot{m}_i e \bar{h}_i representam a vazão mássica e a entalpia média do gás i , respectivamente. A vazão mássica \dot{m}_{gases} é determinada com:

$$\dot{m}_{gases} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \quad (31)$$

sendo a vazão mássica \dot{m}_i é determinada por:

$$\dot{m}_i = y_i M_i \quad (32)$$

onde M_i corresponde à massa molar do gás i . A entalpia \bar{h}_i é então obtida através de:

$$\bar{h}_i = \bar{h}_{f,i}^o + [\bar{h}_i(T) - \bar{h}_i(T_{ref})] \quad (33)$$

onde $\bar{h}_{f,i}^o$ é a entalpia de formação do gás, $\bar{h}_i(T)$ é a entalpia do mesmo à temperatura T e $\bar{h}_i(T_{ref})$ é sua entalpia à temperatura de referência $T_{ref} = 25^\circ C$.

4 MODELO DO SISTEMA CAES

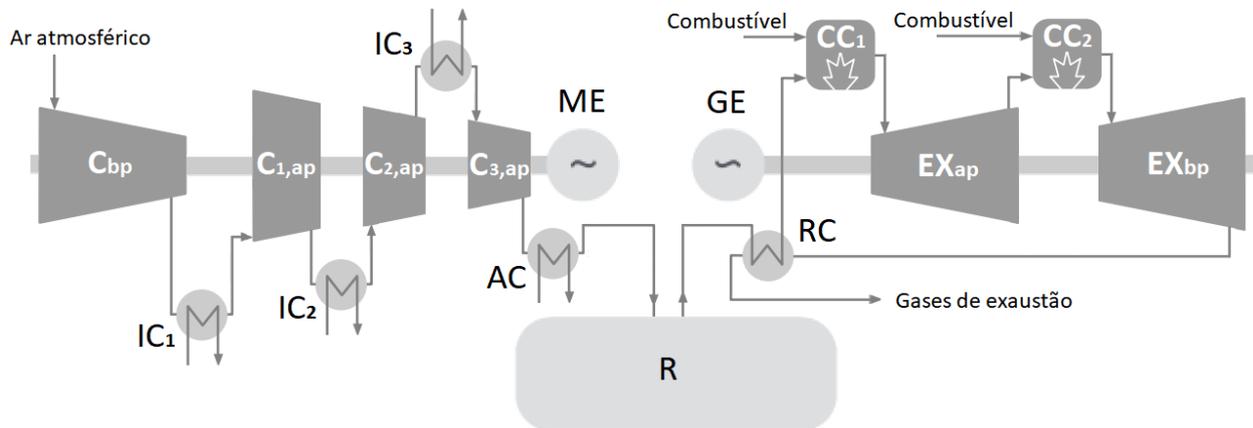
Para realização do presente trabalho, elegeu-se o conceito convencional de CAES de primeira-geração, ou seja, um sistema D-CAES, escolhido devido a sua característica híbrida entre acumulador e gerador de energia. De acordo com a planta CAES de McIntosh, para ser gerado 1 MWh_{el}, a instalação requer 0,69 MWh_{el} para conduzir seus compressores e 1,17 MWh_i para aquecer o ar comprimido antes de sua expansão na turbina (BUDT *et al.*, 2016). Assim, julgou-se esta tecnologia de CAES a mais coerente para comparação com um sistema de geração de energia posteriormente explanado na seção 5.

4.1 Descrição do Modelo CAES

O diagrama da Figura 9 apresenta o esquemático do sistema CAES modelado com seus respectivos componentes. O sistema é composto por duas partes principais, divididas entre o carregamento e o

descarregamento do ar comprimido. O carregamento é composto por um motor elétrico (ME), um conjunto de dois compressores, sendo o primeiro de baixa pressão (C_{bp}) e o segundo um grupo de três estágios de alta pressão ($C_{1,ap}$, $C_{2,ap}$ e $C_{3,ap}$), três *intercoolers* (IC_1 , IC_2 e IC_3), um *aftercooler* (AC) e um reservatório (R). O descarregamento é composto pelo mesmo reservatório, uma turbina de expansão com estágios de alta e baixa pressão (EX_{ap} e EX_{bp}), duas câmaras de combustão (CC_1 e CC_2), um regenerador de calor (RC) e um gerador elétrico (GE).

Figura 9 – Esquemático do sistema CAES modelado.



Fonte: Autor, 2017.

No processo de carregamento, ar atmosférico é admitido no compressor de baixa pressão à temperatura $T_{C,bp,e}$ e pressão $P_{C,bp,e}$. A pressão $P_{C,bp,s}$ é definida e a temperatura $T_{C,bp,s}$ é calculada com a Equação 2. O trabalho $W_{C,bp}$ do compressor é então determinado pela Equação 4 com \dot{m}_C sendo igual à vazão $\dot{m}_{res,e}$ definida. Já no grupo compressor de alta pressão, as temperaturas $T_{Cj,ap,e}$ em cada estágio são definidas e reguladas pelos *intercoolers*. E as temperaturas $T_{Cj,ap,s}$ de cada estágio são igualmente determinadas pela Equação 2. As pressões de operação $P_{C1,ap,e}$, $P_{C2,ap,e}$, $P_{C3,ap,e}$ e $P_{C3,ap,s}$ são também definidas e, dada a presença dos *intercoolers*, as pressões $P_{C1,ap,s}$ e $P_{C2,ap,s}$ são determinadas com base na perda de carga imposta pelo componente do sistema a partir de:

$$P_{i-1,s} = \frac{P_{i+1,e}}{(1 - \delta_i)} \quad (34)$$

onde $P_{i-1,s}$ é a pressão de saída do componente anterior ($i - 1$) e $P_{i+1,e}$ é a pressão de entrada no componente seguinte ($i + 1$). A fração δ_i representa a porcentagem da perda de carga no componente i . Assim, na situação do compressor, $i - 1$ corresponde ao estágio de compressão j , $i + 1$ ao estágio de compressão seguinte $j + 1$ e i corresponde ao componente *intercooler* IC_i . Por fim, o trabalho $W_{Cj,ap}$ de cada estágio do compressor de alta pressão é calculado pela Equação 4 e o trabalho total W_{Comp} do conjunto de compressores que carrega o sistema é calculado com a Equação 5, na qual se considera o trabalho $W_{C,bp}$ como o de um estágio também. A energia mecânica total E_C do compressor é obtida com a Equação 6 onde t_{op} corresponde ao tempo t_{carr} de carregamento do sistema. A potência P_{ME} do motor elétrico é então determinada pela Equação 7 e a energia elétrica total E_{ME} consumida é calculada com a Equação 8.

Nos *intercoolers* e no *aftercooler* define-se o balanço de energia com a Equação 9, onde \dot{m}_{TC} corresponde às vazões definidas \dot{m}_{ICj} e \dot{m}_{AC} do fluido refrigerante e \dot{m}_C corresponde à vazão $\dot{m}_{res,e}$. A energia térmica total $E_{coolers}$ removida do ar é calculada com a Equação 10.

Sendo a intenção do modelo avaliar termodinamicamente o comportamento das turbomáquinas operando em regime permanente, o reservatório é considerado isotérmico e, assim, a temperatura $T_{res,s}$ é considerada igual a temperatura $T_{res,e}$ definida.

No processo de descarregamento, o ar comprimido deixa o reservatório e chega ao regenerador de calor com temperatura $T_{res,s}$. O regenerador de calor é descrito por meio do balanço de energia da Equação 11 onde \dot{m}_{ar} corresponde à vazão $\dot{m}_{res,s}$ do ar comprimido que deixa o reservatório e \dot{m}_{gases} refere-se a vazão $\dot{m}_{EX,bp}$ de exaustão do último estágio de expansão da turbina. A pressão $P_{RC,e}$ é determinada a partir da pressão $P_{RC,s}$ com a Equação 34, pressão esta que é igual a pressão $P_{CC1,e}$ de entrada na primeira câmara de combustão. A pressão $P_{CC1,e}$ é também descrita com base da Equação 34 através da pressão posterior $P_{CC1,s}$, que é igual a pressão $P_{EX,ap,e}$ de entrada no primeiro estágio da turbina. A energia térmica total E_{RC} recuperada pelo regenerador na exaustão da turbina é calculada pela Equação 13 onde t_{op} corresponde ao tempo t_{desc} de carregamento do sistema.

Na primeira câmara de combustão, parte do combustível consumido fornece sua energia com base no balanço de massa e energia da Equação 14, na qual \dot{m}_{ar} corresponde a $\dot{m}_{res,s}$ e \dot{m}_{gases} aos gases de combustão \dot{m}_{CC1} resultantes. Já na segunda combustão, a outra parte do combustível fornece o restante da energia e o mesmo balanço da Equação 14 é aplicado, mas considerando-se agora que \dot{m}_{ar} é igual a \dot{m}_{CC1} e que \dot{m}_{gases} é igual a nova vazão \dot{m}_{CC2} dos gases de combustão. A energia total do combustível E_{comb} é calculada com a Equação 15 somando-se $\dot{m}_{comb,CC1}$ e $\dot{m}_{comb,CC2}$ demandadas nas câmaras de combustão.

Na turbina, as temperaturas $T_{EX,ap,e}$ e $T_{EX,bp,e}$ dos estágios de expansão são definidas e as temperaturas $T_{EX,ap,s}$ e $T_{EX,bp,s}$ são calculadas a partir da Equação 17. As pressões $P_{EX,ap,e}$ e $P_{EX,bp,e}$ são também definidas e a pressão $P_{EX,ap,s}$ é calculada por meio da Equação 34 com base na perda de carga da câmara de combustão 2, bem como a pressão $P_{EX,bp,s}$ que é calculada com base na perda de carga do regenerador de calor. O trabalho $W_{EX,j}$ de cada expansão é calculado com a Equação 18 e o trabalho total W_{Exp} da turbina é calculado com a Equação 19 e a energia total E_{EX} de expansão dos gases na turbina é obtida com a Equação 20. A energia total $E_{exaust,EX}$ rejeitada na exaustão após a expansão dos gases é calculada pela Equação 2 e subtraindo a energia E_{RC} recuperada pelo regenerar, obtém-se a energia total E_{exaust} que é rejeitada do sistema para o ambiente. A potência P_{GE} do gerador elétrico é então determinada com a Equação 22 a partir do trabalho W_{Exp} . E energia total E_{GE} gerada durante o processo de descarregamento é calculada por meio da Equação 23.

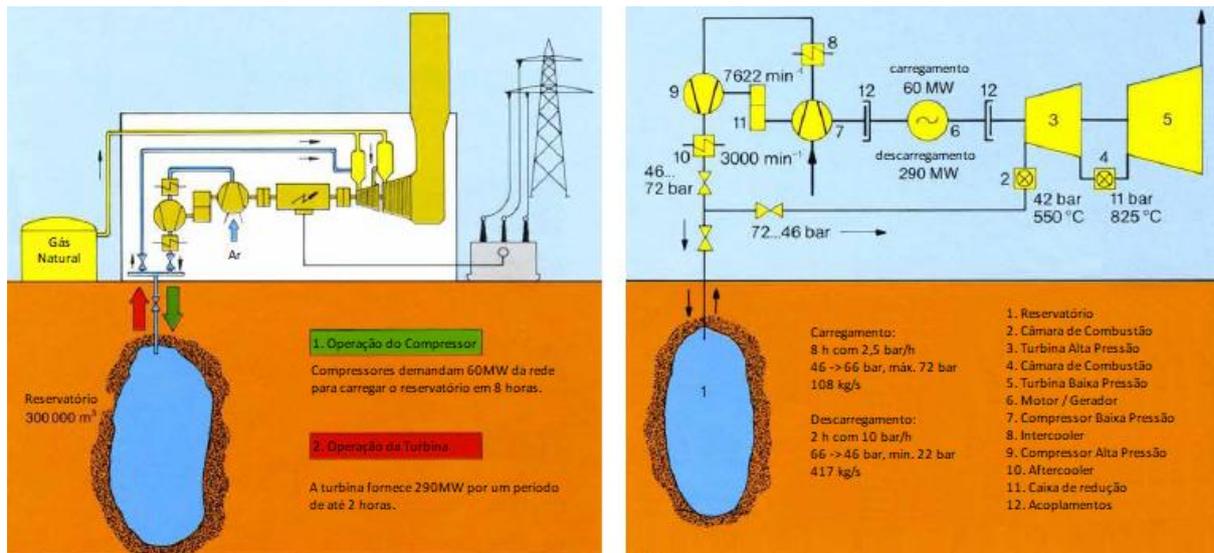
Para os cálculos da queima do combustível, a combustão estequiométrica deste é determinada com base na reação química da Equação 24 para $n = 1$ e $e = 0$ e então calculada a RCA_{esteq} pela Equação 29, na qual \dot{m}_{ar} é determinada pela Equação 31 com as frações molares do ar atmosférico.

Nas câmaras de combustão, a Equação 24 descreve a reação química onde n é calculado com a Equação 25 considerando a vazão mássica do combustível \dot{m}_{comb} consumida na câmara. É então calculado a RCA da combustão pela Equação 29, na qual \dot{m}_{ar} é determinada com base na Equação 31 com as frações molares do ar atmosférico. Por fim, λ é determinado pela Equação 28 e as demais frações molares da reação são calculadas com o conjunto de Equações 26.

4.2 Parâmetros de Operação e Dados de Entrada

A planta de Huntorf foi selecionada como base e para validação do estudo do presente trabalho por ser uma das duas únicas plantas CAES de larga escala existentes e por possuir dados de sua operação na literatura. A construção de Huntorf se iniciou em 1969 e teve sua finalização e comissionamento no ano de 1978. Inicialmente (Figura 10), Huntorf consistia numa instalação de 290 MW de geração e com capacidade de fornecimento por até 2h. Seus compressores somam 60 MW de potência e levam cerca de 8h para carregar completamente o reservatório, elevando sua pressão de 46 bar (mínima) para até 72 bar (máxima). A planta faz uso de duas cavernas subterrâneas em formação salina produzidas por dissolução, localizadas entre 650 m e 800 m abaixo do solo, como reservatório.

Figura 10 – Modos de operação e esquemático com informações da planta CAES de Huntorf.



Fonte: Adaptado de BBC, 2017.

Em 2006, Huntorf passou por um *retrofit* de sua turbina de expansão. Os parâmetros de operação dos estágios de expansão foram alterados de modo que a temperatura de entrada do estágio de alta pressão passou de 550 °C para 490 °C, mantendo-se a mesma pressão, mas com a temperatura e a pressão do estágio de alta pressão passando de 825 °C/11 bar para 945 °C/13 bar (BUDT *et al.*, 2016). Diferentemente do encontrado na literatura, este trabalho considerou os parâmetros de operação de Huntorf após seu *retrofit*. A Tabela 1 apresenta as condições de operação consideradas na modelagem.

Tabela 1 – Parâmetros de operação da planta CAES de Huntorf.

Parâmetro	Valor	Referência
<i>Planta</i>		
Energia fornecida por ciclo (E_G)	642 MWh	[1]
ER (kWh _{el} consumido/kWh _{el} gerado)	0,8	[1]
HT (kWh _{el} consumido/kWh _t combustível)	1,6	[1]
Eficiência	42%	[1]
<i>Compressão</i>		
Potência total (P_M)	60 MW	[1]
Vazão mássica carregamento ($\dot{m}_{res,e}$)	108 kg/s	[1]
Compressor de baixa pressão ($p_{C,bp,e}/p_{C,bp,s}$)	1,0 bar / 5,7 bar	[2]
Compressor de alta pressão ($p_{C1,ap,e}/p_{C2,ap,e}/p_{C3,ap,e}/p_{C3,ap,s}$)	5,6 bar / 13,2 bar / 31,0 bar / 72,0 bar	[2]
Temperatura de entrada nos estágios de compressão ($T_{Cj,ap,e}$)	50 °C	[2]
<i>Reservatório</i>		
Pressão mínima	46 bar	[1]
Pressão máxima	72 bar	[1]
Temperatura do ar injetado ($T_{res,e}$)	50 °C	[2]
Tempo de carregamento (t_{carr})	8 h	[1]
Tempo de descarregamento (t_{desc})	2 h	[1]
<i>Expansão</i>		
Potência total (P_G)	321 MW	[1]
Vazão mássica descarregamento ($\dot{m}_{res,s}$)	417 kg/s	[1]
Turbina de alta pressão ($T_{EX,bp,e}/p_{EX,bp,e}$)	490 °C / 41,3 bar	[1]
Turbina de baixa pressão ($T_{EX,bp,e}/p_{EX,ap,e}$)	945 °C / 12,8 bar	[1]

Fonte: [1] BUDT *et al.*, 2016; [2] BRIOLA *et al.*, 2016.

Na construção do modelo CAES certos dados de entrada, apresentados na Tabela 2, foram assumidos durante a modelagem e utilizados em complemento às informações dos parâmetros de operação da Tabela 1.

Tabela 2 – Dados de entrada do sistema CAES modelado.

Parâmetro	Valor
Condições do ar atmosférico ($T_{C,bp,e}$ / $p_{C,bp,e}$)	10 °C / 1,0 bar
Fluido refrigerante	Água
Condições do fluido refrigerante ($T_{ICj,e}$ e $T_{AC,e}$ / p e p_{AC})	10 °C / 1,0 bar
Vazão mássica do fluido refrigerante (\dot{m}_{ICj} e \dot{m}_{AC})	50,0 kg/s
Combustível	Gás Natural
Condição do combustível ($T_{comb,CC1}$ e $T_{comb,CC2}$)	10 °C
Temperatura do ar recuperado do reservatório ($T_{res,s}$)	50 °C
Poder calorífico inferior (PCI)	50.000 kJ/kg
Perda de pressão nos <i>intercoolers</i> e <i>aftercooler</i> (δ_{IC} e δ_{AC})	1,5%
Perda de pressão na câmara de combustão (δ_{CC})	1,5%
Perda de pressão no regenerador de calor (δ_{RC})	1,5%
Eficiência do motor e gerador elétrico (η_{ME} e η_{GE})	98%
Eficiência de compressão e expansão (η_c e η_{EX})	86%
Eficiência das câmaras de combustão (η_{CCj})	88%
Efetividade do regenerador de calor (ϵ)	70%

Fonte: Autor, 2017.

4.3 Validação

A solução do equacionamento do modelo CAES proposto no presente trabalho foi implementada no *software* EES⁹ na resolução das equações. Os parâmetros de operação de Huntorf apresentados na Tabela 1, juntamente com os dados de entrada listados na Tabela 2, foram carregados no modelo desenvolvido para sua validação.

Com esse propósito, os resultados para os principais parâmetros de Huntorf foram usados para comparar o desempenho do modelo desenvolvido, tais como as potências empregadas na compressão do ar (P_M) e na sua posterior expansão (P_G), e mostrados na Tabela 3.

Tabela 3 – Comparação do modelo com a planta CAES de Huntorf.

Parâmetro	Huntorf	Modelo	Diferença
Potência do motor (P_M)	60.000 kW	59.177 kW	-1,37%
Potência do gerador (P_G)	321.000 kW	319.162 kW	-0,57%
Consumo de energia (ER)	0,8	0,742	-7,25%
Consumo de combustível (HT)	1,6	1,406	-12,12%
Eficiência do sistema	42%	46,56%	10,86%

Fonte: Autor, 2017.

Os desvios absolutos das principais potências entre o modelo e a planta de Huntorf se mostraram inferiores a 2%. Os demais valores apresentaram maiores diferenças dado a presença do regenerador de calor no modelo o qual Huntorf não possui. Não afetando as potências do sistema, o regenerador proporciona a economia de combustível apenas, por este motivo houve a diferença nos resultados em alguns pontos percentuais. O regenerador de calor foi aplicado no sistema por ser uma tecnologia já empregada em sistemas CAES como na unidade de McIntosh (BUDT *et al.*, 2016). Além disto, turbinas a gás de ciclo aberto também contam com este equipamento, assim ambos os sistemas usufruem das mesmas vantagens.

⁹ Disponível em: [https:// www.fchart.com/ees/](https://www.fchart.com/ees/)

5 MODELO DO SISTEMA TURBINA A GÁS

O modelo do sistema da turbina a gás proposto derivou do sistema CAES desenvolvido e explanado na seção 4.1. Sendo ambos os sistemas baseados na mesma tecnologia de turbomáquinas, o modelo do sistema de turbina a gás (TG) contemplou as mínimas modificações necessárias.

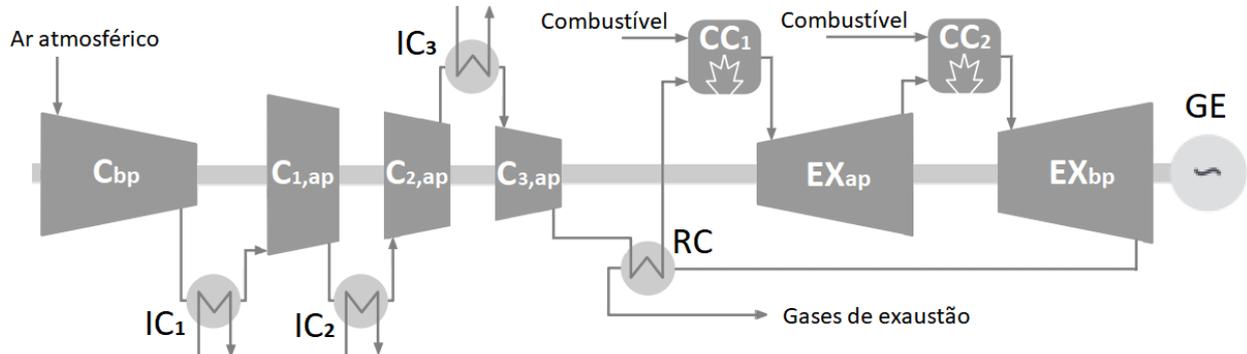
5.1 Modelo TG

O diagrama da Figura 12 apresenta o esquemático do sistema TG modelado com seus respectivos componentes. O sistema é composto por um conjunto de dois compressores, sendo o primeiro de baixa pressão (C_{bp}) e o segundo um grupo de três estágios de alta pressão ($C_{1,ap}$, $C_{2,ap}$ e $C_{3,ap}$), três *intercoolers* (IC_1 , IC_2 e IC_3), uma turbina de expansão com estágios de alta e baixa pressão (EX_{ap} e EX_{bp}), duas câmaras de combustão (CC_1 e CC_2), um regenerador de calor (RC) e um gerador elétrico (GE).

O conjunto de compressores, de baixa e alta pressão, permaneceu tal qual no modelo CAES. Porém, como não há mais a presença do reservatório, a pressão final da etapa de compressão $P_{C3,ap,s}$ passa a ser ditada pela pressão $P_{EX,ap,e}$ de operação do estágio de alta pressão da turbina. Assim, nos estágios do compressor de alta pressão, foram consideradas as mesmas razões de compressão $r_{C1,ap}$, $r_{C2,ap}$ e $r_{C3,ap}$ exercidas no modelo CAES. E no compressor de baixa pressão, a razão de compressão $r_{C,bp}$ fora deixada livre para que todas as pressões do conjunto de compressores se adequassem.

Juntamente ao reservatório, também foi removido do sistema o *aftercooler* que se responsabilizava pela regularização da temperatura do ar injetado no reservatório. Não havendo mais a necessidade de resfriamento do ar após a compressão, este componente foi dispensado. Já os *intercoolers* foram mantidos por razão da eficiência de compressão.

Figura 11 – Esquemático da turbina a gás modelada.



Fonte: Autor, 2017.

A turbina, com seus estágios de alta e baixa pressão, foi mantida e sob os mesmos parâmetros de operação contemplados no modelo CAES. Entretanto, quando antes todo o trabalho desenvolvido neste componente se destinava ao gerador, agora passa a atender também a potência demandada pelo conjunto de compressores por meio do eixo que use os três componentes. A relação entre a turbina, o compressor e o gerador é então descrita com:

$$\frac{P_{GE}}{\eta_{GE}} = W_{EX} - W_C \quad (35)$$

A vazão mássica do sistema \dot{m}_{ar} , que se individualizava nas etapas de compressão $\dot{m}_{res,e}$ e expansão $\dot{m}_{res,s}$ e que era um dos parâmetros de operação no modelo CAES, passou a ser única e deixou de ser um parâmetro no sistema da turbina a gás. Ao invés, foi imposto ao sistema que este deveria fornecer a mesma potência P_{GE} do gerador observada no modelo CAES, para efeitos de comparação entre os sistemas. Assim, a vazão mássica fora deixada livre para se adequar e proporcionar esta geração.

5.2 Parâmetros de Operação e Dados de Entrada

Para uma comparação de mesmo nível entre os sistemas CAES e TG, os parâmetros de operação do sistema da turbina a gás, apresentados na Tabela 4, se mantiveram tais quais os do sistema de armazenamento por ar comprimido.

Tabela 4 – Parâmetros de operação do sistema TG modelado.

Parâmetro	Valor
<i>Compressão</i>	
Compressor de alta pressão ($T_{Cj,ap,e}/r_{C1,ap}/r_{C2,ap}/r_{C3,ap}$)	50 °C / 2,4 / 2,4 / 2,3
<i>Expansão</i>	
Turbina de alta pressão ($T_{EX,bp,e}/p_{EX,bp,e}$)	490 °C / 41,3 bar
Turbina de baixa pressão ($T_{EX,bp,e}/p_{EX,ap,e}$)	945 °C / 12,8 bar

Fonte: Autor, 2017.

De mesma forma, foram mantidos os mesmos valores dos dados de entrada do modelo assumidos e apresentados na Tabela 2, sendo a única diferença a vazão do fluido refrigerante \dot{m}_{icj} nos *intercoolers* que foi dobrada, pois o calor removido do ar durante a compressão passa a ser consideravelmente maior.

6 RESULTADOS E ANÁLISE

A comparação entre os dois sistemas modelados foi realizada para averiguar as vantagens na utilização de um sistema CAES ao invés de um sistema termoeletrico convencional, proposto neste trabalho como o modelo TG. Os modelos foram resolvidos em regime permanente e simulados para períodos de operação diferentes, possibilitando a análise das energias totais envolvidas em cada ciclo.

6.1 Operação dos Sistemas

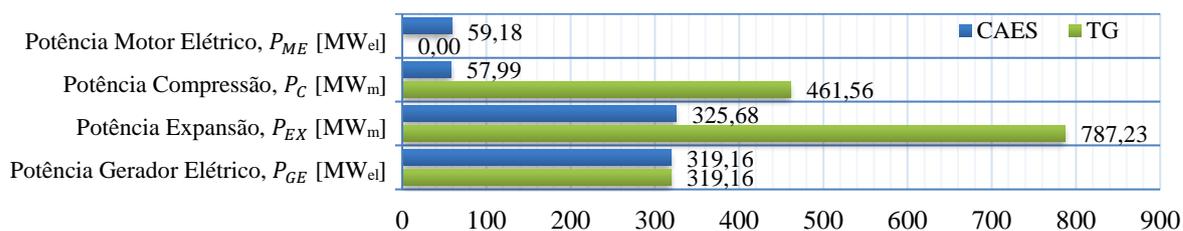
De acordo com as informações da operação da planta de Huntorf (Tabela 1), o sistema leva um período de 8 h para carregar completamente seu reservatório e, uma vez completo, o sistema torna-se capaz de fornecer a energia por um período de até 2 h sem redução de sua capacidade (SUCCAR, 2011). Assim, no presente trabalho, determinou-se que o modelo CAES desenvolvido consumira a potência elétrica de seu motor durante 8 h e que a energia novamente produzida seria determinada a partir da potência do gerador elétrico fornecida durante 2 h.

De igual modo, determinou-se que o modelo TG operaria igualmente durante o período de 2 h fornecendo a mesma potência elétrica do sistema CAES em seu gerador e, por consequência, a mesma quantidade energia. Os esquemas de cada modelo com os resultados encontrados na resolução dos sistemas constam no Apêndice A, com os valores do sistema CAES, e no Apêndice B, do sistema TG.

6.2 Análise dos Resultados

Simulados os modelos CAES e TG, foram obtidas as potências individuais de cada turbomáquina e os valores encontrados são apresentados na Figura 12.

Figura 12 – Gráficos das principais potências dos sistemas CAES e TG.

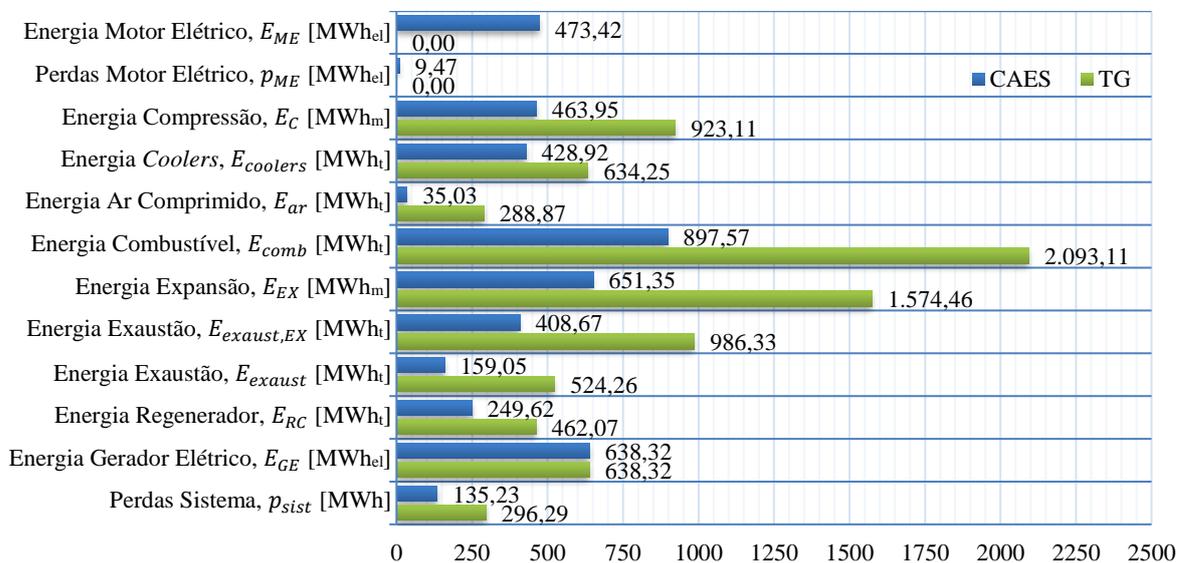


Fonte: Autor, 2017.

De pronto, percebeu-se que as potências dos equipamentos demonstraram mudanças. Para que o sistema TG fosse capaz de produzir a mesma potência elétrica entregue pelo sistema CAES, a turbina de expansão do sistema TG teve que desenvolver uma potência 141,7% maior que a do CAES. O conjunto de compressores também teve sua potência aumentada, tendo que trabalhar com uma potência 695,9% maior. O aumento, já esperado, se deu pelo fato de que a etapa de compressão do ar em uma turbina a gás é feita instantaneamente durante sua operação. Ou seja, ao invés de dispor do período de 8 h decorrido no sistema CAES para compressão do ar, o sistema TG dispôs de 2 h apenas. Esta diferença entre as potências de compressão dos sistemas demonstra a vantagem da separação das turbomáquinas e suas operações em um sistema de armazenamento por ar comprimido.

Contudo, devido a esta diferença nos ciclos de operação dos sistemas CAES e TG, foram então avaliados os montantes totais de energia envolvidos em cada um destes. As potências dos componentes que compõem o sistema TG foram multiplicadas por um período de operação de 2 h. Enquanto no sistema CAES as potências dos componentes da etapa de carregamento foram multiplicadas por um período de 8 h e as potências da etapa de descarregamento foram multiplicadas por 2 h. Assim, foi possível avaliar de igual para igual as energias envolvidas em um ciclo completo de operação de cada sistema e os valores obtidos são apresentados na Figura 13.

Figura 13 – Gráfico das energias envolvidas no ciclo de operação dos sistemas CAES e TG.



Fonte: Autor, 2017.

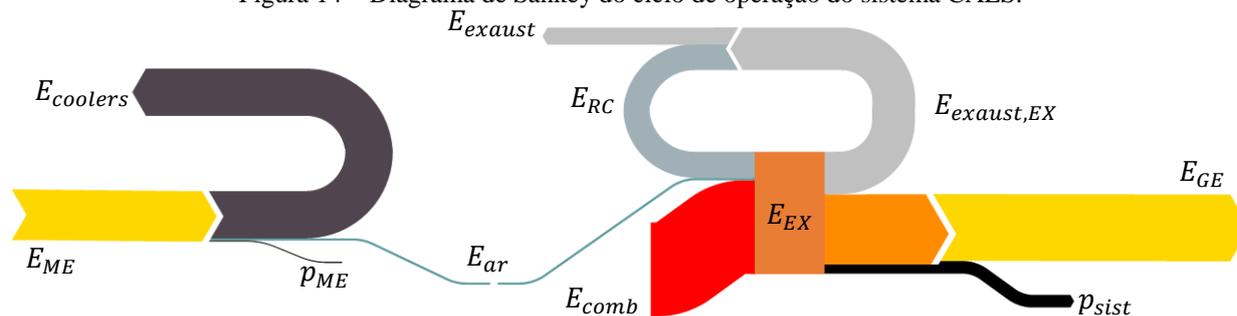
Devido à ausência do motor elétrico no sistema TG, a energia deste equipamento é neste sistema. No entanto, fora esta única exceção, todas as demais energias envolvidas se mostraram maiores no ciclo de operação da TG do que as no sistema CAES. As principais turbomáquinas, o conjunto de compressores e a turbina de expansão, consumiram respectivamente 98,9% e 141,7% a mais de energia no sistema TG do que no CAES. Dado que a turbina do sistema TG fornece potência tanto ao compressor quanto ao gerador, exigiu-se que o combustível passasse a prover 133,2% a mais de energia para o sistema em relação ao demandado pelo de armazenamento por ar comprimido.

A energia E_{ar} , dita como a do ar comprimido, refere-se a energia que este fluido manteve após sua compressão e foi calculada pela diferença entre E_C e $E_{coolers}$. Como no sistema TG o *aftercooler* é dispensado, por não haver necessidade de resfriamento do ar após a etapa de compressão, esta energia acabou sendo uma ordem de grandeza maior neste sistema em relação ao observado no CAES. As perdas no motor elétrico p_{ME} foram calculadas pela diferença entre E_{ME} e E_C e as perdas do sistema p_{sist} , que contemplam as no gerador e na câmara de combustão, foram calculadas pelo balanço de energia dos pontos [11] à [17] (Apêndice A e Apêndice B).

Para uma avaliação visual das energias listadas na Figura 13 e sua distribuição dentro de cada sistema, fez-se uso dos diagramas de Sankey. Na termodinâmica, estes diagramas consistem na exibição gráfica dos fluxos de energia de um sistema. Os fluxos são representados como setas cuja largura reproduz a quantidade de energia envolvida. Os diagramas de Sankey têm sido uma prática na ciência e engenharia, pois demonstram a distribuição de fluxos de energia entre fontes e sumidouros e permitem avaliar visualmente a eficiência e as perdas de sistemas (SOUNDARARAJAN, HO e SU, 2014).

O diagrama de Sankey do ciclo CAES é mostrado na Figura 14. No ciclo de operação do sistema, durante o carregamento o motor elétrico consumiu a energia E_{ME} e forneceu a energia E_C ao compressor ao custo das perdas p_{ME} . Os *intercoolers* e *aftercooler* removeram o calor do ar comprimido e lançaram a energia $E_{coolers}$ ao ambiente. Remanescente no ar comprimido, a energia E_{ar} seguiu para segunda parte do ciclo, no descarregamento do sistema, onde recebeu a energia E_{RC} recuperada pelo regenerador. A energia do combustível E_{comb} foi adicionada e na turbina converteu-se E_{EX} , parte da energia total do processo, na energia E_{GE} fornecida pelo gerador. O restante foi rejeitado na exaustão da turbina ($E_{exhaust,EX}$) e a energia $E_{exhaust}$ não recuperada foi lançada ao ambiente. As perdas p_{sist} completam o balanço de energia do sistema.

Figura 14 – Diagrama de Sankey do ciclo de operação do sistema CAES.

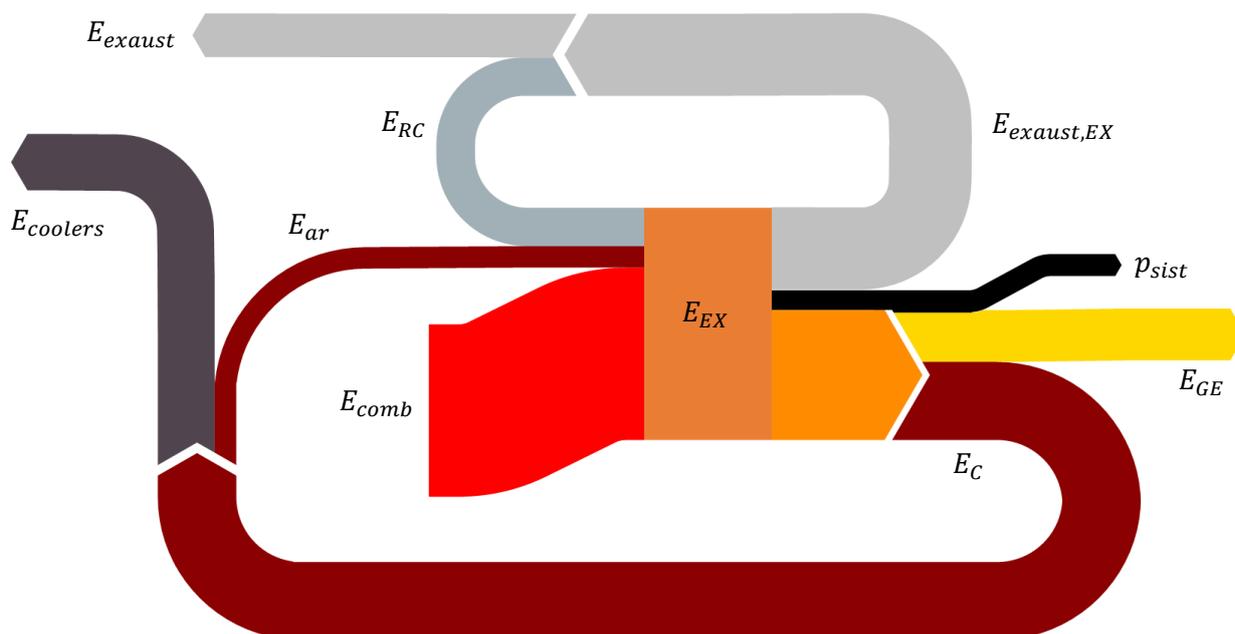


Fonte: Autor, 2017.

Observando o diagrama foi possível perceber a capacidade de gerar mais energia elétrica do que a que foi consumida durante a acumulação. A característica de um sistema CAES de primeira-geração (D-CAES) ficou evidente através das espessuras das respectivas setas. Tomando-se os valores da energia elétrica, foi observado que para cada 1 MWh_{el} produzidos, 0,742 MWh_{el} foram requeridos juntamente com 1,406 MWh_t para expansão do ar comprimido. Ainda no diagrama, foi possível visualizar que toda energia convertida na turbina se destinou a geração de energia elétrica no gerador. As perdas p_{sist} completam o balanço de energia do sistema.

Na Figura 15, o diagrama de Sankey do ciclo TG é então mostrado. Para a operação do sistema, toda energia deste proveio da energia do combustível E_{comb} . Na turbina, converteu-se parte desta energia na energia E_{EX} que proporcionou as energias E_{GE} , do gerador, e E_C , dos compressores. Os *intercoolers* rejeitaram a energia $E_{coolers}$ para o ambiente e o restante, E_{ar} , retornou ao processo. Da energia de exaustão da turbina, $E_{exhaust,EX}$, a energia E_{RC} foi recuperada pelo regenerador e o restante, $E_{exhaust}$, foi também rejeitado ao ambiente. As perdas p_{sist} completam o balanço de energia do sistema.

Figura 15 – Diagrama de Sankey do ciclo de operação do sistema TG.



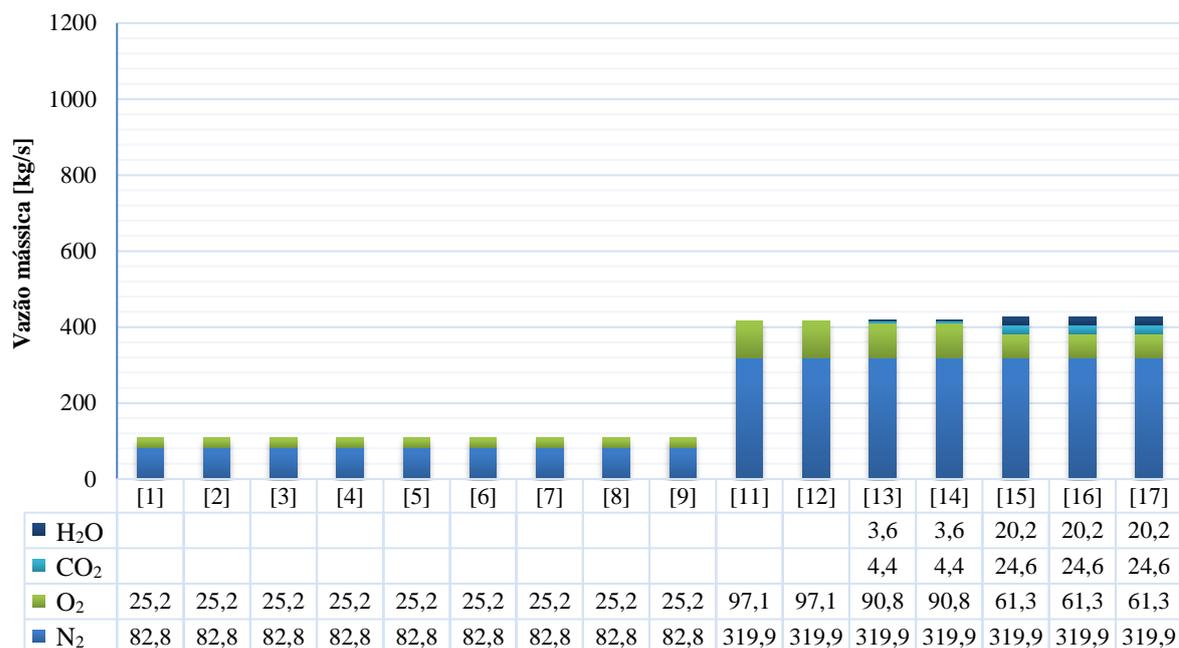
Fonte: Autor, 2017.

Pelo diagrama, ficou clara a diferença entre o sistema TG e o sistema CAES quanto a energia demandada pela turbina. Tendo de fornecer potência mecânica ao compressor, a turbina forneceu 40,5% de sua energia útil ao gerador e para posterior geração de energia elétrica. Comparando o diagrama do sistema TG com o do sistema CAES, notou-se também que a proporção entre as energias E_{EX} e $E_{exhaust,EX}$ se mostrou semelhante. Contudo, em valores absolutos, o sistema TG rejeitou 986,33 MWh_t enquanto o sistema CAES rejeitou 408,67 MWh_t, como visto no gráfico da Figura 13. Por fim, verificou-se que para cada 1 MWh_{el} produzidos foram necessários 3,279 MWh_t, uma quantidade 52,6% maior do que o total de 2,148 MWh de energia necessários através do sistema CAES.

Com as diferentes potências demandadas por cada turbina nos sistemas, o consumo de combustível apresentou distinção. Na operação do sistema CAES, a soma das vazões mássicas do combustível resultou num total de 8,976 kg/s de gás natural, na qual 1,597 kg/s foram consumidos na câmara de combustão 1 e 7,379 kg/s na câmara 2. No sistema TG, foi observado um consumo de 3,104 kg/s de combustível na primeira câmara de combustão e 17,827 kg/s na segunda. Somando 20,931 kg/s, a vazão mássica total de gás natural no sistema TG foi 133,2% maior do que no sistema CAES. As despesas com combustível em sistemas como estes representam uma parte importante em seus custos de operação. O baixo consumo do sistema CAES, inferior a metade do da TG, representa um atrativo econômico que talvez proporcione um investimento total (contabilizando CAPEX e OPEX) menor que o de um sistema baseado em turbina a gás de ciclo aberto.

Avaliando as vazões mássicas dos gases envolvidas em cada sistema, percebeu-se mais uma distinção característica entre os sistemas CAES e TG. A Figura 16 apresenta as vazões mássicas dos gases em cada ponto do CAES modelado (Apêndice A). Nos pontos [1] à [9], correspondentes ao carregamento do sistema, ficou evidente a diferença da vazão de ar com que o compressor tem de lidar em comparação com a vazão tida na turbina, respectiva aos pontos [11] à [17]. A separação das turbomáquinas e um período de tempo maior reservado à etapa de compressão permitem que a potência do compressor no CAES seja reduzida, como visto anteriormente no gráfico da Figura 12.

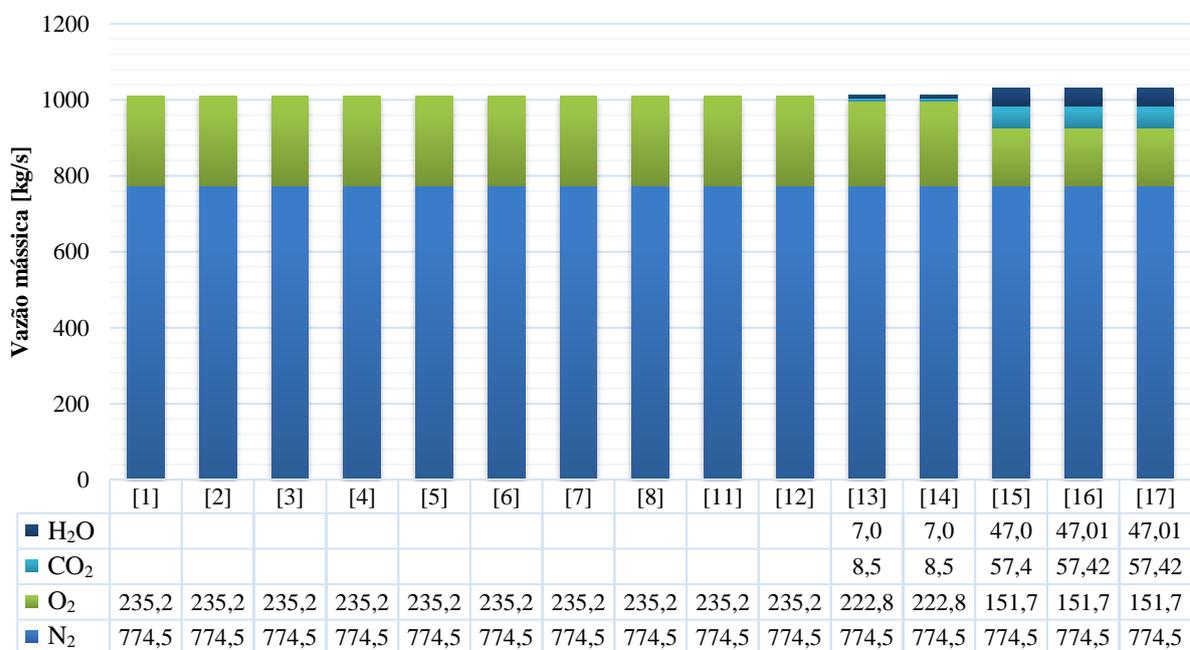
Figura 16 – Gráfico das vazões mássicas dos gases do sistema CAES.



Fonte: Autor, 2017.

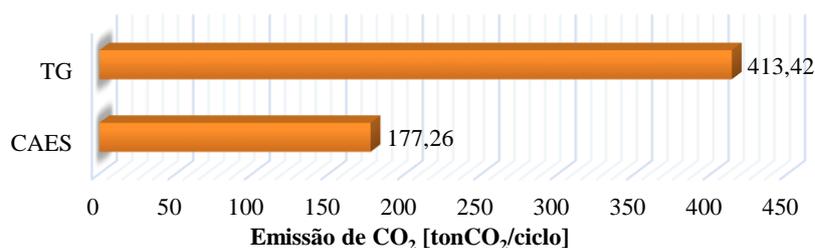
Já no sistema TG, observando-se as vazões mássicas dos gases apresentadas na Figura 18, a conexão direta entre o compressor e a turbina (ponto [8] / [11] – Apêndice B) implicou numa vazão de ar de mesma grandeza em ambas as turbomáquinas. Percebeu-se que esta vazão, necessária no sistema TG para que se produza a mesma quantidade de energia elétrica que o sistema CAES, se apresentou 142,1% maior que a exercida na turbina do sistema de armazenamento por ar comprimido.

Figura 17 – Gráfico das vazões mássicas dos gases do sistema TG.



Fonte: Autor, 2017.

As vazões mássicas dos gases apresentadas nas figuras lista também as respectivas vazões dos gases de combustão após a queima do combustível em cada uma das câmaras de combustão. A partir da vazão mássica de CO₂ encontrada, foi possível determinar as emissões de gás carbônico de sistema. Multiplicou-se a vazão pelo respectivo tempo de operação dos ciclos e o total de CO₂ emitido é mostrado na Figura 18.

Figura 18 – Gráfico das emissões de CO₂ dos sistemas CAES e TG em um ciclo de operação.

Fonte: Autor, 2017.

Como percebido no gráfico, as emissões de gás carbônico na operação do sistema CAES são inferiores às do sistema TG. Enquanto o sistema CAES emitiu cerca de 177 tonCO₂ durante seu ciclo de operação, o sistema TG emitiu 413 tonCO₂ na produção da mesma quantidade de energia. Isto é, com emissões de gás carbônico 57,1% menores, o sistema CAES emitiu 277,70 kgCO₂/MWh de energia gerada enquanto o sistema TG emitiu 647,67 kgCO₂/MWh.

Por fim, foram calculadas respectivas eficiências de cada sistema. No sistema TG, a divisão da energia elétrica produzida pela energia do combustível consumido resultou numa eficiência de 31,12%. Enquanto no sistema CAES, a divisão da energia elétrica produzida pela soma da energia elétrica consumida pelo motor e a energia do combustível utilizado, resultou numa eficiência de 46,56%, um valor 49,6% maior que o do sistema TG.

Em uma análise simples, apenas para fins de conceito, foi suposto que o sistema CAES alimentasse seus compressores com a energia elétrica proveniente de um parque eólico. Tomando a eficiência de conversão de uma turbina eólica $\eta_{eólica}$ de 39% (GREENBLATT *et al.*, 2006) foi calculada a eficiência $\eta_{eól.,CAES}$ do conjunto parque eólico/CAES com:

$$\eta_{eól.,CAES} = \frac{E_{GE}}{\frac{E_{ME}}{\eta_{eólica}} + E_{comb}} \quad (37)$$

onde o termo à esquerda no denominador representa a energia do vento que foi fornecida ao parque para geração da energia E_{ME} . Desta forma, uma eficiência global de 30,23% foi observada para o conjunto. Ou seja, com uma eficiência muito próxima da observada no sistema TG, o conjunto parque eólico/CAES pode proporcionar a transformação de uma fonte intermitente, como a eólica por si só, em uma fonte de energia para geração de base com a mesma qualidade e disponibilidade que um sistema TG forneceria, ao benefício de consumos de gás natural inferiores e emissões de gás carbônico menores.

7 CONCLUSÃO

No que diz respeito ao estudo realizado, foram avaliadas as vantagens da utilização de um sistema de armazenamento por ar comprimido (CAES) ao invés de um sistema de turbina a gás de ciclo aberto (TG) na remediação de intermitências das fontes renováveis. Para isto, foi desenvolvido um modelo matemático baseado nas leis da termodinâmica e nas equações de combustão para um sistema CAES e validado com base nos parâmetros de operação da planta de Huntorf. Deste modelo, derivou-se então um modelo para o sistema TG com o mínimo de modificações necessárias comparou-se as potências desenvolvidas, as energias envolvidas, os consumos de combustível, as emissões de gás carbônico e as eficiências de cada sistema.

Verificou-se que para produzir uma potência de geração de 319,16 MW_{el}, o sistema CAES demandou uma potência de compressão de 57,99 MW_m e uma potência de expansão de 325,68 MW_m. Enquanto o sistema TG necessitou de 461,56 MW_m de potência de compressão e 787,23 MW_m de expansão para produzir a mesma potência de geração. Como os sistemas trabalham com períodos diferentes em seus ciclos de operação, verificou-se a energia total requerida por cada um e observou-se que para cada 1 MWh_{el} produzido, o sistema CAES utilizou 0,742 MWh_{el} e 1,406 MWh_t enquanto o sistema TG utilizou 3,279

MWh. Diagramas Sankey foram produzidos e os fluxos de energia dentro de cada sistema foram identificados.

Por meio das equações de combustão contempladas na modelagem, foi possível observar que o sistema CAES consumiu 8,976 kg/s de combustível ao passo que o sistema TG consumiu 20,931 kg/s. Verificou-se também que a vazão mássica de gás carbônico no sistema CAES foi de 24,6 kgCO₂/s enquanto no sistema TG foi de 57,4 kgCO₂/s. Desta forma, constatou-se que o sistema CAES emitiu 277,70 kgCO₂/MWh_{el} de energia produzida ao passo que o sistema TG emitiu 647,67 kgCO₂/MWh_{el}. O sistema TG apresentou uma eficiência de 31,12% e sistema CAES apresentou uma eficiência de 46,56%. Quando considerado o acoplamento de um parque eólico ao sistema CAES, verificou-se ainda que o conjunto apresentaria uma eficiência total de 30,23%.

O estudo proposto no presente trabalho proporcionou a modelagem de um sistema de armazenamento por ar comprimido que contemplasse equações de combustão além das equações termodinâmicas que descrevem o sistema. Por meio disto, foi possível verificar benefícios, no que dizem respeito às emissões de gás carbônico, na utilização de um sistema CAES ao invés de um sistema TG. Além, observou-se que o sistema de armazenamento trabalha ainda com volumes menores de energia, requer menos potência de suas turbomáquinas e apresenta um consumo de combustível reduzido para produzir a mesma quantidade de energia elétrica que um sistema termoelétrico convencional baseado em turbina a gás de ciclo aberto.

Propõem-se para trabalhos futuros a modelagem dinâmica dos sistemas bem como a adição de uma modelagem elétrica que contemple os fluxos de potência e a integração com a rede. Desta forma, um estudo da operação de um sistema de armazenamento por ar comprimido pode ser realizado juntamente a uma avaliação de viabilidade econômica deste. Os parâmetros de operação utilizados também poderão ser atualizados com base em turbomáquinas utilizadas atualmente bem como a utilização de configurações e arquiteturas de construção que beneficiem a eficiência destes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALLEN, R. D.; DOHERTY, T. J.; KANNBERG, L. D. **Summary of Selected Compressed Air Energy Storage Studies**. PNL-5091, Pacific Northwest Labs., Richland, WA (USA), Jan 1985.
- Brown Boveri & Cie (BBC). **Huntorf Air Storage Gas Turbine Power Plant**. Brown Boveri & Cie, Brochure, Publication No. DGK90202E. Disponível em: http://www.solarplan.org/Research/BBC_Huntorf_engl.pdf. Acessado em 28 de dezembro de 2017.
- BRIOLA, S. *et al.* **A novel mathematical model for the performance assessment of diabatic compressed air energy storage systems including the turbomachinery characteristic curves**. Applied Energy, v. 178, n. Supplement C, p. 758–772, 2016.
- BUDT, M. *et al.* **A review on compressed air energy storage: Basic principles, past milestones and recent developments**. Applied Energy, v. 170, n. Supplement C, p. 250–268, 2016.
- CHEN, L. *et al.* **A novel compressed air energy storage (CAES) system combined with pre-cooler and using low grade waste heat as heat source**, Energy, v. 131, n. Supplement C, p. 259–266, 2017;
- COELHO, P.; COSTA, M. **Combustão**. Portugal: Edições Orion, 1ª ed., 2007.
- EAC, Electricity Advisory Committee. **Energy Storage Activities in the United States Electricity Grid**. U.S. Department of Energy, Report, may 2011.
- GAY FW. **Means for Storing Fluids for Power Generation**; Patent number 2,433,896; Jan 1948.
- GREENBLATT, J. B. *et al.* **Baseload wind energy: modeling the competition between gas turbines and compressed air energy storage for supplemental generation**. Energy Policy, v. 35, p. 1474–1492, 2007.
- GUO, C. *et al.* **Performance analysis of compressed air energy storage systems considering dynamic characteristics of compressed air storage**. Energy, v. 135, n. Supplement C, p. 876–888, 2017.
- LUKE, R. **Compressed Air Storage for Electricity Generation in South Africa**. 1996. Dissertation – (Master in Engineering). Cape Town, 1996.
- MAKANSI, J.; ABOUD, J. **Energy Storage: The Missing Link in the Electricity Value Chain**. ESC white paper. Energy Storage Council 2002; p. 1-23.
- MARCHESE D. **Norton energy storage and CAES: resiliency in uncertain markets**; In: Compressed Air Energy Storage (CAES) Scoping Workshop – Enabling Solar and Wind Energy Technologies on a Grand Scale; p. 151–165, Oct 2008.
- MME. **Resenha Energética Brasileira – Exercício de 2016**. Secretaria de Planejamento Energético do Ministério de Minas e Energia, ed. Jun 2017.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. United States of America: John Wiley & Sons, Inc. 6ª ed., 2008.
- ONS. **Plano da Operação Energética 2017/2021**. RE-3-0108/2017, Operador Nacional do Sistema 2017.
- PNNL, Pacific Northwest Laboratory. **Technology Assessment Report for the Soyland Power Cooperative, Inc. Compressed-Air Energy-Storage System (CAES): Environmental Science and Engineering**. PNL-4077, Pacific Northwest Labs., Richland, WA (USA), Jan 1982.
- RWE Power (RWE). **ADELE – Adiabatic Compressed-Air Energy Storage for Electricity Supply**. RWE Power AG, Brochure, Jan 2010.
- SOUNDARARAJAN, K.; HO, H. K.; SU, B. **Sankey diagram framework for energy and exergy flows**, Applied Energy, v. 136, n. Supplement C, p. 1035–1042, 2014.
- SUCCAR, S. **Compressed Air Energy Storage**. In: BARNES, F. S.; LEVINE, J. G. (Org.) Large Energy Storage System Handbook. CRC Press, 2011. p. 111-152.
- ZALOUDEK F. R., REILLY R. W. **An Assessment of Second-generation Compressed Air Energy Storage Concepts**. PNL-3978, Pacific Northwest Labs., Richland, WA (USA), July 1982.
- IBRAHIM, H.; ILINCA, A. **Techno-Economic Analysis of Different Energy Storage Technologies**. In: ZOOPA, A. (Org.) Energy Storage - Technologies and Applications. InTech, 2013. p. 1-40.

APÊNDICE A – DIAGRAMA E RESULTADOS DE OPERAÇÃO DO SISTEMA CAES

