

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO - ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**GERAÇÃO TERMELÉTRICA A GÁS NATURAL
EM PLATAFORMAS OFFSHORE**

Luís Lodi Tonolli

São Paulo

2017

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**GERAÇÃO TERMELÉTRICA A GÁS NATURAL
EM PLATAFORMAS OFFSHORE**

Relatório Final do trabalho de formatura apresentado
À Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Para obtenção do título de graduação em Engenharia Mecânica

Luís Lodi Tonolli

Orientador: Professor Doutor Silvio de Oliveira Júnior

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2017

Catalogação-na-publicação

Tonolli, Luís Lodi

Geração termelétrica a gás natural em plataformas offshore / L. L. Tonolli

– São Paulo, 2017.

73 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Gás Natural 2.Plataformas Offshore 3.Geração Termelétrica 4.Ciclos Combinados I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

O presente trabalho se propõe a definir a melhor configuração de uma planta de cogeração a gás natural para suprimento elétrico e de carga térmica de plataformas *offshore*, satisfazendo os requisitos de mínima emissão de CO₂ (por captura para posterior injeção em poços de petróleo). A configuração será determinada por meio do desenvolvimento de modelo matemático para realizar a integração térmica da plataforma, definindo as demandas de potência e carga térmica como função de uma dada curva de produção de um poço de petróleo. Os modelos desenvolvidos poderão ser empregados para diferentes demandas.

Palavras-chave: Gás Natural; Geração Termelétrica *Offshore*; Plataformas *Offshore*; Ciclos Combinados.

ABSTRACT

This work's purpose is to define the best configuration of a natural gas cogeneration plant for electric supply and thermal load of offshore platforms, satisfying the requirements of minimum CO₂ emission (by capture for later injection in oil wells). The configuration will be determined through the development of a mathematical model to perform the thermal integration of the platform, defining the demands of power and thermal load as a function of a given production curve of an oil well. The developed models can be used for different demands.

Keywords: Natural Gas; Offshore Thermoelectric Generation; Offshore Platforms; Combined Cycles.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

1. INTRODUÇÃO	8
1.1. Motivação.....	8
1.2. Objetivo.....	10
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
2.1. Vantagens da geração offshore	13
2.2. Vantagens da geração unificada em plataformas petrolíferas.....	14
2.3. Configuração da planta	15
3. MODELAGEM INICIAL NO SOFTWARE EES	21
3.1. Ciclo Brayton	21
3.1.1. Estado 1	23
3.1.2. Estado 2s (processo isentrópico)	23
3.1.3. Estado 2 (processo real)	23
3.1.4. Estado 3	24
3.1.5. Estado 4s (processo isentrópico).....	25
3.1.6. Estado 4 (processo real)	25
3.1.7. Estado 5.....	25
3.1.8. Estado 6.....	26
3.2. Ciclo Rankine.....	26
3.2.1. Estado 7	28
3.2.2. Estado 8s (processo isentrópico)	28
3.2.3. Estado 8 (processo real)	28
3.2.4. Estado 9	28
3.2.5. Estado 10.....	29

3.2.6.	Estado 11s (processo insentrópico)	29
3.2.7.	Estado 11 (processo real)	29
3.3.	Aspectos energéticos	30
3.4.	Análise de Sensibilidade	33
3.4.1.	Razão de Pressões	33
3.4.2.	Rendimento Isentrópico	34
3.4.3.	Excesso de ar	35
4.	OTIMIZAÇÃO A PARTIR DA MODELAGEM INICIAL	38
4.1.	Ciclo Brayton	38
4.2.	Ciclo Rankine	39
4.3.	Modificações sobre o modelo inicial	39
4.3.1.	Resfriamento Intermediário	40
4.3.2.	Regeneração e Reaquecimento	42
4.4.	Comparações	44
5.	MODELAGEM NO SOFTWARE GATECYCLE	45
5.1.	Validação do equacionamento e mudanças de parâmetros	45
5.2.	Seleção das turbinas a gás	47
6.	CONCLUSÕES	50
7.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	52
	APÊNDICE	53

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1: Modelo de um ciclo combinado Brayton-Rankine.....	19
FIGURA 3.1: Modelo de um ciclo Brayton.....	21
FIGURA 3.2: Modelo de um ciclo Rankine.....	27
FIGURA 3.3: Parametrização da razão de pressões.....	33
FIGURA 3.4: Influência da razão de pressões sobre o rendimento térmico.....	34
FIGURA 3.5: Parametrização do rendimento isentrópico.....	34
FIGURA 3.6: Influência do rendimento isentrópico sobre o rendimento térmico.....	35
FIGURA 3.7: Parametrização do excesso de ar.....	35
FIGURA 3.8: Influência do excesso de ar sobre o rendimento térmico.....	36
FIGURA 3.9: Influência do excesso de ar sobre a temperatura de chama adiabática.	36
FIGURA 4.1: Ciclo combinado com dois estágios de compressão e resfriamento intermediário.....	40
FIGURA 4.2: Ciclo combinado com reaquecimento e regeneração no Rankine.....	42
FIGURA 5.1: Ciclo combinado modelado com componentes individuais no software GateCycle™.....	45
FIGURA 5.2: Diagrama dos módulos SCC-800 2x1 (esquerda) e SCC-800 1x1 (direita).....	49

LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1: Estados termodinâmicos do ciclo Brayton.....	21
TABELA 3.2: Estados termodinâmicos do ciclo Rankine.....	30
TABELA 4.1: Estados termodinâmicos do ciclo combinado com resfriamento intermediário.....	41
TABELA 4.2: Estados termodinâmicos do ciclo combinado com reaquecimento e regeneração no ciclo Rankine.....	43

1. INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

No início da década de 1960, iniciaram-se no Brasil as buscas por petróleo em regiões marítimas (reservas *offshore*), com a primeira descoberta de óleo em 1968, no Campo de Guaricema, em Sergipe. Em 1974, é descoberta a Bacia de Campos, com o Campo de Garoupa, sendo extraído petróleo da bacia pela primeira vez em 1976, no Campo de Enchova. A bacia viria a se constituir na maior reserva de petróleo do país.

Os mais recentes marcos da prospecção e produção nacionais se deram em 2006, com a conquista da autossuficiência em petróleo, e a descoberta de reservas na camada do Pré-sal, ainda naquele ano, na região de Tupi (atual Campo de Lula), na Bacia de Santos. Essas reservas são principalmente do chamado petróleo “leve”, de melhor qualidade e maior valor de mercado, e grandes quantidades de gás natural associado (dissolvido no petróleo, ou na forma de capa de gás).

Com a descoberta do Pré-sal, os trabalhos de prospecção e produção avançaram para profundidades de até 7 mil metros abaixo da linha do mar. O início efetivo da produção se deu em 1º de maio de 2009, após a realização do Teste de Longa Duração (TLD) no Campo de Lula. Em agosto de 2016, a produção de petróleo do Pré-sal, somadas as bacias de Campos e de Santos, atingiu a marca de 913 mil barris por dia, cerca de 40% da produção nacional¹. Ao final de 2016, a produção acumulada do Pré-sal chegou a 1 bilhão de barris.

Paralelamente a esse cenário, conforme a produção de petróleo e gás aumenta, e com a extração sendo feita em locais mais distantes da costa e em profundidades cada vez maiores, os gastos energéticos na cadeia produtiva aumentam consideravelmente. Grande parte da demanda por eletricidade se deve aos processos de compressão de gás para reinjeção e exportação (GALLO et al., 2017), sejam estes realizados no leito oceânico ou na superfície, e à crescente utilização de equipamentos

¹ fonte: Pré-sal Petróleo S.A., <http://www.presalpetroleo.gov.br/pps/a/o-pre-sal/bacia-de-santos>, acessado em 07/05/2017

submersos para processamento de petróleo e gás, sobre o leito oceânico. Ainda, a construção de plantas de liquefação de gás natural (alternativa de transporte do gás em direção à costa que tem ganhado espaço no mercado) também deve fazer com que essa demanda aumente (BØRRESEN et al., 2013).

Atualmente a geração de energia elétrica em plataformas petrolíferas é realizada individualmente por cada plataforma, através de turbinas a gás, que retiram uma parcela do gás natural associado ou já processado para queima e geração elétrica (em 2015, foi usado nessa geração 8,5% do total produzido (INSTITUTO ACENDE BRASIL, 2016, p.11)). Uma parte do calor produzido também é utilizada nas etapas de produção do petróleo, com o objetivo de aquecê-lo, diminuindo sua viscosidade e facilitando seu processamento (BØRRESEN et al., 2013, p.4). Contudo, o cenário atual de geração individualizada nas plataformas apresenta alguns pontos passíveis de serem melhorados.

Para gerar sua própria energia elétrica, cada plataforma deve contar com um conjunto adequado de turbinas, o que sempre inclui uma turbina reserva, normalmente fora de operação. Além disso, é comum que, para atender às flutuações na demanda, as turbinas funcionem em carga parcial, fora de suas rotações de máxima eficiência. Deste modo, tem-se uma queda nos rendimentos das turbinas e um maior consumo de combustível (BØRRESEN et al., 2013, p.4).

Como as plataformas alimentam o sistema elétrico a partir do próprio gás natural produzido, o consumo pouco eficiente do combustível acarreta o aumento do preço para o consumidor final. Essa baixa eficiência no consumo durante sua produção, somada aos custos envolvidos na infraestrutura de transporte (seja na forma de gás natural comprido GNC, seja na de gás natural liquefeito GNL) e às dificuldades na sua comercialização e utilização por usinas de energia, acabam por tornar mais vantajosa a reinjeção nos poços (em 2015, 25,2% do total produzido) e a importação de gás da Bolívia e de Trinidad e Tobago (INSTITUTO ACENDE BRASIL, 2016, p.11).

Os pontos acima têm dificultado, inclusive, a construção de novas usinas termelétricas a gás natural no Brasil, alternativa bastante interessante para um país com matriz energética altamente dependente de hidrelétricas e com participação cada vez

maior de fontes não despacháveis sob demanda, como a eólica e a hidrelétrica a fio d'água. As usinas a gás se mostram uma boa solução para situações de grande flutuação ou até mesmo escassez na oferta de energia, por sua capacidade de entrar em operação rapidamente.

Uma maior eficiência no uso do gás natural já na plataforma de produção resultaria diretamente em uma redução de custos ao longo da cadeia produtiva e de consumo desse insumo energético tão interessante para o Brasil.

1.2. Objetivo

Analizando-se um conjunto de plataformas petrolíferas em operação, verificam-se, a princípio, dois fatores a serem corrigidos no modelo de geração atual, que encarecem o preço final do gás natural: capacidade de geração instalada excessiva e operação de turbinas fora da condição de rendimento máximo.

A capacidade instalada excessiva se deve, principalmente, às turbinas reservas presentes em todas as plataformas. Já o fato de as turbinas operarem, na maior parte do tempo, fora do ponto ótimo está relacionado à necessidade de se atender às flutuações na demanda por energia.

A centralização da geração em um único local, para todo um conjunto de plataformas, conforme apresentado por Børresen et al. (2013), é uma solução possível que atende aos dois pontos tratados acima. Ao concentrar toda a geração elétrica em uma única plataforma, mantendo-se ainda parâmetros de segurança para a operação, pode-se reduzir o número de turbinas reservas, ou seja, reduzir a capacidade instalada que não é utilizada, bem como custos de instalação, manutenção, e quantidade de mão-de-obra necessária para operação.

Ainda, com oferta e demanda de energia mais robustas (devido à concentração), diminui-se o efeito das oscilações individuais de demanda de cada plataforma. Desse modo, as turbinas podem operar em seus pontos ótimos, reduzindo o consumo de combustível e as emissões de poluentes. Ao mesmo tempo, caso haja um pico ou queda na demanda total, pode-se variar a produção de energia de forma escalonada, ligando-se ou desligando-se completamente uma ou mais turbinas, sem

que estas tenham que operar fora das rotações de máxima eficiência (BØRRESEN et al., 2013).

Atendidos dessa forma os dois entraves mencionados, consegue-se a desejada redução no consumo do combustível e a diminuição do custo de produção e de venda do gás natural brasileiro. Resulta também dessa alternativa, a liberação de espaço nas embarcações e plataformas petrolíferas, que podem, agora, aumentar sua capacidade produtiva.

Uma geração *offshore* em maior escala poderia, além de atender às plataformas, fornecer energia elétrica ao sistema brasileiro em terra através de cabos submarinos, como é sugerido por Windén, B., et al. (2013) (GTW – *Gas to Wire*; termo em inglês significando a queima do gás em plataformas *offshore* e transmissão da energia para a costa por meio de cabos elétricos, em uma oposição ao transporte do gás até a costa para posterior queima). Seriam, então, evitados os altos custos presentes atualmente na cadeia de transporte do produto, e os entraves à sua comercialização, mencionados pelo Instituto Acende Brasil (2016), e já citados na seção anterior deste texto.

Devido às severas restrições ambientais à emissão de poluentes na atmosfera, é imperativo que essa plataforma de geração disponha de um sistema de captura do dióxido de carbono resultante da queima nas turbinas. Sugere-se a captura química por soluções de monoetanolamina (WINDÉN, B., et al., 2013, p.4), sendo o gás capturado posteriormente injetado nos poços (processo *CCS – Carbon Capture and Storage*; termo em inglês para captura e armazenamento de carbono), realizando o trabalho de impulsionar o óleo à superfície, antes executado pelo gás natural. Assim, ao mesmo tempo, o processo diminui a necessidade da reinjeção do gás natural, enquanto dá ao dióxido de carbono um destino adequado para o meio ambiente.

Como observado por Børresen et al. (2013), o sistema elétrico de uma plataforma petrolífera pode ser dividido em três partes: o sistema principal, responsável pelas atividades de processamento de petróleo e gás, e de maior demanda energética; o sistema essencial (ou auxiliar), responsável pelas funções de navegação e comunicação da plataforma, bem como iluminação e aquecimento; e o sistema de emergência, que atua sobre os controles básicos, iluminação de emergência e radiocomunicações. Por questões de segurança, as modificações de configuração a

serem feitas versam exclusivamente sobre o sistema principal, de processamento de óleo e gás. Os demais sistemas permanecerão nas plataformas, tornando-as independentes entre si sob estes aspectos.

Define-se, então, o objetivo do presente trabalho: estudar a melhor configuração para uma planta de cogeração *offshore*, para suprimento elétrico e de carga térmica de plataformas petrolíferas, satisfazendo os requisitos de mínima emissão de dióxido de carbono, através de sua captura e injeção nos poços de petróleo.

A configuração será determinada por meio do desenvolvimento de modelo matemático para a realizar a integração térmica da plataforma, definindo as demandas de potência e carga térmica como função de uma dada curva de produção de um poço de petróleo. Os modelos desenvolvidos poderão ser empregados para diferentes demandas.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Vantagens da geração offshore

O conceito de geração termelétrica *offshore* já tem sido estudado há alguns anos por apresentar vantagens que as atuais usinas em terra não podem oferecer. Em seu artigo a respeito de plantas nucleares *offshore*, K. Lee et al. (2013) tratam de algumas dessas vantagens. Observa-se, porém, que estas não se restringem apenas à fonte de energia abordada por ele, mas podem também ser aplicadas à modalidade de termelétricas a gás natural, sem qualquer prejuízo de significado.

A primeira vantagem mencionada é a mobilidade da planta. É algo bastante interessante para o processo de fabricação, permitindo que o complexo seja fabricado e montado em uma doca seca, e posteriormente levado para o local de operação, o que, como observado em (K. LEE et al., 2013) e (WINDÉN, B., et al., 2013), reduziria o tempo de construção e aumentaria a qualidade final. Isso, na realidade, já é experimentado durante a construção de plataformas petrolíferas convencionais, construídas em terra e posteriormente rebocadas para a localidade dos poços de produção.

Também citada por K. Lee et al. (2013), a grande disponibilidade de fluido de refrigeração é de suma importância na prevenção de acidentes. No caso da usina Fukushima Daiichi (Japão, 2011), o impacto do tsunami gerou uma falha elétrica, comprometendo o sistema de bombas de água de resfriamento e gerando superaquecimento e fusão parcial do núcleo de um dos reatores. Em uma usina instalada em mar aberto, sistemas de resfriamento passivo utilizando apenas água de lastro e diferenças de pressão entre compartimentos, como os descritos por K. Lee et al. (2013), atuariam normalmente em caso de pane elétrica, podendo impedir o superaquecimento do reator. No caso abordado por este trabalho, facilidade de obtenção de fluido de refrigeração é essencial em uma plataforma que opera com gás natural, de modo a evitar que qualquer superaquecimento provoque explosões.

Em seu texto sobre plantas térmicas *offshore* com sistema de captura e armazenamento de carbono (OTPPC – *Offshore Thermal Power Plant with Carbon*

Capture and Storage), Windén, B., et al. (2013) levantam uma outra vantagem em relação àquelas em terra: a maior facilidade na armazenagem do dióxido de carbono capturado. Eliminam-se as complicações relativas ao transporte do gás até os locais de armazenagem e as preocupações quanto à segurança do uso das formações geológicas existentes em terra.

2.2. Vantagens da geração unificada em plataformas petrolíferas

As conveniências de se gerar energia em plantas *offshore* já são experimentadas pelas plataformas petrolíferas atuais, que ainda operam sob o modelo de geração descentralizada. A unificação da geração de energia como sugerida por Børresen et al. (2013), contudo, apresenta ainda outras características que a tornam mais vantajosa em relação ao atual modelo adotado.

Como mencionado por Børresen et al. (2013), caso novas plataformas sejam instaladas nas proximidades da planta de geração, ou a demanda energética daquelas já atendidas pelo sistema aumente, a forma de construção modularizada e mais flexível da planta permite o escalonamento dos grupos geradores para aumentar a oferta e acolher a demanda, além de conectar instalações, aumentando a capacidade total de geração. Ao tratarem das plantas nucleares *offshore*, K. Lee et al. (2013) vão além, sugerindo inclusive a adição de uma nova estrutura adjacente à planta de geração inicial, não havendo a necessidade de se lidar com os custos e dificuldades de uma alocação de terra para o novo empreendimento. Nenhuma das alternativas acima é possível pelo modelo atual, no qual as plataformas têm um espaço limitado para a realização de suas múltiplas atividades, e não estão preparadas para terem novos módulos adicionados a sua estrutura. Isso se torna perfeitamente viável com a concentração da geração em uma única plataforma.

Børresen et al. (2013) ainda elencam uma série de melhorias no conjunto de plataformas que seriam possibilitadas pela centralização da geração, além do aumento direto da eficiência já tratado na definição do objetivo do presente trabalho (seção 1.2) e da flexibilização da oferta, abordada acima. Destacam-se: a possibilidade de tornar a planta de geração elétrica também um centro logístico de operações; a liberação de espaço em deck pela remoção de boa parte da infraestrutura de geração; a otimização

dos processamentos de óleo e gás; e a maior confiabilidade do sistema, desde o suprimento de gás, até a transmissão da energia.

Por se posicionar de maneira central entre as plataformas e estar conectada a todas, Børresen et al. (2013) sugerem que a planta de geração funcione também como centro logístico e de controle, armazenando suprimentos como água e equipamentos, fazendo a intermediação entre a costa e as instalações, e comandando as operações de processamento locais.

A liberação de espaço nas plataformas e FPSO's (*Floating Production Storage and Offloading unit* – termo em inglês para unidade flutuante de produção, armazenamento e transferência) é consequência direta da remoção da aparelhagem de geração. O espaço liberado pode então ser utilizado para aumento da capacidade de processamento de óleo e gás ou de armazenagem, ou ainda ser destinado a outras atividades necessárias à operação das plataformas.

Com relação à fonte energética, para uma maior garantia de fornecimento de combustível, Børresen et al. (2013) recomendam que a central de geração esteja diretamente conectada ao duto central de gás para exportação, onde todas as plataformas descarregam gás processado. Como os volumes consumidos serão relativamente pequenos, não deve haver grande alteração no fluxo do duto. Ainda, sugerem uma interconexão entre as plataformas alimentadas pela central, aumentando o grau de redundância do sistema, mas garantindo uma transmissão com maior nível de confiabilidade. Isso implica também em um maior custo de implantação.

2.3. Configuração da planta

Em (BØRRESEN et al., 2013), (K. LEE et al., 2013) e (WINDÉN, B., et al., 2013) os autores fornecem diferentes maneiras de análise da configuração espacial da planta, uma vez que seus objetivos são diferentes. Nos dois últimos estuda-se o desenvolvimento de plantas de potência para fornecer energia a um sistema em terra firme, um através de geração termonuclear, e outro, por turbinas gás natural. Já Børresen et al. (2013) focam seus estudos na alimentação exclusivamente de plataformas petrolíferas, através de conjuntos de turbinas a gás e a vapor. Conclui-se

que o objetivo do presente trabalho coincide com aquele estudado por Børresen et al. (2013).

K. Lee et al. (2013) desenvolvem mais fortemente os aspectos construtivos do casco que suportará a planta e a disposição interna dos módulos-edifícios. Não há uma preocupação em se posicionar a planta próximo à origem do combustível, diferente do que será visto na abordagem dada pelos outros autores, mas sim em operar a planta o mais próximo possível do centro consumidor da energia, evitando-se as perdas na transmissão.

Mesmo que se dediquem a uma planta nuclear, a metodologia de design interno adotada por eles pode ser, até certo ponto, aplicada à planta de interesse desse trabalho.

K. Lee et al. (2013) sugerem a adoção do modelo GBS (*Gravity Based Structure*; termo em inglês para estrutura baseada na gravidade, significando a instalação assentada no solo marinho, e que ali permanece com a ajuda de seu próprio peso), no qual a planta é montada em uma doca seca, dentro de módulos retangulares de parede dupla feita de concreto reforçado com aço. Os módulos são, então, rebocados e posicionados sobre o leito do oceano. Sua maior vantagem perante os outros módulos apresentados no mesmo artigo (tipos *floating* e *submerged*) é a maior estabilidade e capacidade de suportar cargas mais pesadas.

O arranjo interno obedece basicamente a dois critérios: seções/edifícios cujos objetos de trabalho são altamente dependentes entre si são colocados lado a lado (e.g. edifício do reator e edifícios auxiliares do reator), de modo a facilitar sua comunicação; e a distribuição sobre o leito do oceano deve ser simétrica, de modo a promover um balanço de peso mais adequado sobre o leito. Além disso, a planta deve ser posicionada levando em conta as correntes de água, de modo a evitar a mistura da água que é admitida para o resfriamento com a de descarga do condensador.

Sua principal desvantagem é que, devido ao fato de sua estrutura ser repousada sobre o leito, limita-se a operar em pequenas profundidades. Esse fator impede sua aplicação neste trabalho, que busca um sistema energético para plataformas operantes no Pré-sal, com lâminas d'água de mais de 2 mil metros. Contudo, como mencionado

antes, a metodologia para determinação da configuração interna tem pontos que podem ser aplicados na planta a ser desenvolvida.

Windén, B., et al. (2013) propõe uma metodologia de design diferente. Prioriza-se a definição dos aspectos operacionais e funcionais, definindo três motivações, das quais uma deve nortear o processo de design: a produção de uma determinada potência; a utilização de um determinado poço de gás; ou o melhor local para se estocar dióxido de carbono. Percebe-se que, adotada uma das vertentes, as outras passam a ser limitadas pela escolha. Dentre as opções de design que surgirão, o processo de desenvolvimento passará a ser feito em função do local de instalação da planta, que, além de permitir que todas as necessidades acima sejam satisfeitas, deve considerar ainda aspectos ambientais e governamentais.

Em seu artigo, Windén, B., et al. (2013) estudam uma planta de geração térmica com um sistema para captura de dióxido de carbono a ser operada na costa da Austrália. Para tanto, escolhem uma plataforma do tipo FPSO para suporte da planta. O ciclo termodinâmico é baseado em uma planta desenvolvida pela parceria entre a norueguesa Sevan-Marine e a alemã Siemens (uma planta semelhante também desenvolvida pelas mesmas empresas foi proposta ao governo japonês, como pode ser visto em (RÜTH, 2015)).

A planta proposta é formada por quatro blocos de geração, cada um contendo duas turbinas a gás, modelo SGT-800, dois geradores de vapor por recuperação de calor (HRSG – *Heat Recovery Steam Generators*) e uma turbina a vapor, modelo SST-700. As turbinas são fabricadas pela Siemens, e suas fichas técnicas podem ser encontradas no portfólio de turbinas da empresa. Nos blocos, o gás é queimado nas primeiras turbinas, gerando uma primeira parcela de potência (ciclo Brayton); os produtos da combustão, por sua vez, ainda têm potencial térmico elevado, e são, assim, direcionados aos recuperadores para fornecer calor a um segundo ciclo, a vapor (ciclo Rankine), capaz de gerar mais potência na última turbina. Finalmente, o dióxido de carbono é capturado, comprimido e injetado no poço

Segundo Windén, B., et al. (2013), cada turbina a gás sozinha pode gerar 47 MW, com uma eficiência de 37,5%. Ao serem acopladas as duas turbinas ao ciclo a vapor, a potência resultante atinge 135 MW, e a eficiência total sobe para 54,5%,

devido à menor quantidade de calor rejeitado no ciclo como um todo. Os quatro blocos operando juntos produzem, então, 540 MW brutos. Ao se descontar 20,7% do total com gastos nos sistemas auxiliares de captura de carbono, óxidos de enxofre e nitrogênio, transmissão elétrica e processamento de gás, a potência líquida fica em 430 MW.

Observa-se que a instalação proposta por Windén, B., et al. (2013) não recebe o combustível de nenhuma plataforma, realizando ela mesma a extração e processamento de gás para seu consumo, estando diretamente conectada aos poços. A planta objeto deste estudo, por outro lado, tem como função primária o fornecimento de energia justamente para as operações de extração e processamento a serem desenvolvidas nas plataformas que alimentará.

Børresen et al. (2013) desenvolvem uma planta semelhante, porém que recebe o gás já processado, e opera exatamente na situação de interesse deste trabalho: o fornecimento de potência para plataformas petrolíferas em operação no Pré-sal. Contudo, não examinam a possibilidade de interligação com sistema elétrico em terra. A instalação é projetada para suprir 700 MW a oito FPSO's, com uma potência de base de 500 MW e degraus incrementais de 50 MW para aumentos na demanda. A planta consiste de sete turbinas a gás (quatro capazes de gerar 100 MW, e três, capazes de gerar 50 MW, totalizando 550 MW) e três turbinas a vapor (todas capazes de gerar 50 MW, totalizando 150 MW).

Børresen et al. (2013) observam que, os oito FPSO's em questão, pelo modelo atual, têm, somados, 800 MW de potência instalada, dos quais consomem, no máximo, somente 560 MW (cada FPSO consome no máximo 70 MW). Através da concentração da geração, foi possível reduzir em 100 MW a potência instalada, ainda restando 140 MW que não estarão sendo usados.

Observa-se do que foi apresentado até o momento, a unanimidade dos autores em utilizar modelos de ciclo combinado gerados a partir dos ciclos Brayton (aberto) e Rankine (fechado), como formas bastante viáveis e eficientes de geração de potência a partir da queima do gás natural. Um modelo deste ciclo pode ser visto na Figura 2.1.

Como descrito na seção 1.2, o objetivo deste trabalho é justamente a determinação da melhor configuração para uma planta de geração *offshore*, que tem como função primária alimentar um conjunto de plataformas petrolíferas operando no Pré-sal. Isso se resume, em grande parte, a dimensionar um ciclo termodinâmico que atenda, com a melhor eficiência possível, à demanda energética de tais plataformas.

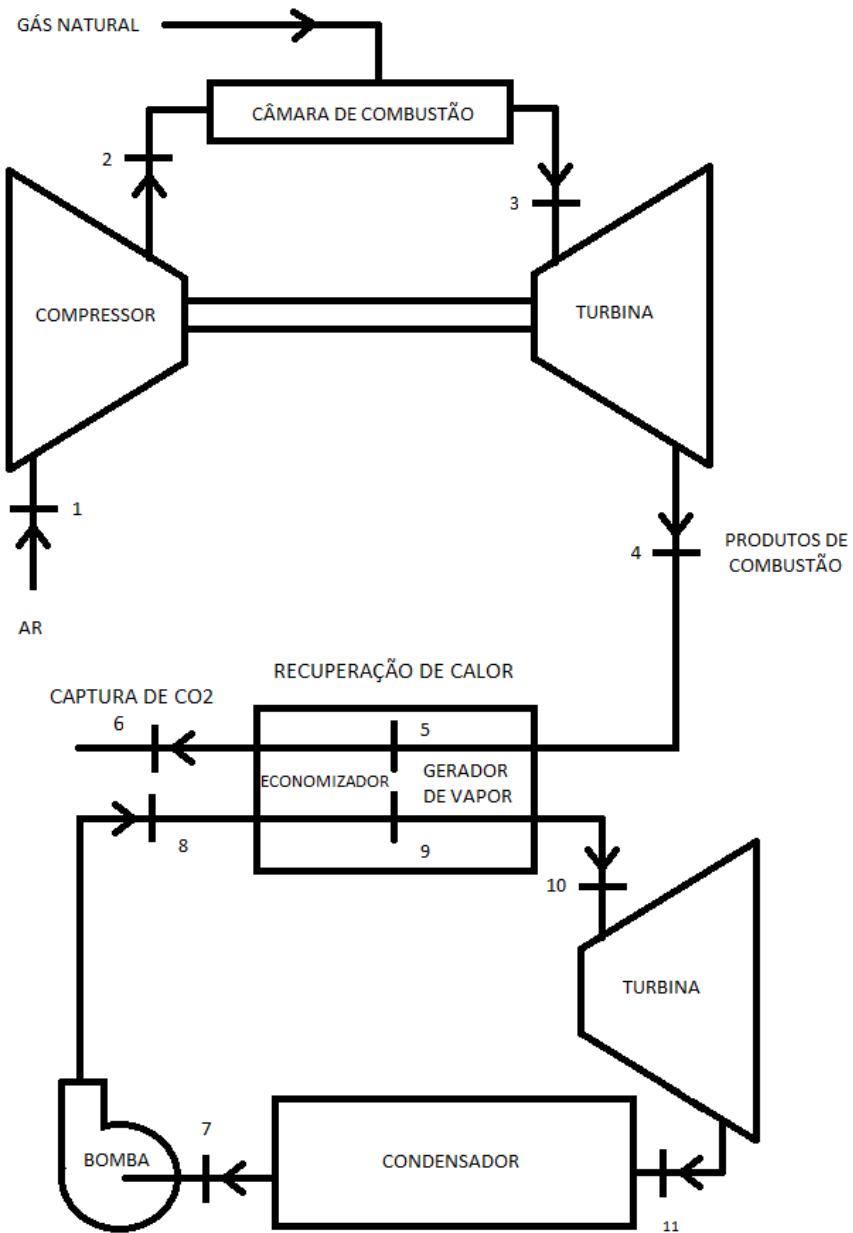


Fig. 2.1: Modelo de um ciclo combinado Brayton-Rankine (fonte: autor)

Para isso, a análise partirá da experiência prévia dos autores referenciados acima. Em um primeiro momento, será adotada como configuração básica de estudo,

a forma mais simples do ciclo combinado formado a partir dos ciclos Brayton e Rankine, com apenas uma turbina a gás e uma turbina a vapor. O ciclo Brayton operará a partir da queima do gás natural, e o ciclo Rankine receberá calor dos produtos de combustão do ciclo anterior, após terem sido expandidos na turbina a gás. Posteriormente, o estudo avançará para configurações mais avançadas, conforme a busca pelo aumento da eficiência do ciclo original.

Prossegue-se, agora, à primeira modelagem.

3. MODELAGEM INICIAL NO SOFTWARE EES

Como dito anteriormente, o modelo inicial a servir de base para este trabalho será a forma mais simples de ciclo combinado a partir de Brayton e Rankine.

3.1. Ciclo Brayton

O ciclo Brayton, em sua forma aberta, é formado por um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina. É adicionado ao seu final um recuperador de calor para geração de vapor no ciclo Rankine. Essa configuração pode ser vista na Figura 3.1.

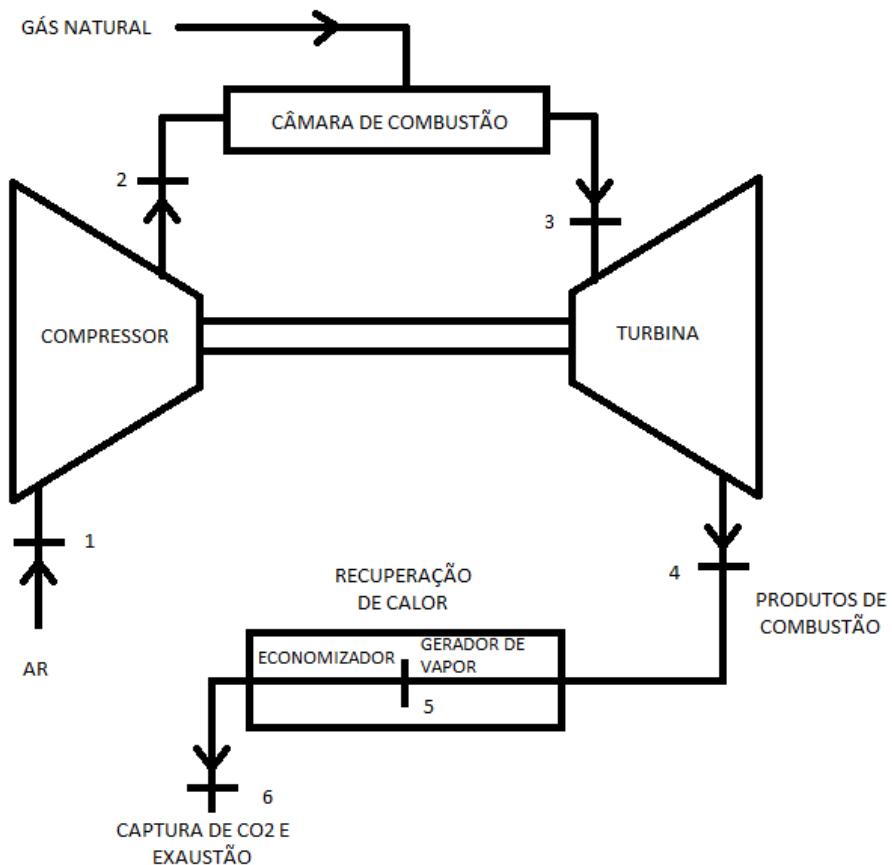
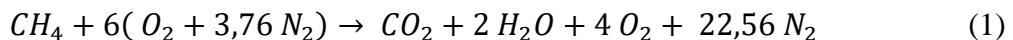


Fig. 3.1 - Modelo de um ciclo Brayton (fonte: autor)

O objetivo, agora, é caracterizar os estados numerados de 1 a 4. Para isso, serão utilizadas as hipóteses abaixo. Posteriormente, os resultados obtidos serão comparados aos valores reais, e sendo necessário, o modelo, bem como suas hipóteses, serão ajustados.

1. O compressor recebe ar atmosférico (79% nitrogênio e 21% oxigênio, em proporção molar) a 25°C (298 K) e 100 kPa.
2. O gás natural será assumido como metano puro, e será admitido no ciclo à mesma pressão de saída do compressor e à temperatura de 65°C (contudo, o modelo computacional elaborado e inserido ao final deste texto foi desenvolvido de forma a permitir a análise com composições de gás diferentes, incluindo, também, frações de etano e propano).
3. Tanto a turbina quanto o compressor trabalham com a mesma razão de pressão (r_p), de modo que a combustão é admitida isobárica. Nesta primeira análise será considerada uma razão 14.
4. Inicialmente, ambos o compressor e a turbina serão considerados ideais, de modo que os processos de compressão e expansão serão admitidos como adiabáticos reversíveis (isentrópicos). Ao final, será aplicado um rendimento isentrópico (η_s) de 85 % sobre as variações de entalpia.
5. A câmara de combustão receberá uma mistura de ar e metano, e será considerado um excesso de 200% na quantidade de ar em relação à proporção estequiométrica, de modo que a reação se dê pela Equação 1:



6. A câmara de combustão será considerada adiabática, de modo que os produtos da queima sairão dela e entrarão na turbina à temperatura de chama adiabática.
7. Os gases resultantes da combustão deixarão a turbina à pressão atmosférica, e seguirão, nessa mesma pressão, para o gerador de vapor e, em seguida, para o economizador (entrando neste em temperatura 10°C superior à da água que deixa o economizador como líquido saturado).
8. Todos os processos ocorrem em regime permanente.

O equacionamento descrito a seguir é implementado no software EES. Utiliza-se a notação (h) para entalpias específicas, (s) para entropias específicas e (T) para temperaturas.

3.1.1. Estado 1

O estado 1 é exclusivo ao ar e pode ser calculado pelas expressões de propriedades para misturas de gases. Calculam-se entalpia específica e entropia específica para cada um dos dois componentes, em suas pressões parciais na mistura. Em seguida, as mesmas propriedades são obtidas para a mistura ponderando-se as anteriores pelas frações mássicas, obtidas a partir das frações molares (hipótese 1) e das massas molares dos dois gases. As propriedades encontradas são dadas na forma específica, por quilograma de ar:

$$h_1 = 237,3 \frac{kJ}{kg} \quad s_1 = 5,395 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

3.1.2. Estado 2s (processo isentrópico)

O estado 2s (saída do compressor), para o ar, pode ser encontrado através da pressão e entropia conhecidas. Sabe-se, das hipóteses feitas, que a pressão de saída do compressor é de 14 atm, ou 1400 kPa. Ainda, a entropia do ar no estado 2s deve ser a mesma do estado 1, uma vez que o processo é inicialmente admitido isentrópico (hipótese 4). Conhecendo-se duas propriedades independentes, o estado está definido, e a temperatura e a entalpia são facilmente encontradas. Novamente, as propriedades de cada componente são aferidas em suas pressões parciais.

$$T_{2s} = 351,7 \text{ } ^\circ C \quad h_{2s} = 574,6 \frac{kJ}{kg}$$

3.1.3. Estado 2 (processo real)

O estado 2 para a situação real é calculado aplicando-se o rendimento isentrópico sobre a diferença de entalpia entre a entrada e saída do processo isentrópico de compressão. A pressão será de 1400 kPa, mas a temperatura deve ser maior do que a obtida no item anterior, devido às irreversibilidades do sistema.

$$h_2 - h_1 = (h_{2s} - h_1) / \eta_s \quad (2)$$

$$h_2 = 634,1 \frac{kJ}{kg} \quad T_2 = 407,2 \text{ } ^\circ C$$

3.1.4. Estado 3

Do estado 2 para o estado 3 tem-se a reação de combustão entre o metano e o ar, com a formação de dióxido de carbono e vapor d'água e permanência do excesso de ar que não reagiu. O estado 3 pode, então, ser determinado através do conhecimento de duas propriedades independentes. Já é conhecida a pressão, uma vez que a combustão ocorre adiabaticamente (hipótese 6).

A temperatura, por sua vez, é a temperatura de chama adiabática, e pode ser calculada aplicando-se a 1^a Lei da Termodinâmica. As entalpias de formação (\bar{h}_f^0) de cada um dos produtos e reagentes, admitido modelo de gás ideal, podem ser encontradas em tabelas, como aquelas presentes em (BORGNAKKE; SONNTAG, 2013). As frações molares e, portanto, as pressões parciais, são conhecidas da reação considerada na hipótese 5. Ainda, por convenção, as entalpias de formação de substâncias simples na forma alotrópica mais estável, são nulas para a temperatura de 298 K (25 °C) e pressão de 0,1 MPa.

Na câmara de combustão, além de não ocorrerem trocas de calor, os fluidos não realizam trabalho, nem por deslocamento de fronteira móvel, nem por movimento de eixo, de modo que as entalpias de reagentes e produtos devem ser iguais. As entalpias no equacionamento e nas tabelas estão em base molar.

$$\bar{h}_{reagentes} = \bar{h}_{produtos} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & [(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_{CH_4} + 6 (\Delta\bar{h}_{O_2} + 3,76 \Delta\bar{h}_{N_2})]_{estado\ 2} \\ & = [(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_{CO_2} + 2 (\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_{H_2O} + 4 \Delta\bar{h}_{O_2} + 22,56 \Delta\bar{h}_{N_2}]_{estado\ 3} \end{aligned}$$

Os deltas de entalpia ($\Delta\bar{h}$) correspondem à transferência das substâncias do estado padrão até os estados reais em que elas se encontram. É justamente através desse delta, no lado direito da equação, que se determina a temperatura no estado 3. Observa-se que, uma vez usadas as entalpias de formação de reagentes e produtos segundo o modelo de gás ideal, esse modelo também deverá ser adotado para o cálculo dos deltas de entalpia, uma vez que o uso indiscriminado dos modelos ideal e real em uma mesma equação poderá levar a discrepâncias nos resultados. Ressalta-se que esse

modelo será usado somente para o cálculo da temperatura de chama adiabática. Isso feito, o estudo prosseguirá com a utilização de gases reais.

Uma vez determinada a temperatura em 3, e conhecida a pressão, procede-se à obtenção das entalpias e entropias, a partir das pressões parciais dos produtos na mistura final e de suas frações mássicas, como já feito anteriormente. Encontram-se os seguintes valores:

$$T_3 = 1176 \text{ } ^\circ\text{C} \quad h_3 = 1690 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad s_3 = 6,697 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

3.1.5. Estado 4s (processo isentrópico)

Para encontrar o estado final, novamente, recorremos às hipóteses 3, 4 e 7. Teremos a pressão variando de 1400 kPa a 100 kPa, de forma isentrópica, para posterior aplicação do rendimento isentrópico e obtenção do estado real ao final da turbina. Impõe-se, então, que a entropia achada em 3 se mantém constante no estado 4, que possui pressão atmosférica e temperatura a ser encontrada. Isso feito, pode-se, a partir da temperatura final e das frações mássicas, encontrar a entalpia da mistura.

$$T_{4s} = 495,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad h_{4s} = 855,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

3.1.6. Estado 4 (processo real)

Da mesma forma realizada no item 3.1.3, aplica-se o rendimento isentrópico, agora para uma turbina, sobre a diferença de entalpias entre entrada e saída do processo de expansão.

$$h_3 - h_4 = (h_3 - h_{4s}) \cdot \eta_s \quad (4)$$

$$h_4 = 980,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad T_4 = 603,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.1.7. Estado 5

O estado 5 é calculado através de um processo isobárico de transferência de calor, até uma temperatura superior em 10°C à de saturação da água do ciclo Rankine, que estará à pressão de 10000 kPa.

$$h_5 = 658,9 \frac{kJ}{kg} \quad T_5 = 321 ^\circ C$$

3.1.8. Estado 6

Para o cálculo do estado 6 (gases na saída da chaminé) é necessário se aplicar a 1^a Lei da Termodinâmica e a conservação de massa, considerando a transferência de calor entre os gases e a água, de modo que serão apresentados agora os resultados obtidos, já considerando a implementação do ciclo Rankine, feita a seguir.

$$h_6 = 474,2 \frac{kJ}{kg} \quad T_6 = 150,3 ^\circ C$$

Estão, agora, determinados todos os estados reais para este ciclo, sintetizados na Tabela 3.1:

Tab. 3.1: Estados termodinâmicos do ciclo Brayton

Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)
1	25	100	237,3
2	407,2	1400	634,1
3	1176	1400	1690
4	603,1	100	980,6
5	321	100	658,9
6	150,3	100	474,2

3.2. Ciclo Rankine

A segunda etapa do ciclo acoplado é formada pelo ciclo Rankine, composto por uma bomba, um gerador de vapor, uma turbina a vapor e um condensador, como visto na Figura 3.2. Para a situação estudada, o gerador de vapor estará ligado a um sistema de recuperação de calor, que recebe os gases resultantes do ciclo Brayton, ainda com elevado potencial térmico.

Novamente, algumas hipóteses devem ser feitas:

1. A pressão interna do economizador e do gerador de vapor será admitida constante, com valor de 100 bar, ou seja, 10000 kPa.
2. A água que entra no gerador de vapor está no estado de líquido saturado (já pré-aquecida no economizador), e os gases do ciclo Brayton estão a uma temperatura 10°C superior à da água.
3. A água que deixa o gerador de vapor tem temperatura 50°C abaixo daquela dos gases que deixam a turbina a gás.
4. A água do ciclo deixa o condensador no estado de líquido saturado a 45°C, após trocar calor com a água do mar.
5. Inicialmente, ambas a bomba e a turbina serão consideradas ideais, de modo que os processos de bombeamento e expansão serão admitidos como adiabáticos reversíveis (isentrópicos). Ao final, será aplicado um rendimento isentrópico (η_S) de 85%.

Assim como no ciclo Brayton, o equacionamento do ciclo Rankine será implementado no software EES. Utiliza-se a notação (h) para entalpias específicas, (s) para entropias específicas e (T) para temperaturas, (P) para pressões e (x) para título. Os estados terão numeração continuada a partir do último ponto do ciclo anterior, ou seja, começando no estado 7, na saída do condensador.

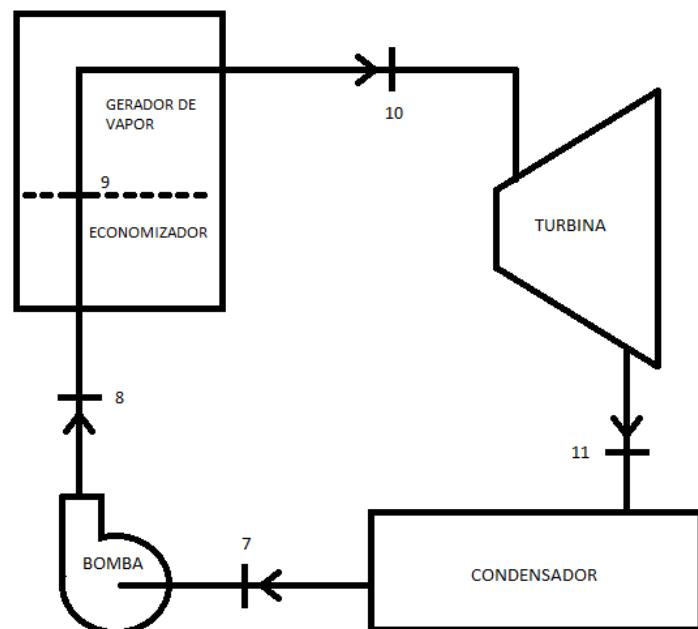


Fig. 3.2 - Modelo de um ciclo Rankine (fonte: autor)

3.2.1. Estado 7

Como dito na hipótese 4, a água deixa o condensador como líquido saturado (título $x = 0$) a 45°C . A pressão é diretamente determinada, e os valores de entalpia e entropia podem ser calculados. Obtém-se:

$$P_7 = P_{sat}(T = 45^{\circ}\text{C}) = 9,59 \text{ kPa}$$

$$h_7 = 188,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad s_7 = 0,6385 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

3.2.2. Estado 8s (processo isentrópico)

O processo de aumento de pressão é, inicialmente, admitido isentrópico (hipótese 5), de modo que a entropia do estado 8s já foi definida no item anterior. A pressão na saída da bomba também já é conhecida, sendo de 10000 kPa, de modo que se tem duas propriedades independentes, e o estado 8s está, então, definido. Pode-se determinar, agora, a temperatura e a entalpia do estado:

$$T_{8s} = 45,33^{\circ}\text{C} \quad h_{8s} = 198,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Observa-se que as variações das duas propriedades acima em relação ao estado 7 são bastante pequenas, para uma grande variação da pressão. Isso é característico da incompressibilidade de líquidos.

3.2.3. Estado 8 (processo real)

Da mesma maneira realizada para ciclo Brayton aplica-se o rendimento isentrópico sobre a diferença de entalpias na entrada e saída da bomba.

$$h_8 - h_7 = (h_{8s} - h_7)/\eta_s \quad (5)$$

$$h_8 = 200,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad T_8 = 45,75^{\circ}\text{C}$$

3.2.4. Estado 9

As hipóteses 1 e 2 acabam por definir o estado 9: tem-se a pressão fixada em 10000 kPa, e o fluido entrando como líquido saturado a essa pressão. Logo:

$$T_9 = 311^\circ C \quad h_9 = 1407 \frac{kJ}{kg}$$

3.2.5. Estado 10

De modo semelhante, as hipóteses 1 e 3 definem o estado 10: tem-se a pressão de todo o gerador de vapor fixada em 10000 kPa, e a temperatura tem uma diferença de 50 °C em relação à do estado 4, já estudada anteriormente, e calculada em 603,1 °C. A temperatura de 10 será, então, de 553,1 °C. Delimitado o estado, encontram-se os valores de entalpia e entropia.

$$h_{10} = 3509 \frac{kJ}{kg} \quad s_{10} = 6,766 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

3.2.6. Estado 11s (processo isentrópico)

O último estado é aquele encontrado na saída da turbina, após o vapor ter sido expandido. Como já mencionado, a turbina será dita inicialmente ideal, sendo o processo de expansão adiabático reversível, de modo que a entropia ao seu final é idêntica àquela na entrada da turbina, calculada para o estado 10. Lembra-se que a turbina irá expandir o vapor até a pressão do condensador, calculada para o estado 1, tendo sido encontrado o valor de 9,59 kPa. Conhecendo-se a pressão e a entropia, tem-se as demais propriedades determinadas.

$$T_{11s} = 45^\circ C \quad x_{11s} = 0,8143 \quad h_{11s} = 2138 \frac{kJ}{kg}$$

3.2.7. Estado 11 (processo real)

Novamente, aplica-se o rendimento isentrópico ao processo. Obtém-se:

$$T_{11} = 45^\circ C \quad x_{11} = 0,9002 \quad h_{11} = 2343 \frac{kJ}{kg}$$

Observa-se que, para as condições dadas, a turbina a vapor está descarregando uma mistura líquido-vapor com cerca de 10% da massa em fase líquida. É sempre interessante reduzir este valor a um mínimo, uma vez que a formação de fase líquida pode danificar o equipamento. Isso é obtido superaquecendo-se o vapor que sai do

gerador, observando-se os valores máximos de temperatura suportados pelos materiais da turbina. Para essa primeira análise, o título obtido é aceitável

Estão, agora, determinados todos os estados, sintetizados na Tabela 3.2:

Tab. 3.2: Estados termodinâmicos do ciclo Rankine

Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)
7	45	9,59	188,4
8	45,75	10000	200,3
9	311	10000	1407
10	553,1	10000	3509
11	45	9,59	2343

3.3. Aspectos energéticos

Primeiramente, é interessante fazer um comentário a respeito das diferenças entre as entalpias finais dos processos isentrópicos e reais. Observa-se que as entalpias ao final de processos reais são sempre maiores do que aquelas para processos isentrópicos. Isso é resultado direto das irreversibilidades inerentes às máquinas reais e da geração de entropia. Conforme o fluido passa por um processo qualquer em uma máquina real (não ideal), a geração de entropia causada pelas irreversibilidades o leva a um estado final de entropia mais elevada (em relação ao estado correspondente para um processo isentrópico, à mesma pressão final). Esse estado de maior entropia também apresenta maior temperatura e, consequentemente, maior entalpia. Isso se reflete em trabalhos maiores quando se deve fornecer trabalho, ou menores, quando se deseja realizar trabalho e, consequentemente, em uma queda do rendimento térmico do ciclo.

As irreversibilidades acima mencionadas são devidas, principalmente, a transferências de calor entre fluido, máquina e vizinhanças, ocorrendo com gradiente de temperatura finito, e ao atrito entre as partes fixas e móveis das máquinas, e mesmo delas com o fluido. Dito isso, pode-se proceder à análise energética do ciclo.

Uma vez conhecidos os estados nas entradas e saídas de cada componente dos dois ciclos acima, pode ser feita uma análise energética da planta. Para tanto, deve-se estipular um cenário de operação.

Børresen et al. (2013) determinam uma demanda máxima de 560 MW para um conjunto de 8 plataformas, como já dito anteriormente. Em seu trabalho desenvolve-se uma planta capaz de suprir 700 MW, havendo, portanto, 140 MW extras disponíveis para situações emergenciais ou de aumento na demanda.

Para esta primeira análise, será considerada a demanda de 560 MW, sendo fornecida por um único ciclo combinado, ou seja, por um único conjunto de uma turbina a gás e uma turbina a vapor. Com os estados já determinados, e uma demanda fixada, deve-se obter as massas de ar, combustível e água necessárias para o funcionamento do ciclo. Segue o equacionamento.

Para 200% de excesso de ar, as vazões mássicas de ar (\dot{m}_{ar}) e de combustível (\dot{m}_c) podem ser relacionadas pela Equação 6:

$$\dot{m}_{ar} = 51,36 \dot{m}_c \quad (6)$$

Ainda, no recuperador de calor para geração de vapor, tem-se que o calor rejeitado pelos produtos de combustão do ciclo Brayton é igual, em módulo, ao calor absorvido pela água no ciclo Rankine, de modo que as vazões mássicas de água ($\dot{m}_{água}$) e combustível também podem ser relacionadas. Temos para o economizador e para o gerador de vapor, respectivamente, o balanço energético dado pelas Equações 7 e 8:

$$\dot{m}_{água}(h_9 - h_8) = -(\dot{m}_c + \dot{m}_{ar})(h_6 - h_5) \quad (7)$$

$$\dot{m}_{água}(h_{10} - h_9) = -(\dot{m}_c + \dot{m}_{ar})(h_5 - h_4) \quad (8)$$

Nas Equações 9 a 12, tem-se, respectivamente, as potências reais do compressor ($\dot{W}_{cp,Brayton}$) e da turbina a gás ($\dot{W}_{tb,Brayton}$) do ciclo Brayton, e da bomba ($\dot{W}_{bb,Rankine}$) e da turbina a vapor ($\dot{W}_{tb,Rankine}$) do ciclo Rankine:

$$\dot{W}_{cp,Brayton} = -\dot{m}_{ar}(h_2 - h_1) \quad (9)$$

$$\dot{W}_{tb,Brayton} = -(\dot{m}_{ar} + \dot{m}_c)(h_4 - h_3) \quad (10)$$

$$\dot{W}_{bb,Rankine} = -\dot{m}_{\text{água}}(h_8 - h_7) \quad (11)$$

$$\dot{W}_{tb,Rankine} = -\dot{m}_{\text{água}}(h_{11} - h_{10}) \quad (12)$$

Deve-se fazer um comentário a respeito dos valores acima. Observa-se que as potências desenvolvidas pelo compressor e pela bomba, quando tiverem os valores de vazões mássicas e entalpias substituídos em suas fórmulas, terão sinal negativo, enquanto aquelas correspondentes às turbinas terão sinal positivo. Isso é esperado, uma vez que é adotada a convenção da Termodinâmica, segundo a qual trabalhos realizados sobre o fluido têm sinal negativo, e trabalhos realizados pelo fluido têm sinal positivo. Deste modo, como o compressor e a bomba são alimentados pela energia fornecida pelas turbinas, a soma algébrica dessas parcelas resulta diretamente no trabalho líquido disponível para geração elétrica.

A potência líquida deve ser igual à demanda total solicitada. Assim:

$$\dot{W}_{cp,Brayton} + \dot{W}_{tb,Brayton} + \dot{W}_{bb,Rankine} + \dot{W}_{tb,Rankine} = 560 \text{ MW} \quad (13)$$

Para as condições já definidas anteriormente, obtém-se:

$$\dot{m}_c = 21,55 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad \dot{m}_{ar} = 1107 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad \dot{m}_{\text{água}} = 172,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{W}_{cp,Brayton} = -439,1 \text{ MW} \quad \dot{W}_{tb,Brayton} = 799,9 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{bb,Rankine} = -2,046 \text{ MW} \quad \dot{W}_{tb,Rankine} = 201,2 \text{ MW}$$

O ciclo Brayton irá gerar 360,8 MW, e o ciclo Rankine, 199,2 MW, totalizando a demanda requerida. Observa-se que o compressor irá consumir 54,9% do trabalho produzido na turbina no ciclo Brayton. Ainda, admitindo-se um poder calorífico inferior (PCI) para o metano de 50010 kJ/kg, calcula-se a taxa de consumo energético a partir do combustível ($\dot{Q}_{\text{combustível}}$) e o rendimento térmico do ciclo (η_t):

$$\dot{Q}_{\text{combustível}} = 1077,6 \text{ MW} \quad \eta_t = \frac{560}{1077,6} = 51,97\%$$

Pode-se ver que os rendimentos individuais do ciclo Brayton ($\eta_{t,Brayton}$) e do ciclo Rankine ($\eta_{t,Rankine}$) operando separadamente são bastante inferiores àquele obtido para o ciclo combinado:

$$\eta_{t,Brayton} = \frac{360,8}{1077,6} = 33,48\% \quad \eta_{t,Rankine} = \frac{199,2}{571,3} = 34,87\%$$

Isso se deve, principalmente, à elevada potência requerida pelo compressor, uma vez que o trabalho de eixo é dado pela integral do volume específico em relação à pressão. Devido à elevada compressibilidade dos gases, a variação do volume com o aumento de pressão é muito grande, resultando em um elevado consumo de potência para a compressão. Ainda, o calor rejeitado diretamente para a atmosfera sob a forma de gases quentes também seria bastante elevado.

3.4. Análise de Sensibilidade

Analizando o exposto acima, percebe-se que mesmo o ciclo combinado ainda apresenta rendimento bastante distante dos 54,5% mencionados por Windén, B., et al. (2013). Esse rendimento geral do ciclo é influenciado basicamente por 3 fatores: a razão de pressões, mantida em 14; o rendimento isentrópico das turbinas, compressor e bomba; e o excesso de ar admitido no ciclo Brayton. Todas estas variáveis devem ser estudadas de forma a maximizar a eficiência global da planta. Contudo, deve-se atentar para que a temperatura na saída da câmara de combustão e entrada da turbina a gás não seja demasiadamente elevada, e possa danificar o material das palhetas.

Nas Figuras 3.3 a 3.9, pode-se ver a influência isolada de cada um destes três parâmetros sobre algumas saídas do sistema, mantendo-se as outras variáveis constantes.

3.4.1. Razão de Pressões

1..7	1 r_p [-]	2 m_c [kg/s]	3 rend_t [-]	4 T_3 [C]	5 x_{11} [-]
Run 1	14	21,55	0,5197	1176	0,9002
Run 2	15	21,46	0,5219	1188	0,8983
Run 3	16	21,38	0,5238	1198	0,8966
Run 4	17	21,31	0,5256	1208	0,895
Run 5	18	21,24	0,5272	1218	0,8936
Run 6	19	21,18	0,5286	1228	0,8922
Run 7	20	21,13	0,53	1237	0,891

Fig. 3.3 - Parametrização da razão de pressões

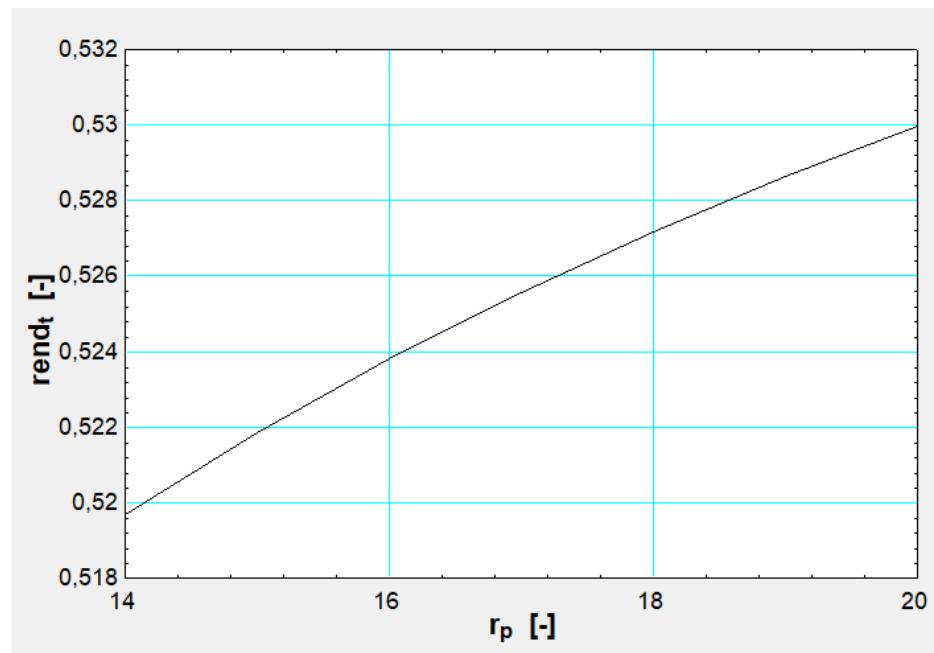


Fig. 3.4 - Influência da razão de pressões sobre o rendimento térmico

Pode-se notar que, conforme se aumenta a razão de pressões com que o compressor e a turbina do ciclo Brayton trabalham, o rendimento térmico do ciclo combinado, como um todo, aumenta, levando a uma queda no consumo de combustível.

3.4.2. Rendimento Isentrópico

1..5	rend _s [-]	m _c [kg/s]	rend _t [-]	T ₃ [C]	x ₁₁ [-]
Run 1	0,8	23,36	0,4794	1195	0,9536
Run 2	0,825	22,39	0,5002	1185	0,9266
Run 3	0,85	21,55	0,5197	1176	0,9002
Run 4	0,875	20,81	0,538	1168	0,8744
Run 5	0,9	20,17	0,5552	1159	0,8492

Fig. 3.5 - Parametrização do rendimento isentrópico

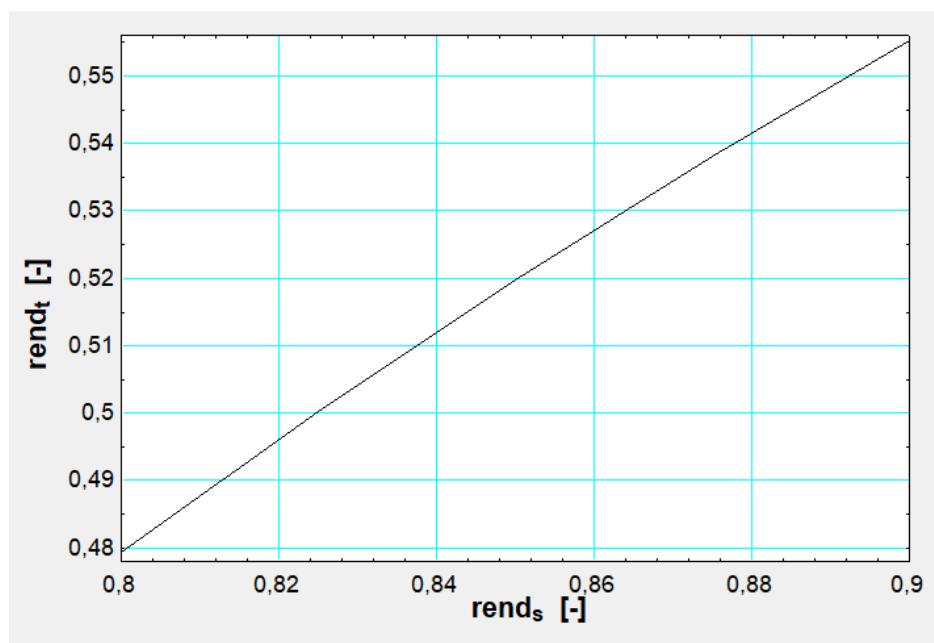


Fig. 3.6 - Influência do rendimento isentrópico sobre o rendimento térmico

Novamente, assim como no parâmetro anterior, o aumento no rendimento isentrópico também leva a um incremento no rendimento térmico. Isso se deve diretamente à diminuição das irreversibilidades do compressor, da bomba e das turbinas e à maior quantidade de trabalho disponível para ser realizado pelo fluido durante sua expansão. Contudo, nota-se uma queda considerável no valor do título ao final da expansão na turbina a vapor. Isso deve ser evitado, pois grandes porções de massa no estado líquido podem danificar os componentes da máquina. Borgnakke; Sonntag (2013) observam que, atualmente, as turbinas e compressores apresentam valores de eficiência isentrópica entre 0,70 e 0,88, sendo os valores maiores para máquinas de grande porte.

3.4.3. Excesso de ar

1..4	1 ar [-]	2 m _c [kg/s]	3 rend _t [-]	4 T ₃ [C]	5 x ₁₁ [-]
Run 1	1,8	18,72	0,5983	1597	100
Run 2	2	19,15	0,5847	1497	0,9995
Run 3	2,5	20,29	0,5519	1309	0,943
Run 4	3	21,55	0,5197	1176	0,9002

Fig. 3.7 - Parametrização do excesso de ar

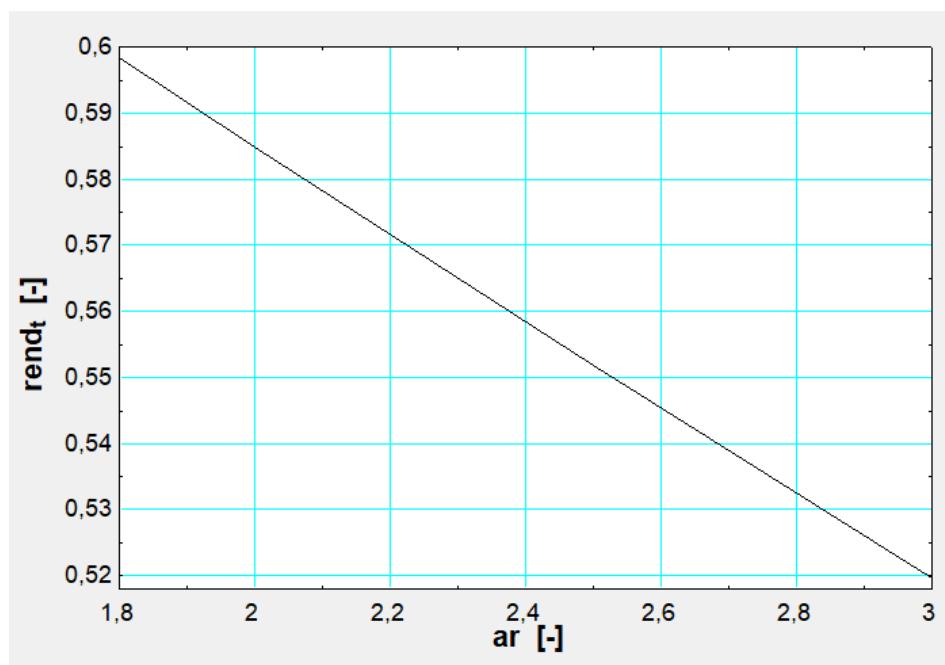


Fig. 3.8 - Influência do excesso de ar sobre o rendimento térmico

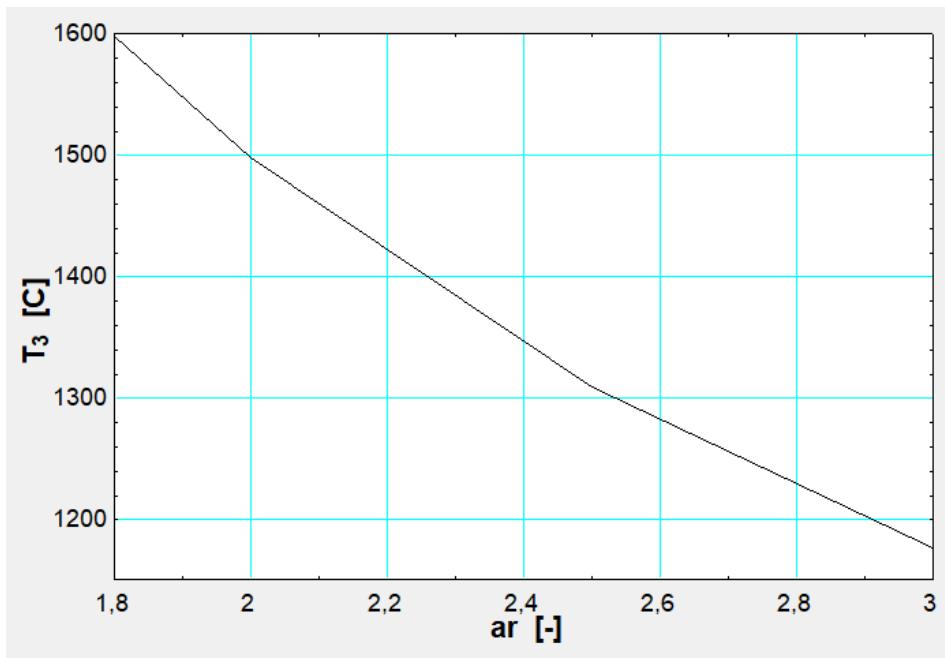


Fig. 3.9 - Influência do excesso de ar sobre a temperatura de chama adiabática

O excesso de ar que entra na turbina a gás é definido em relação à quantidade necessária para que a queima do combustível se dê de forma estequiométrica, não havendo presença de oxigênio ou nitrogênio dentre os produtos da combustão. No equacionamento, a quantidade estequiométrica de ar corresponde ao valor $ar=1$,

enquanto que um valor como $ar=3$ significa três vezes a quantidade estequiométrica, ou seja, 200% de excesso. Na parametrização utilizou-se valor mínimo de excesso de ar de 80% ($ar=1,8$), uma vez que a rotina no *software* utilizado não convergia para valores abaixo disso, por limitações próprias das tabelas termodinâmicas instaladas.

Em uma primeira análise, observando-se a Figura 3.8, o excesso de ar se mostra um entrave ao aumento do rendimento térmico, havendo maiores eficiências para quantidades de ar mais próximas da estequiométrica. Contudo, pode-se observar da Figura 3.9 que, quanto menor o excesso de ar, mais altas as temperaturas na entrada da turbina, ultrapassando as limitações metalúrgicas das turbinas atuais. Como já dito anteriormente, isso causará danos ao material das palhetas. Além disso, temperaturas muito elevadas podem permitir a formação de óxidos de nitrogênio, altamente poluentes e de difícil remoção dos produtos finais da combustão. O uso de proporção estequiométrica entre os reagentes também pode ocasionar combustão incompleta, havendo, também, formação de monóxido de carbono, igualmente indesejável.

Como se pode ver do exposto acima, o excesso de ar acaba sendo usado como uma forma de regular as condições da combustão, impedindo um aumento muito grande da temperatura na turbina, que poderia vir a danificá-la, e a formação de compostos indesejáveis, que não poderiam ser liberados na atmosfera.

4. OTIMIZAÇÃO A PARTIR DA MODELAGEM INICIAL

Ao se estudar os ciclos Brayton e Rankine individualmente, algumas modificações podem ser feitas sobre cada um de modo a melhorar suas condições de operação e suas eficiências.

4.1. Ciclo Brayton

Para o ciclo Brayton, por exemplo, a utilização de mais de um estágio de compressão, com resfriamento intermediário, faz com que o trabalho requerido para a compressão dos gases diminua: conforme se comprime um gás, sua temperatura aumenta, fazendo com que seu volume específico ao final da compressão seja significativamente maior do que aquele que se obteria para uma compressão isotérmica; se é feito um resfriamento entre os estágios da compressão, o volume específico é reduzido, diminuindo, assim, o trabalho requerido na segunda etapa da compressão. Ao diminuir o trabalho gasto no compressor disponibiliza-se mais trabalho líquido na planta.

Contudo, o resfriamento intermediário levará a uma menor temperatura de fornecimento de calor na câmara de combustão, e a um aumento no calor rejeitado (nesta situação, a uma temperatura relativamente elevada). Isso tende a levar a uma queda de eficiência no ciclo. Para diminuir esse efeito, emprega-se um regenerador ao final da expansão na turbina a gás, aproveitando um possível potencial térmico ainda existente nos gases de escape para pré-aquecer os gases que saem da compressão e entram na câmara de combustão. Isso objetiva um aumento na temperatura de fornecimento de calor, com consequente melhoria na eficiência térmica. Observa-se desde já, que a implementação deste regenerador está diretamente ligada à temperatura de saída dos gases da turbina, podendo tornar-se inviável caso esta seja demasiadamente baixa.

Pode-se, ainda, utilizar um reaquecimento no ciclo Brayton, adicionando-se combustível aos gases parcialmente expandidos em um primeiro estágio da turbina a gás. Isso permite o fornecimento de mais calor ao ciclo sem que se ultrapasse as limitações técnicas das palhetas da turbina. Ao mesmo tempo, aumenta-se a

temperatura média de fornecimento de calor, bem como a eficiência térmica do ciclo. Contudo, este processo não é usual em turbinas a gás para ciclos combinados. Além disso, também pode levar a um aumento do calor rejeitado através dos gases de escape.

4.2.Ciclo Rankine

Assim como no ciclo Brayton, existem algumas modificações possíveis que levam a um aumento de eficiência do ciclo Rankine. São elas a regeneração e o reaquecimento.

A regeneração consiste na retirada de uma fração de vapor parcialmente expandido na turbina, para pré-aquecer o fluido que sai do condensador em direção ao gerador de vapor. Isso é feito com o objetivo de se aumentar a temperatura de fornecimento de calor para a água, e elevar a eficiência do ciclo. Esse pré-aquecimento é feito da seguinte maneira: A fração de vapor extraída da turbina antes do fim da expansão (ainda quente) é misturada ao fluido que deixa o condensador (já parcialmente pressurizado) aquecendo-o e levando-o à condição de líquido saturado à pressão de extração. Ele passa, então, por mais um estágio de bombeamento, até alcançar a pressão do economizador/gerador de vapor, a uma temperatura mais elevada do que a que se obteria caso a compressão fosse feita adiabaticamente.

O reaquecimento consiste em se fornecer mais calor ao fluido, passando-o novamente pelo gerador de vapor após uma expansão parcial na turbina. Uma vez reaquecido e ainda a pressão elevada, o fluido retorna à turbina, para um segundo estágio de expansão. Novamente, isso tende a aumentar a temperatura de fornecimento de calor e a eficiência térmica do ciclo, mas o principal objetivo do reaquecimento é aumentar o título na saída da turbina a vapor, diminuindo a fração mássica no estado líquido, que pode causar erosão nas palhetas da turbina.

4.3. Modificações sobre o modelo inicial

Frente ao exposto acima, as modificações citadas foram implementadas no ciclo combinado já estudado na seção 3, de modo a se analisar seus respectivos efeitos sobre os parâmetros operacionais da planta. A seguir serão expostas as novas configurações obtidas. O equacionamento dos estados termodinâmicos segue a mesma metodologia daquele exposto na seção 3 e, por isso, será agora suprimido. Para efeito

comparativo será fixada a temperatura na entrada da turbina a gás, no valor obtido para o modelo inicial, de 1176°C (esse valor poderá ser alterado posteriormente para se adequar ao que é obtido pelas turbinas disponíveis comercialmente), deixando-se variar o excesso de ar que entra na turbina a gás, e por consequência, a razão ar-combustível.

4.3.1. Resfriamento Intermediário

Procede-se da seguinte maneira: o ciclo Brayton passará a contar com dois compressores em série, cada um com razão de pressão de 3,74, de modo que ao final da compressão, obtenha-se razão 14. Entre a saída do primeiro compressor e a entrada do segundo, é colocado um trocador de calor que fará o resfriamento do ar de volta à temperatura inicial de 25°C. Os demais componentes do ciclo combinado se mantêm como no modelo inicial. Pode-se ver o ciclo modificado na Figura 4.1 e os estados termodinâmicos na Tabela 4.1:

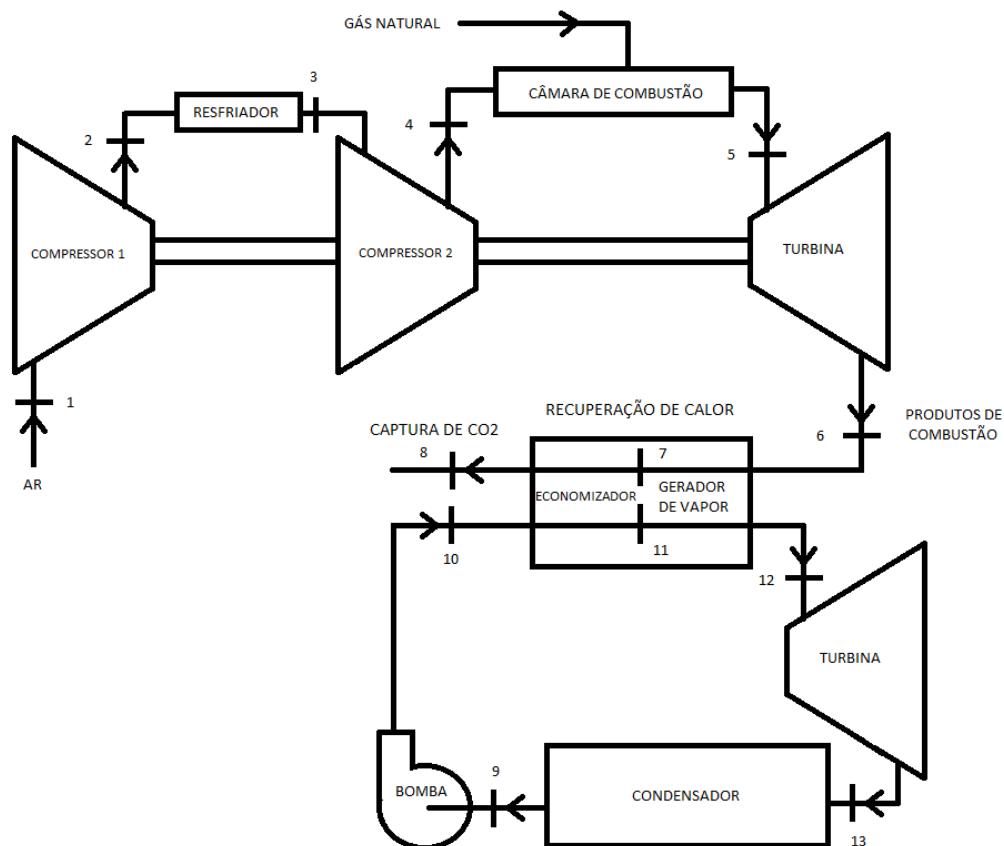


Fig. 4.1: Ciclo combinado com dois estágios de compressão e resfriamento intermediário (fonte: autor)

Tab. 4.1: Estados termodinâmicos do ciclo combinado com resfriamento intermediário

Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)
1	25	100	237,3
2	184	374,2	399,2
3	25	374,2	236,9
4	184,2	1400	399
5	1176	1400	1733
6	606,9	100	1019
7	321	100	689,1
8	148,5	100	500,5
9	45	9,59	188,4
10	45,75	10000	200,3
11	311	10000	1407
12	556,9	10000	3518
13	45	9,59	2348

Para as condições definidas acima, tem-se:

$$\dot{m}_c = 23,27 \frac{kg}{s} \quad \dot{m}_{ar} = 944,9 \frac{kg}{s} \quad \dot{m}_{água} = 151,3 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{W}_{cp,Brayton} = -306,1 \text{ MW} \quad \dot{W}_{tb,Brayton} = 690,9 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{cp,Rankine} = -1,792 \text{ MW} \quad \dot{W}_{tb,Rankine} = 177 \text{ MW}$$

$$\eta_{t,Brayton} = 33,07\% \quad \eta_{t,Rankine} = 34,91\% \quad \eta_t = 48,13\%$$

Observa-se que o rendimento de ambos os ciclos Brayton e combinado caem um pouco, uma vez que a temperatura de fornecimento de calor também caiu, e o calor rejeitado pelo ciclo aumentou. Além disso, pode-se notar a inviabilidade de se instalar um regenerador ao final do ciclo Brayton para pré-aquecimento do ar após a compressão, uma vez que a temperatura dos gases de escape é relativamente baixa.

Contudo, pode-se também perceber que a fração do trabalho da turbina consumida pelo compressor caiu consideravelmente, de 54,9% para 44,3%, como esperado.

4.3.2. Regeneração e Reaquecimento

Essa configuração será obtida da seguinte forma: o vapor que expande na turbina do ciclo Rankine será todo extraído da expansão a 17% da pressão de entrada e levado de volta ao gerador de vapor e reaquecido à mesma temperatura de entrada, voltando, em seguida, para a turbina. Quando estiver a 10% da pressão de entrada, uma fração será extraída da turbina e levada ao aquecedor de regeneração, e o restante do vapor será expandido até a pressão do condensador. Os demais componentes do ciclo combinado se mantêm como na configuração inicial. Pode-se ver o ciclo modificado na Figura 4.2 e os estados termodinâmicos na Tabela 4.2:

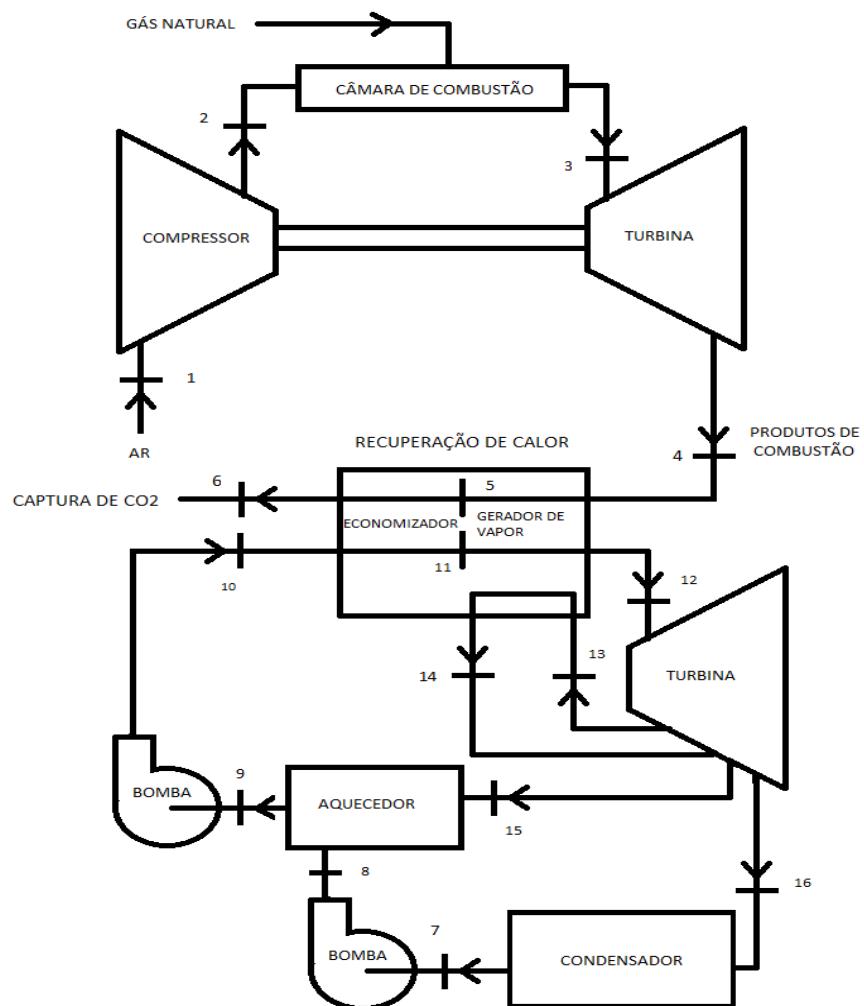


Fig. 4.2: Ciclo combinado com reaquecimento e regeneração no Rankine

Tab. 4.2: Estados termodinâmicos do ciclo combinado com reaquecimento e regeneração no ciclo Rankine

Estado	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)
1	25	100	237,3
2	407,2	1400	634,1
3	1176.	1400	1689
4	603	100	980,3
5	321	100	658,9
6	250,3	100	581,5
7	45	9,59	188,4
8	45,07	1000	189,6
9	179,9	1000	762,9
10	181,6	10000	774,8
11	311	10000	1407
12	553	10000	3508
13	313,4	1700	3062
14	553	1700	3588
15	476,1	1000	3427
16	52,2	9,59	2596

Para as condições definidas acima, tem-se:

$$\dot{m}_c = 22,46 \frac{kg}{s} \quad \dot{m}_{ar} = 1154 \frac{kg}{s} \quad \dot{m}_{água} = 143,9 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{W}_{cp,Brayton} = -457,8 \text{ MW} \quad \dot{W}_{tb,Brayton} = 833,8 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{cp,Rankine} = -1,883 \text{ MW} \quad \dot{W}_{tb,Rankine} = 185,9 \text{ MW}$$

$$\eta_{t,Brayton} = 33,48\% \quad \eta_{t,Rankine} = 39,21\% \quad \eta_t = 49,86\%$$

A pressão em que é realizado o reaquecimento foi escolhida de forma a se ter o vapor saindo da expansão parcial em temperatura próxima àquela do líquido saturado entrando no gerador de vapor. Assim, no momento de se realizar o balanço energético entre as correntes de gases, água e vapor, não seria necessário definir mais um estado intermediário entre 4 e 5 para separar as trocas de calor entre gás e vapor na geração e no reaquecimento.

Percebe-se que a adição de reaquecimento e regeneração ao ciclo Rankine resultou em um aumento bastante significativo de sua eficiência, em 4,34%. Contudo, a eficiência do ciclo combinado como um todo caiu pouco mais de 2%, pois o ciclo Rankine está gerando potência a uma eficiência maior, absorvendo menos calor dos gases de exaustão do ciclo Brayton (a água chega ao recuperador a uma temperatura mais alta, por já ter passado pela regeneração, e precisa de menos calor para alcançar o estado de saída do gerador de vapor). Isso é visto mais claramente ao se analisar a temperatura a que os gases queimados estão saindo da chaminé: 250,3°C. Essa temperatura é exatamente 100°C superior àquela em que os gases deixavam a planta no ciclo em sua configuração inicial. Isso se reflete em mais calor sendo rejeitado para o ambiente, logo, em uma eficiência térmica menor.

4.4. Comparações

Observa-se que as modificações usualmente aplicadas aos ciclos Brayton e Rankine quando estes trabalham individualmente têm, agora, um efeito negativo sobre o rendimento total da planta quando os dois ciclos operam em conjunto. A melhoria da parte superior do ciclo leva a uma diminuição do calor disponível para a parte inferior, e a uma maior rejeição de calor para o ambiente. O aumento de eficiência da parte inferior, por sua vez, leva a um menor aproveitamento do calor rejeitado pela parte superior.

Por fim, esta análise mostra que a configuração mais simples do ciclo combinado (ambos os ciclos Brayton e Rankine, cada qual com uma etapa de compressão, uma de fornecimento de calor, uma de expansão e uma última, de rejeição de calor) é, dada a análise feita acima, a mais eficiente.

5. MODELAGEM NO SOFTWARE GATECYCLE

Além do equacionamento feito no software EES, uma segunda modelagem foi feita no software GateCycle™. Neste, o ciclo combinado padrão é montado através da seleção e conexão de componentes individuais ou de grupos pré-montados, podendo-se modificar seus parâmetros de operação conforme o interesse. Por exemplo, pode-se selecionar um compressor genérico e, então, escolher sua razão de pressão e eficiência isentrópica. Ou ainda, pode-se selecionar um modelo de turbina a gás comercialmente disponível (já inclusos compressor e combustor), estando seus parâmetros e características já definidos.

5.1. Validação do equacionamento e mudanças de parâmetros

Para efeito de validação do equacionamento implementado no EES, foi desenvolvido um modelo a partir de componentes individuais, como ilustrado na Figura 5.1.

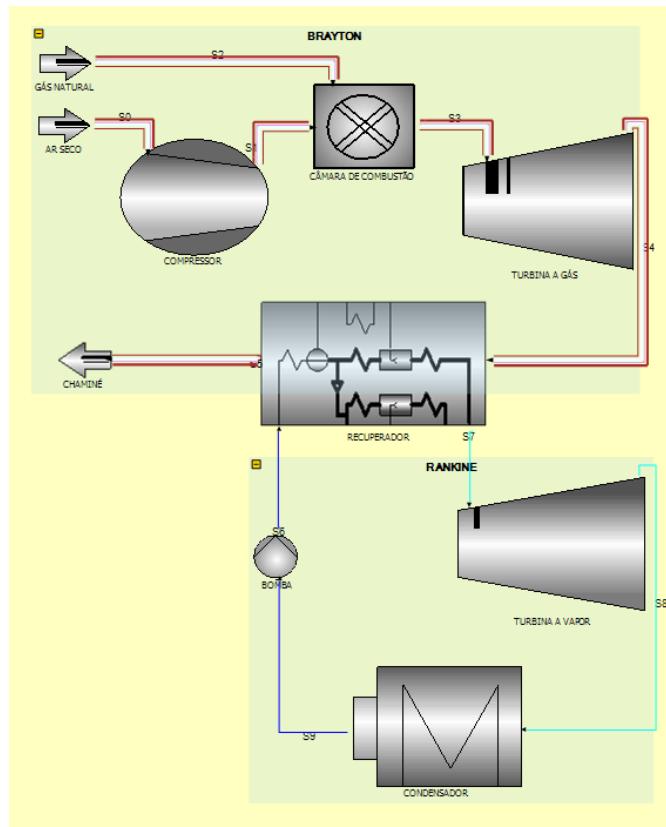


Fig. 5.1: Ciclo combinado modelado com componentes individuais no software GateCycle™

Inicialmente, foram fornecidos ao *software* os mesmos parâmetros definidos na seção 3 deste texto. Além destes, foram também dadas a temperatura na entrada da turbina a gás (1176°C) e a vazão mássica de ar (1107 kg/s). Felizmente, os valores obtidos para as propriedades termodinâmicas nos estados definidos anteriormente, bem como para consumo de combustível, potências geradas ou consumidas em cada componente foram compatíveis com aqueles encontrados pela modelagem inicial, com diferenças relativas inferiores a 1%, validando o equacionamento desenvolvido na seção 3. O rendimento total (η_t) e as potências líquidas dos ciclos Brayton ($\dot{W}_{\text{Brayton líquido}}$) e Rankine ($\dot{W}_{\text{Rankine líquido}}$) tiveram diferenças pouco maiores que 1%, pois o *software* considera também perdas no gerador (10,6 MW), tendo estas sido desconsideradas na modelagem inicial.

$$\dot{W}_{\text{Brayton líquido}} = 354 \text{ MW} \quad \dot{W}_{\text{Rankine líquido}} = 195,4 \text{ MW} \quad \eta_t = 50,85\%$$

Foi simulada também a mesma planta, agora com composições de ar e gás natural e eficiências de equipamentos fornecidas pelo *software* em sua configuração *default*, mais próxima dos valores reais:

- Ar: 76,6% de nitrogênio; 20,55% de oxigênio; 1,9% de vapor d'água; 0,92% de argônio; e 0,03% de dióxido de carbono.
- Gás natural: 87,08% de metano; 7,83% de etano; 2,94% de propano; 1,47% de nitrogênio; e 0,68% de dióxido de carbono.
- Eficiências isentrópicas: 0,9 para turbinas (a gás e a vapor); 0,88 para compressor; e 0,85 para bomba.
- Eficiência da combustão: 0,995

Para esta situação, houve aumento significativo da eficiência térmica do ciclo, que alcançou 54,06%, devido a melhores eficiências isentrópicas.

As simulações feitas até aqui se deram em um cenário conservador, com baixa razão de pressão, e baixa temperatura na entrada da turbina a gás (devida ao excesso de 200% de ar). Buscando-se simular uma condição mais arrojada, tomou-se como exemplo a turbina Alstom GT26, cuja razão de pressão 30 e a temperatura de entrada da turbina de 1300°C foram fornecidas por Susta; Greth (2001). Obteve-se uma eficiência total de 56,24%, tendo o ciclo Brayton sozinho uma eficiência de 43,23%.

Esse valor é superior aos 40,3% fornecidos por Susta; Greth (2001). Isso pode ser justificado por diferenças entre o valor de rendimento isentrópico utilizado e o valor real para a turbina. Apesar da diferença, nota-se o grande aumento de eficiência do ciclo Brayton pelo valor bastante alto da razão de pressão, que para a maioria das turbinas fica entre 15 e 21. Susta; Greth (2001) ainda mencionam turbinas que alcançam temperaturas mais altas, como os modelos 7001G e 9001G da GE *Power Systems*, que chegam a 1430°C, e os modelos 501G e 701G da Mitsubishi *Heavy Industries*, que alcançam 1500°C. A série J da Mitsubishi, lançada após a publicação de seu trabalho, pode chegar a temperaturas da ordem de 1600°C, levando a rendimentos superiores a 60% para ciclos combinados de altas potências.

5.2. Seleção das turbinas a gás

Até o momento, os valores de eficiências encontrados foram obtidos através de modelos teóricos para os ciclos Brayton e Rankine, aplicando-se as leis da Termodinâmica para determinação de estados, potências e trocas de calor. Finalmente, prossegue-se à análise utilizando dados de turbinas a gás reais. Agora, compressor, combustor e turbina propriamente dita integram um único componente, cujas propriedades são definidas pelo modelo comercial escolhido.

Antes de se realizar essa escolha, alguns comentários devem ser feitos.

No cenário estipulado por Børresen et al. (2013), um conjunto de oito FPSO's consome, em demanda máxima, um total de 560 MW. Contudo, em condições reais de operação, essa demanda raramente será alcançada. Isso porque a produção de óleo e gás dos FPSO's é uma função do poço explorado e do tempo decorrido desde o início da extração.

Barbosa et al. (2017) e Gallo et al. (2017) propõem curvas de produção para óleo, gás e água tratada (esta sendo um subproduto da extração) e demanda elétrica ao longo das vidas úteis de dois poços. Como observado por Gallo et al. (2017), a produção dos poços se inicia em cenário favorável, com alto teor de óleo na fase líquida e de gás natural na fase gasosa. A produção dos dois atinge um pico, e então começa a cair, com o aumento das frações de água e dióxido de carbono no poço. Contudo, o pico de demanda energética ocorre um pouco depois, devido à crescente

produção de água. Conforme o conteúdo de óleo e gás no poço diminui, a produção total (incluindo água e dióxido de carbono) também é diminuída.

Como dito, essa curva de produção é função do poço e do tempo. Logo, para embarcações instaladas em momentos e locais diferentes, os picos de demanda tendem a ocorrer em instantes diferentes para cada uma delas. Assim, a demanda de 560 MW estipulada anteriormente dificilmente irá ocorrer.

Porém, por questões de segurança de projeto, como deve haver uma capacidade instalada maior do que a demanda (caso algum componente apresente falha), aplicou-se um fator de segurança de 1,2 sobre o valor dado acima, definindo-se uma capacidade instalada de 672 MW, garantindo-se o suprimento energético mesmo com falha de um ou outro componente.

Para a seleção das turbinas, os seguintes critérios foram usados: seus geradores devem operar em 60 Hz, assim como o resto do sistema elétrico nacional; o conjunto deve permitir um funcionamento escalonado, ligando-se ou desligando-se grupos inteiros conforme a demanda variar, evitando-se a operação em carga parcial; todas as turbinas devem ser do mesmo fabricante, por questão de compatibilidade e facilidade de manutenção; prioriza-se a maior eficiência. A seleção foi feita com base no 2012 GTW Handbook, de Gas Turbine World, que apresenta uma seção específica de turbinas a gás para ciclos combinados.

Com os critérios adotados acima, encontrou-se a seguinte configuração, composta por turbinas Siemens *Energy Oil & Gas*:

- Quatro módulos SCC-800 2x1, de duas turbinas a gás SGT-800 e uma turbina a vapor não especificada no *handbook*, tendo potência nominal de 135 MW, totalizando 540 MW, com eficiência de 54,4%.
- Dois módulos SCC-800 1x1, de uma turbina a gás SGT-800 e uma turbina a vapor não especificada no *handbook*, tendo potência nominal de 66,1 MW, totalizando 132,2 MW, com eficiência de 53,7%.

Dessa forma, o conjunto todo terá capacidade de gerar até 672,2 MW, bastante próximo ao que foi estipulado e o número de grupos geradores permite o escalonamento da geração de diversas formas, podendo-se evitar operar em carga

parcial. Observa-se que, para o sistema gerador adotado acima, serão necessárias dezesseis turbinas, sendo dez a gás e seis a vapor. Isso representa uma redução pela metade no número de equipamentos de geração em relação ao sistema adotado hoje, no qual os oito FPSO's possuem juntos um total de trinta e duas turbinas a gás. Ainda, caso uma das turbinas entre em manutenção, o sistema ainda será capaz de gerar potência suficiente para suprir a demanda. Mesmo na ocasião de desligamento de um dos módulos de 135 MW, o sistema ainda pode gerar 537,2 MW, quase a demanda total (lembrando que esta dificilmente será atingida).

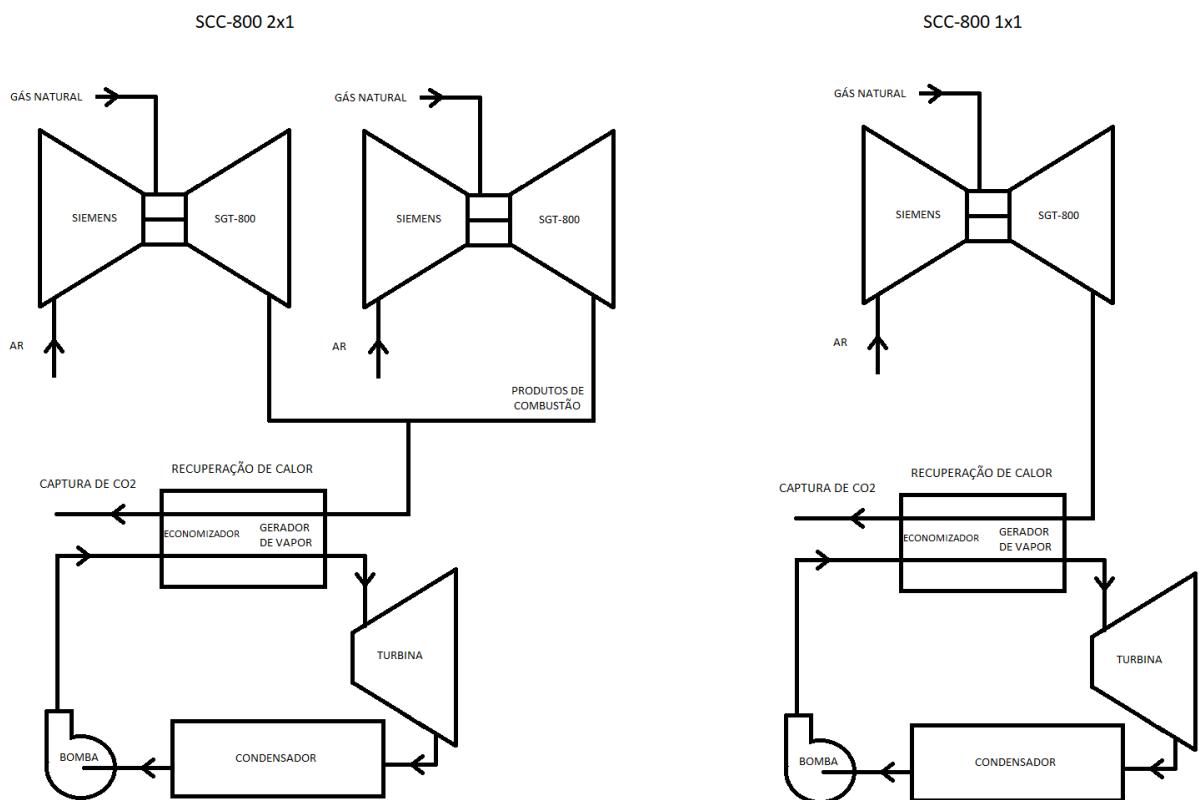


Fig. 5.2: Diagrama dos módulos SCC-800 2x1 (esquerda) e SCC-800 1x1 (direita)

Foi simulada no GateCycle™ a configuração correspondente ao módulo SCC-800 1x1, escolhendo-se o modelo SGT-800 na biblioteca do *software*, e inserindo-o no ciclo combinado já modelado anteriormente. Foi encontrada uma eficiência de 51,8%, abaixo dos 53,7% dados pelo *handbook*. Isso pode ser justificado por possíveis diferenças na modelagem do ciclo Rankine, como, por exemplo, a escolha de outras pressões para o condensador, ou mesmo eficiências isentrópicas diferentes para bomba e turbina a vapor. Na simulação, o ciclo Brayton sozinho obteve eficiência térmica de 36,6%.

6. CONCLUSÕES

A busca por melhores eficiências em plantas energéticas que funcionam a partir de turbinas a gás está intimamente ligada à adoção do ciclo combinado Brayton-Rankine, devido à possibilidade de se recuperar calor a partir do rejeito térmico do ciclo Brayton e utilizá-lo para se gerar mais trabalho. Isso permite aumentar o rendimento térmico dos 36-38% obtidos somente com a turbina a gás para valores superiores aos 50%, pela adição de um ciclo a vapor.

A modelagem teórica do ciclo combinado padrão desenvolvida aqui permitiu encontrar eficiências de 54-56%. O grau de concordância dos valores teóricos com aqueles obtidos em plantas reais dependerá do conhecimento de parâmetros como rendimento isentrópico dos componentes e pressão do condensador do ciclo a vapor.

A implementação de modificações como resfriamento intermediário no ciclo Brayton, e regeneração e reaquecimento no ciclo Rankine, se mostrou ineficiente quando se opera um ciclo combinado. Isso se deve aos seguintes fatores: aumento da rejeição de calor com inviabilidade do uso de regenerador no ciclo Brayton (acarretando menor temperatura de fornecimento de calor), e menor aproveitamento pelo ciclo Rankine do calor rejeitado pelo ciclo a gás (levando à rejeição de calor a temperaturas mais altas pela exaustão dos gases). Assim, mostrou-se que a configuração mais simples do ciclo combinado acaba por ser a mais eficiente também.

Aumentos adicionais de eficiência são previstos por Susta; Greth (2001) no setor de turbinas a gás para um futuro próximo: avanços tecnológicos nos processos de fabricação e nos sistemas de arrefecimento e proteção térmica das palhetas possibilitarão que as turbinas trabalhem cada vez em temperaturas mais e mais elevadas, aumentando o rendimento térmico.

Além do aumento de eficiência trazido pela adição do ciclo a vapor, o sistema de geração adotado permite a redução pela metade do número de turbinas operantes, devido à centralização da geração, diminuindo o número de turbinas reservas e fazendo as turbinas operantes trabalharem em condição de plena carga ou próximo a ela. Citam-se, ainda, outras vantagens já mencionadas anteriormente: o funcionamento da

plataforma de geração como um centro logístico e a liberação de espaço em deck nos FPSO's alimentados por ela.

Contudo, o sistema centralizado em uma única plataforma impede o aproveitamento do calor gerado na queima do gás nas turbinas para o processamento do petróleo, que continua sendo feito em cada FPSO, ou seja, distante da plataforma de geração. A queima suplementar de gás nos próprios FPSO's pode ser uma alternativa para o suprimento de carga térmica.

Frente ao exposto, a centralização da geração elétrica de várias plataformas *offshore*, em conjunto com a utilização do ciclo combinado Brayton-Rankine, se apresenta como uma possibilidade bastante interessante e promissora para o setor de extração de óleo e gás, diminuindo os custos relativos à produção, e facilitando uma maior inserção do gás natural na matriz energética nacional.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Barbosa, Y., et al., “Evaluation of FPSO cogeneration plants”, ECOS, 2017
- Borgnakke, C., Sonntag, R., “Fundamentos da Termodinâmica”, 8^a edição, Blucher, 2013
- Børresen, S., et al., “Opera – Offshore Power System for the New Era”, Offshore Technology Conference, 2013
- EES – Engineering Equation Solver, F-Chart Software
- Gallo, W., et al., “Exergy analysis of the compression systems and its prime movers for a FPSO unit”, Journal of Natural Gas Science and Engineering, Elsevier, 2017
- Gas Turbine World, “2012 GTW Handbook”, Volume 29, 2012
- GateCycle, GE Power
- Instituto Acende Brasil, “O Mercado de Gás Natural e a Geração Termelétrica”, 2016
- K. Lee, et al., “A new design concept for offshore nuclear power plants with enhanced safety features”, Nuclear Engineering and Design, Elsevier, 2013
- Rüth, C., “A New Concept for Japan's Power Needs”, Pictures of the Future, Siemens, 2015
- Siemens, “Siemens gas turbine portfolio”, Siemens. Pode ser encontrado em [siemens.com/gasturbines](http://www.siemens.com/gasturbines), acessado em 07/12/2016
- Susta, M. R., Greth, M., “Efficiency Improvement Possibilities in CCGT Power Plant Technology”, Power Generation Consulting Engineers, 2001
- Windén, B., et al., “Investigation of offshore thermal power plant with carbon capture as an alternative to carbon dioxide transport”, Ocean Eng, 2013, <http://dx.doi.org/10.1016/j.oceaneng.2013.07.016>

APÊNDICE I

Implementação do ciclo combinado padrão no *software EES*

```

"CICLO BRAYTON"

"Parâmetros"
r_p=14
rend_s=0,85
{ar=3} "ar-1 de excesso de ar"

"
"ESTADO 1 - ar ambiente"

T_1=25 [C]
P_1=100 [kPa]

y_O2=0,21
y_N2=0,79

Molar_ar=y_O2*molarmass(Oxygen)+y_N2*molarmass(Nitrogen)
c_O2=y_O2*molarmass(Oxygen)/Molar_ar
c_N2=y_N2*molarmass(Nitrogen)/Molar_ar

"cálculos nas pressões parciais; total ponderado pelas frações mássicas; por
quilograma de ar"

s_O2_1=entropy(Oxygen; T=T_1; P=P_1*y_O2)
s_N2_1=entropy(Nitrogen; T=T_1; P=P_1*y_N2)
s_1=c_O2*s_O2_1+c_N2*s_N2_1

h_O2_1=enthalpy(Oxygen; T=T_1; P=P_1*y_O2)
h_N2_1=enthalpy(Nitrogen; T=T_1; P=P_1*y_N2)
h_1=c_O2*h_O2_1+c_N2*h_N2_1

"
"ESTADO 2s - saída do compressor, entrada da câmara de combustão -
ISENTRÓPICO"

P_2=P_1*r_p

"igualando as entropias antes e depois da compressão"
c_O2*entropy(Oxygen; T=T_2s; P=P_2*y_O2)+c_N2*entropy(Nitrogen; T=T_2s;
P=P_2*y_N2)=s_1

h_O2_2s=enthalpy(Oxygen; T=T_2s; P=P_2*y_O2)
h_N2_2s=enthalpy(Nitrogen; T=T_2s; P=P_2*y_N2)

```

```

h_2s=c_O2*h_O2_2s+c_N2*h_N2_2s

"
"ESTADO 2 - saída do compressor, entrada da câmara de combustão - REAL"

"aplicando rendimento isentrópico sobre as diferenças de entalpias"
h_O2_2=enthalpy(Oxygen; T=T_2; P=P_2*y_O2)
h_N2_2=enthalpy(Nitrogen; T=T_2; P=P_2*y_N2)
h_2=c_O2*h_O2_2+c_N2*h_N2_2
h_2-h_1=(h_2s-h_1)/rend_s

s_O2_2=entropy(Oxygen; T=T_2; P=P_2*y_O2)
s_N2_2=entropy(Nitrogen; T=T_2; P=P_2*y_N2)
s_2=c_O2*s_O2_2+c_N2*s_N2_2

"
"ESTADO 3 - saída da câmara de combustão adiabática, entrada da turbina"

"reação: n1*CH4 + n2*C2H6 + n3*C3H8 + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*(O2 + 3,76*N2)
= (n1 + 2*n2 + 3*n3)*CO2 + (2*n1 + 3*n2 + 4*n3)*H2O + (ar-1)*(n1*2 + n2*3,5
+ n3*5)*O2 + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76*N2"

n1=0,99999998"proporção volumétrica/molar dos componentes do GN"
n2=0,00000001
n3=0,00000001

ni=n1 + n2 + n3 + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*4,76
nf=n1 + 2*n2 + 3*n3 + 2*n1 + 3*n2 + 4*n3 + (ar-1)*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5) +
ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76

y_CH4=n1/ni
y_C2H6=n2/ni
y_C3H8=n3/ni
y_O2_r=ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)/ni
y_N2_r=ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76/ni

y_CO2=(n1 + 2*n2 + 3*n3)/nf
y_H2O=(2*n1 + 3*n2 + 4*n3)/nf
y_O2_p=(ar-1)*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)/nf
y_N2_p=ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76/nf

"TEMPERATURA DE CHAMA ADIABÁTICA - entalpia dos reagentes = entalpia dos
produtos"

P_3=P_2: {T_3=1400}
T_GN=65 [C]

hf_CH4=enthalpy_formation(CH4)*molarmass(CH4)           "AS      ENTALPIAS      DE
FORMAÇÃO E A TCA SÃO CALCULADAS USANDO GASES IDEAIS"
hf_C2H6=enthalpy_formation(C2H6)*molarmass(C2H6)

```

```

hf_C3H8=enthalpy_formation(C3H8)*molarmass(C3H8)
hf_CO2=enthalpy_formation(CO2)*molarmass(CO2)
hf_H2O=enthalpy_formation(H2O)*molarmass(H2O)

h_r = n1*(hf_CH4 + molarmass(CH4)*(enthalpy(CH4; T=T_GN)-enthalpy(CH4; T=T_1))) + n2*(hf_C2H6 + molarmass(C2H6)*(enthalpy(C2H6; T=T_GN)-enthalpy(C2H6; T=T_1))) + n3*(hf_C3H8 + molarmass(C3H8)*(enthalpy(C3H8; T=T_GN)-enthalpy(C3H8; T=T_1))) + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*molarmass(O2)*(enthalpy(O2; T=T_2)-enthalpy(O2; T=T_1)) + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76*molarmass(N2)*(enthalpy(N2; T=T_2)-enthalpy(N2; T=T_1))

h_p = (n1 + 2*n2 + 3*n3)*(hf_CO2 + molarmass(CO2)*(enthalpy(CO2; T=T_3)-enthalpy(CO2; T=T_1))) + (2*n1 + 3*n2 + 4*n3)*(hf_H2O + molarmass(H2O)*(enthalpy(H2O; T=T_3)-enthalpy(H2O; T=T_1))) + (ar-1)*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*molarmass(O2)*(enthalpy(O2; T=T_3)-enthalpy(O2; T=T_1)) + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76*molarmass(N2)*(enthalpy(N2; T=T_3)-enthalpy(N2; T=T_1))

h_r=h_p

Molar_prod=y_CO2*molarmass(CO2)+y_H2O*molarmass(H2O)+y_O2_p*molarmass(O2)+y_N2_p*molarmass(N2)
c_CO2=y_CO2*molarmass(CO2)/Molar_prod
c_H2O=y_H2O*molarmass(H2O)/Molar_prod
c_O2_p=y_O2_p*molarmass(O2)/Molar_prod
c_N2_p=y_N2_p*molarmass(N2)/Molar_prod

h_CO2_3=enthalpy(CarbonDioxide; T=T_3; P=P_3*y_CO2) "AS ENTALPIAS E ENTROPIAS NOS ESTADOS REAIS SÃO CALCULADAS USANDO GASES REAIS"
h_H2O_3=enthalpy(Steam; T=T_3; P=P_3*y_H2O)
h_O2_3=enthalpy(Oxygen; T=T_3; P=P_3*y_O2_p)
h_N2_3=enthalpy(Nitrogen; T=T_3; P=P_3*y_N2_p)
h_3=c_CO2*h_CO2_3+c_H2O*h_H2O_3+c_O2_p*h_O2_3+c_N2_p*h_N2_3 "por quilograma de fumos da combustão"

s_CO2_3=entropy(CarbonDioxide; T=T_3; P=P_3*y_CO2)
s_H2O_3=entropy(Steam; T=T_3; P=P_3*y_H2O)
s_O2_3=entropy(Oxygen; T=T_3; P=P_3*y_O2_p)
s_N2_3=entropy(Nitrogen; T=T_3; P=P_3*y_N2_p)
s_3=c_CO2*s_CO2_3+c_H2O*s_H2O_3+c_O2_p*s_O2_3+c_N2_p*s_N2_3

"
"ESTADO 4s - saída da turbina, entrada do gerador de vapor - ISENTRÓPICO"
P_4=P_1

"igualando as entropias antes e depois da expansão"
c_CO2*entropy(CarbonDioxide; T=T_4s; P=P_4*y_CO2)+c_H2O*entropy(Steam; T=T_4s; P=P_4*y_H2O)+c_O2_p*entropy(Oxygen; T=T_4s; P=P_4*y_O2_p)+c_N2_p*entropy(Nitrogen; T=T_4s; P=P_4*y_N2_p)=s_3

```

```

h_CO2_4s=enthalpy(CarbonDioxide; T=T_4s; P=P_4*y_CO2)
h_H2O_4s=enthalpy(Steam; T=T_4s; P=P_4*y_H2O)
h_O2_4s=enthalpy(Oxygen; T=T_4s; P=P_4*y_O2_p)
h_N2_4s=enthalpy(Nitrogen; T=T_4s; P=P_4*y_N2_p)
h_4s=c_CO2*h_CO2_4s+c_H2O*h_H2O_4s+c_O2_p*h_O2_4s+c_N2_p*h_N2_4s

"
"_____
"ESTADO 4 - saída da turbina, entrada do gerador de vapor - REAL"

"aplicando rendimento isentrópico sobre as diferenças de entalpias"
h_CO2_4=enthalpy(CarbonDioxide; T=T_4; P=P_4*y_CO2)
h_H2O_4=enthalpy(Steam; T=T_4; P=P_4*y_H2O)
h_O2_4=enthalpy(Oxygen; T=T_4; P=P_4*y_O2_p)
h_N2_4=enthalpy(Nitrogen; T=T_4; P=P_4*y_N2_p)
h_4=c_CO2*h_CO2_4+c_H2O*h_H2O_4+c_O2_p*h_O2_4+c_N2_p*h_N2_4
h_3-h_4=(h_3-h_4s)*rend_s

"
"_____
"ESTADO 5 - saída do gerador de vapor"

P_5=P_4: T_5=T_9+10 [C]

h_CO2_5=enthalpy(CarbonDioxide; T=T_5; P=P_5*y_CO2)
h_H2O_5=enthalpy(Steam; T=T_5; P=P_5*y_H2O)
h_O2_5=enthalpy(Oxygen; T=T_5; P=P_5*y_O2_p)
h_N2_5=enthalpy(Nitrogen; T=T_5; P=P_5*y_N2_p)
h_5=c_CO2*h_CO2_5+c_H2O*h_H2O_5+c_O2_p*h_O2_5+c_N2_p*h_N2_5

"
"_____
"ESTADO 6 - saída do economizador"

P_6=P_4

h_CO2_6=enthalpy(CarbonDioxide; T=T_6; P=P_6*y_CO2)
h_H2O_6=enthalpy(Steam; T=T_6; P=P_6*y_H2O)
h_O2_6=enthalpy(Oxygen; T=T_6; P=P_6*y_O2_p)
h_N2_6=enthalpy(Nitrogen; T=T_6; P=P_6*y_N2_p)
h_6=c_CO2*h_CO2_6+c_H2O*h_H2O_6+c_O2_p*h_O2_6+c_N2_p*h_N2_6

"
"_____
"CICLO RANKINE"

"r_p e rend_s iguais"

"
"_____
"ESTADO 7 - saída do condensador, entrada da bomba"

T_7=45 [C]: x_7=0 "líquido saturado"

```

```

P_7=p_sat(water; T=T_7)
h_7=enthalpy(water; T=T_7; x=x_7)
s_7=entropy(water; T=T_7; x=x_7)

"
"ESTADO 8s - saída da bomba, entrada do economizador - ISENTRÓPICO"

P_8=10000 [kPa]

"igualando as entropias antes e depois da compressão"
entropy(water; T=T_8s; P=P_8)=s_7
h_8s=enthalpy(water; T=T_8s; P=P_8)

"
"ESTADO 8 - saída da bomba, entrada do economizador - REAL"

"aplicando rendimento isentrópico sobre as diferenças de entalpias"
h_8=enthalpy(water; T=T_8; P=P_8)
h_8-h_7=(h_8s-h_7)/rend_s
s_8=entropy(water; T=T_8; P=P_8)

"
"ESTADO 9 - saída do economizador, entrada do gerador de vapor"

P_9=P_8
T_9=t_sat(water; P=P_9)
x_9=0
h_9=enthalpy(water; x=x_9; P=P_9)
s_9=entropy(water; x=x_9; P=P_9)

"
"ESTADO 10 - saída do gerador de vapor, entrada da turbina"

P_10=P_9: T_10={625} T_4-50 [C]
h_10=enthalpy(water; T=T_10; P=P_10)
s_10=entropy(water; T=T_10; P=P_10)

"
"ESTADO 11s - saída da turbina, entrada do condensador - ISENTRÓPICO"

P_11=P_7
x_11s=quality(water; P=P_11; s=s_10)
h_11s=enthalpy(water; x=x_11s; P=P_11)

"
"ESTADO 11 - saída da turbina, entrada do condensador - REAL"

"aplicando rendimento isentrópico sobre as diferenças de entalpias"
x_11=quality(water; P=P_11; h=h_11)
h_10-h_11=(h_10-h_11s)*rend_s

```

```

"-----"
"ASPECTOS ENERGÉTICOS"

F=ar*(n1*2+n2*3,5+n3*5)*(molarmass(Oxygen)+3,76*molarmass(Nitrogen))/(n1*molarmass(Methane)+n2*molarmass(Ethane)+n3*molarmass(Propane))
m_ar=F*m_c

m_agua*(h_10-h_9)=-m_c*(1+F)*(h_5-h_4)
m_agua*(h_9-h_8)=-m_c*(1+F)*(h_6-h_5)

w_cp_brayton=-m_ar*(h_2-h_1)
w_tb_brayton=-(m_ar+m_c)*(h_4-h_3)
w_cp_rankine=-m_agua*(h_8-h_7)
w_tb_rankine=-m_agua*(h_11-h_10)

w_brayton=w_tb_brayton+w_cp_brayton
w_rankine=w_tb_rankine+w_cp_rankine

w_total=w_brayton+w_rankine
w_total=560000 [kw] "DEMANDA A SER SUPRIDA"

y1=n1
y2=n2
y3=n3

Molar_comb=y1*molarmass(Methane)+y2*molarmass(Ethane)+y3*molarmass(Propane)
c_1=y1*molarmass(Methane)/Molar_comb
c_2=y2*molarmass(Ethane)/Molar_comb
c_3=y3*molarmass(Propane)/Molar_comb

PCI=c_1*50010 [kJ/kg] +c_2*47484 [kJ/kg] +c_3*46352 [kJ/kg]

Q_fornecido=m_c*PCI
Q_agua= m_agua*(h_10-h_9+h_9-h_8)

rend_brayton=w_brayton/Q_fornecido
rend_rankine=w_rankine/Q_agua
rend_t=w_total/Q_fornecido

```

Implementação do ciclo combinado com resfriamento intermediário no software EES

```

"CICLO BRAYTON"

"Parâmetros"
r_p=14
rend_s=0,85
{ar=3} "ar-1 de excesso de ar"

```

```

"
"ESTADO 1 - ar ambiente"
"
```

$T_1=25$ [C]
 $P_1=100$ [kPa]

$y_{O2}=0,21$
 $y_{N2}=0,79$

$Molar_ar=y_{O2}*\text{molarmass(Oxygen)}+y_{N2}*\text{molarmass(Nitrogen)}$
 $c_{O2}=y_{O2}*\text{molarmass(Oxygen)}/Molar_ar$
 $c_{N2}=y_{N2}*\text{molarmass(Nitrogen)}/Molar_ar$

"cálculos nas pressões parciais; total ponderado pelas frações massicas; por quilograma de ar"

$s_{O2_1}=\text{entropy(Oxygen; T=T_1; P=P_1*y_O2)}$
 $s_{N2_1}=\text{entropy(Nitrogen; T=T_1; P=P_1*y_N2)}$
 $s_1=c_{O2}*s_{O2_1}+c_{N2}*s_{N2_1}$

$h_{O2_1}=\text{enthalpy(Oxygen; T=T_1; P=P_1*y_O2)}$
 $h_{N2_1}=\text{enthalpy(Nitrogen; T=T_1; P=P_1*y_N2)}$
 $h_1=c_{O2}*h_{O2_1}+c_{N2}*h_{N2_1}$

```

"
"ESTADO 2s - saída do compressor 1, entrada do intercooler - ISENTRÓPICO"
"
```

$P_2=P_1*(r_p)^{0,5}$

"igualando as entropias antes e depois da compressão"
 $c_{O2}*\text{entropy(Oxygen; T=T_2s; P=P_2*y_O2)}+c_{N2}*\text{entropy(Nitrogen; T=T_2s; P=P_2*y_N2)}=s_1$

$h_{O2_2s}=\text{enthalpy(Oxygen; T=T_2s; P=P_2*y_O2)}$
 $h_{N2_2s}=\text{enthalpy(Nitrogen; T=T_2s; P=P_2*y_N2)}$
 $h_{2s}=c_{O2}*h_{O2_2s}+c_{N2}*h_{N2_2s}$

```

"
"ESTADO 2 - saída do compressor 1, entrada do intercooler - REAL"
"
```

"aplicando rendimento isentrópico sobre as diferenças de entalpias"
 $h_{O2_2}=\text{enthalpy(Oxygen; T=T_2; P=P_2*y_O2)}$
 $h_{N2_2}=\text{enthalpy(Nitrogen; T=T_2; P=P_2*y_N2)}$
 $h_2=c_{O2}*h_{O2_2}+c_{N2}*h_{N2_2}$
 $h_{2-h_1}=(h_{2s}-h_1)/\text{rend_s}$

```

"
"ESTADO 3 - saída do intercooler, entrada do compressor 2"
"
```

$T_3=T_1: P_3=P_2$

```

s_O2_3=entropy(Oxygen; T=T_3; P=P_3*y_O2)
s_N2_3=entropy(Nitrogen; T=T_3; P=P_3*y_N2)
s_3=c_O2*s_O2_3+c_N2*s_N2_3

h_O2_3=enthalpy(Oxygen; T=T_3; P=P_3*y_O2)
h_N2_3=enthalpy(Nitrogen; T=T_3; P=P_3*y_N2)
h_3=c_O2*h_O2_3+c_N2*h_N2_3

"
"ESTADO 4s - saída do compressor 2, entrada da câmara de combustão - ISENTRÓPICO"
"ESTADO 4 - saída do compressor 2, entrada da câmara de combustão - REAL"
"aplicando rendimento isentrópico sobre as diferenças de entalpias"
h_O2_4=enthalpy(Oxygen; T=T_4; P=P_4*y_O2)
h_N2_4=enthalpy(Nitrogen; T=T_4; P=P_4*y_N2)
h_4=c_O2*h_O2_4+c_N2*h_N2_4
h_4-h_3=(h_4s-h_3)/rend_s

s_O2_4=entropy(Oxygen; T=T_4; P=P_4*y_O2)
s_N2_4=entropy(Nitrogen; T=T_4; P=P_4*y_N2)
s_4=c_O2*s_O2_4+c_N2*s_N2_4

"
"ESTADO 5 - saída da câmara de combustão adiabática, entrada da turbina"
"reação: n1*CH4 + n2*C2H6 + n3*C3H8 + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*(O2 + 3,76*N2)
= (n1 + 2*n2 + 3*n3)*CO2 + (2*n1 + 3*n2 + 4*n3)*H2O + (ar-1)*(n1*2 + n2*3,5
+ n3*5)*O2 + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76*N2"

n1=0,99999998"proporção volumétrica/molar dos componentes do GN"
n2=0,00000001
n3=0,00000001

ni=n1 + n2 + n3 + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*4,76
nf=n1 + 2*n2 + 3*n3 + 2*n1 + 3*n2 + 4*n3 + (ar-1)*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5) +
ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76

```

```

y_CH4=n1/ni
y_C2H6=n2/ni
y_C3H8=n3/ni
y_O2_r=ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)/ni
y_N2_r=ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76/ni

```

```

y_CO2=(n1 + 2*n2 + 3*n3)/nf
y_H2O=(2*n1 + 3*n2 + 4*n3)/nf
y_O2_p=(ar-1)*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)/nf
y_N2_p=ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76/nf

```

"TEMPERATURA DE CHAMA ADIABÁTICA - entalpia dos reagentes = entalpia dos produtos"

P_5=P_4: T_5=1176
T_GN=65 [C]

```

hf_CH4=enthalpy_formation(CH4)*molarmass(CH4)           "AS      ENTALPIAS      DE
FORMAÇÃO E A TCA SÃO CALCULADAS USANDO GASES IDEAIS"
hf_C2H6=enthalpy_formation(C2H6)*molarmass(C2H6)
hf_C3H8=enthalpy_formation(C3H8)*molarmass(C3H8)
hf_CO2=enthalpy_formation(CO2)*molarmass(CO2)
hf_H2O=enthalpy_formation(H2O)*molarmass(H2O)

```

```

h_r = n1*(hf_CH4 + molarmass(CH4)*(enthalpy(CH4; T=T_GN)-enthalpy(CH4; T=T_1))) + n2*(hf_C2H6 + molarmass(C2H6)*(enthalpy(C2H6; T=T_GN)-enthalpy(C2H6; T=T_1))) + n3*(hf_C3H8 + molarmass(C3H8)*(enthalpy(C3H8; T=T_GN)-enthalpy(C3H8; T=T_1))) + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*molarmass(O2)*(enthalpy(O2; T=T_4)-enthalpy(O2; T=T_1)) + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76*molarmass(N2)*(enthalpy(N2; T=T_4)-enthalpy(N2; T=T_1))

```

```

h_p = (n1 + 2*n2 + 3*n3)*(hf_CO2 + molarmass(CO2)*(enthalpy(CO2; T=T_5)-enthalpy(CO2; T=T_1))) + (2*n1 + 3*n2 + 4*n3)*(hf_H2O + molarmass(H2O)*(enthalpy(H2O; T=T_5)-enthalpy(H2O; T=T_1))) + (ar-1)*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*molarmass(O2)*(enthalpy(O2; T=T_5)-enthalpy(O2; T=T_1)) + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76*molarmass(N2)*(enthalpy(N2; T=T_5)-enthalpy(N2; T=T_1))

```

h_r=h_p

```

Molar_prod=y_CO2*molarmass(CO2)+y_H2O*molarmass(H2O)+y_O2_p*molarmass(O2)+y_N2_p*molarmass(N2)
c_CO2=y_CO2*molarmass(CO2)/Molar_prod
c_H2O=y_H2O*molarmass(H2O)/Molar_prod
c_O2_p=y_O2_p*molarmass(O2)/Molar_prod
c_N2_p=y_N2_p*molarmass(N2)/Molar_prod

```

```

h_CO2_5=enthalpy(CarbonDioxide; T=T_5; P=P_5*y_CO2) "AS      ENTALPIAS      E
ENTROPIAS NOS ESTADOS REAIS SÃO CALCULADAS USANDO GASES REAIS"
h_H2O_5=enthalpy(Steam; T=T_5; P=P_5*y_H2O)

```

```

h_O2_5=enthalpy(Oxygen; T=T_5; P=P_5*y_O2_p)
h_N2_5=enthalpy(Nitrogen; T=T_5; P=P_5*y_N2_p)
h_5=c_CO2*h_CO2_5+c_H2O*h_H2O_5+c_O2_p*h_O2_5+c_N2_p*h_N2_5      "por
quilograma de fumos da combustão"

```

```

s_CO2_5=entropy(CarbonDioxide; T=T_5; P=P_5*y_CO2)
s_H2O_5=entropy(Steam; T=T_5; P=P_5*y_H2O)
s_O2_5=entropy(Oxygen; T=T_5; P=P_5*y_O2_p)
s_N2_5=entropy(Nitrogen; T=T_5; P=P_5*y_N2_p)
s_5=c_CO2*s_CO2_5+c_H2O*s_H2O_5+c_O2_p*s_O2_5+c_N2_p*s_N2_5

```

"

"ESTADO 6s - saída da turbina, entrada do gerador de vapor - ISENTRÓPICO"

P_6=P_1

"igualando as entropias antes e depois da expansão"
 $c_{CO2} * entropy(CarbonDioxide; T=T_{6s}; P=P_6 * y_{CO2}) + c_{H2O} * entropy(Steam; T=T_{6s}; P=P_6 * y_{H2O}) + c_{O2_p} * entropy(Oxygen; T=T_{6s}; P=P_6 * y_{O2_p}) + c_{N2_p} * entropy(Nitrogen; T=T_{6s}; P=P_6 * y_{N2_p}) = s_5$

```

h_CO2_6s=enthalpy(CarbonDioxide; T=T_6s; P=P_6*y_CO2)
h_H2O_6s=enthalpy(Steam; T=T_6s; P=P_6*y_H2O)
h_O2_6s=enthalpy(Oxygen; T=T_6s; P=P_6*y_O2_p)
h_N2_6s=enthalpy(Nitrogen; T=T_6s; P=P_6*y_N2_p)
h_6s=c_CO2*h_CO2_6s+c_H2O*h_H2O_6s+c_O2_p*h_O2_6s+c_N2_p*h_N2_6s

```

"

"ESTADO 6 - saída da turbina, entrada do gerador de vapor - REAL"

"aplicando rendimento isentrópico sobre as diferenças de entalpias"
 $h_{CO2_6}=enthalpy(CarbonDioxide; T=T_6; P=P_6 * y_{CO2})$
 $h_{H2O_6}=enthalpy(Steam; T=T_6; P=P_6 * y_{H2O})$
 $h_{O2_6}=enthalpy(Oxygen; T=T_6; P=P_6 * y_{O2_p})$
 $h_{N2_6}=enthalpy(Nitrogen; T=T_6; P=P_6 * y_{N2_p})$
 $h_6=c_{CO2} * h_{CO2_6} + c_{H2O} * h_{H2O_6} + c_{O2_p} * h_{O2_6} + c_{N2_p} * h_{N2_6}$
 $h_5-h_6=(h_5-h_{6s}) * rend_s$

"

"ESTADO 7 - saída do gerador de vapor"

P_7=P_6: T_7=T_11+10 [C]

```

h_CO2_7=enthalpy(CarbonDioxide; T=T_7; P=P_7*y_CO2)
h_H2O_7=enthalpy(Steam; T=T_7; P=P_7*y_H2O)
h_O2_7=enthalpy(Oxygen; T=T_7; P=P_7*y_O2_p)
h_N2_7=enthalpy(Nitrogen; T=T_7; P=P_7*y_N2_p)
h_7=c_CO2*h_CO2_7+c_H2O*h_H2O_7+c_O2_p*h_O2_7+c_N2_p*h_N2_7

```

"

"

"ESTADO 8 - saída do economizador"

P_8=P_6

```

h_CO2_8=enthalpy(CarbonDioxide; T=T_8; P=P_8*y_CO2)
h_H2O_8=enthalpy(Steam; T=T_8; P=P_8*y_H2O)
h_O2_8=enthalpy(Oxygen; T=T_8; P=P_8*y_O2_p)
h_N2_8=enthalpy(Nitrogen; T=T_8; P=P_8*y_N2_p)
h_8=c_CO2*h_CO2_8+c_H2O*h_H2O_8+c_O2_p*h_O2_8+c_N2_p*h_N2_8

```

"_____"

"CICLO RANKINE"

"r_p e rend_s iguais"

"_____"

"ESTADO 9 - saída do condensador, entrada da bomba"

```

T_9=45 [C]: x_9=0 "líquido saturado"
P_9=p_sat(Water; T=T_9)
h_9=enthalpy(Water; T=T_9; x=x_9)
s_9=entropy(Water; T=T_9; x=x_9)

```

"_____"

"ESTADO 10s - saída da bomba, entrada do economizador - ISENTRÓPICO"

P_10=10000 [kPa]

"igualando as entropias antes e depois da compressão"

```

entropy(Water; T=T_10s; P=P_10)=s_9
h_10s=enthalpy(Water; T=T_10s; P=P_10)

```

"_____"

"ESTADO 10 - saída da bomba, entrada do economizador - REAL"

"aplicando rendimento isentrópico sobre as diferenças de entalpias"

```

h_10=enthalpy(Water; T=T_10; P=P_10)
h_10-h_9=(h_10s-h_9)/rend_s
s_10=entropy(Water; P=P_10; T=T_10)

```

"_____"

"ESTADO 11 - saída do economizador, entrada do gerador de vapor"

```

P_11=P_10
T_11=t_sat(Water; P=P_11)
x_11=0
h_11=enthalpy(Water; x=x_11; P=P_11)
s_11=entropy(Water; x=x_11; P=P_11)

```

```

"
"ESTADO 12 - saída do gerador de vapor, entrada da turbina"

P_12=P_11: T_12=T_6-50 [C]
h_12=enthalpy(water; T=T_12; P=P_12)
s_12=entropy(water; T=T_12; P=P_12)

"
"ESTADO 13s - saída da turbina, entrada do condensador - ISENTRÓPICO"

P_13=P_9
x_13s=quality(water; P=P_13; s=s_12)
h_13s=enthalpy(water; x=x_13s; P=P_13)

"
"ESTADO 13 - saída da turbina, entrada do condensador - REAL"

"aplicando rendimento isentrópico sobre as diferenças de entalpias"
x_13=quality(water; P=P_13; h=h_13)
h_12-h_13=(h_12-h_13s)*rend_s

"
"ASPECTOS ENERGÉTICOS"

F=ar*(n1*2+n2*3,5+n3*5)*(molarmass(Oxygen)+3,76*molarmass(Nitrogen))/(n1*molarmass(Methane)+n2*molarmass(Ethane)+n3*molarmass(Propane))
m_ar=F*m_c

m_agua*(h_12-h_11)=-m_c*(1+F)*(h_7-h_6)
m_agua*(h_11-h_10)=-m_c*(1+F)*(h_8-h_7)

w_cp_brayton=-m_ar*(h_2-h_1+h_4-h_3)
w_tb_brayton=-(m_ar+m_c)*(h_6-h_5)
w_cp_rankine=-m_agua*(h_10-h_9)
w_tb_rankine=-m_agua*(h_13-h_12)

w_brayton=w_tb_brayton+w_cp_brayton
w_rankine=w_tb_rankine+w_cp_rankine

w_total=w_brayton+w_rankine
w_total=560000 [kw] "DEMANDA A SER SUPRIDA"

y1=n1
y2=n2
y3=n3

Molar_comb=y1*molarmass(Methane)+y2*molarmass(Ethane)+y3*molarmass(Propane)
c_1=y1*molarmass(Methane)/Molar_comb
c_2=y2*molarmass(Ethane)/Molar_comb

```

```

c_3=y3*molarmass(Propane)/Molar_comb

PCI=c_1*50010 [kJ/kg] +c_2*47484 [kJ/kg] +c_3*46352 [kJ/kg]

Q_fornecido=m_c*PCI
Q_agua= m_agua*(h_12-h_11+h_11-h_10)
Q_inter=m_ar*(h_3-h_2)

rend_brayton=w_brayton/Q_fornecido
rend_rankine=w_rankine/Q_agua
rend_t=w_total/Q_fornecido

```

Implementação do ciclo combinado com regeneração e reaquecimento no software EES

```

"CICLO BRAYTON"

"Parâmetros"
r_p=14
rend_s=0,85
{ar=3} "ar-1 de excesso de ar"

"
"ESTADO 1 - ar ambiente"
"

T_1=25 [C]
P_1=100 [kPa]

y_O2=0,21
y_N2=0,79

Molar_ar=y_O2*molarmass(Oxygen)+y_N2*molarmass(Nitrogen)
c_O2=y_O2*molarmass(Oxygen)/Molar_ar
c_N2=y_N2*molarmass(Nitrogen)/Molar_ar

"cálculos nas pressões parciais; total ponderado pelas frações mássicas; por
quilograma de ar"

s_O2_1=entropy(Oxygen; T=T_1; P=P_1*y_O2)
s_N2_1=entropy(Nitrogen; T=T_1; P=P_1*y_N2)
s_1=c_O2*s_O2_1+c_N2*s_N2_1

h_O2_1=enthalpy(Oxygen; T=T_1; P=P_1*y_O2)
h_N2_1=enthalpy(Nitrogen; T=T_1; P=P_1*y_N2)
h_1=c_O2*h_O2_1+c_N2*h_N2_1

"
"ESTADO 2s - saída do compressor, entrada da câmara de combustão - ISENTRÓPICO"

```

```

P_2=P_1*r_p

"igualando as entropias antes e depois da compressão"
c_O2*entropy(Oxygen; T=T_2s; P=P_2*y_O2)+c_N2*entropy(Nitrogen; T=T_2s;
P=P_2*y_N2)=s_1

h_O2_2s=enthalpy(Oxygen; T=T_2s; P=P_2*y_O2)
h_N2_2s=enthalpy(Nitrogen; T=T_2s; P=P_2*y_N2)
h_2s=c_O2*h_O2_2s+c_N2*h_N2_2s

"
"ESTADO 2 - saída do compressor, entrada da câmara de combustão - REAL"

"aplicando rendimento isentrópico sobre as diferenças de entalpias"
h_O2_2=enthalpy(Oxygen; T=T_2; P=P_2*y_O2)
h_N2_2=enthalpy(Nitrogen; T=T_2; P=P_2*y_N2)
h_2=c_O2*h_O2_2+c_N2*h_N2_2
h_2-h_1=(h_2s-h_1)/rend_s

"
"ESTADO 3 - saída da câmara de combustão adiabática, entrada da turbina"

"reação: n1*CH4 + n2*C2H6 + n3*C3H8 + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*(O2 + 3,76*N2)
= (n1 + 2*n2 + 3*n3)*CO2 + (2*n1 + 3*n2 + 4*n3)*H2O + (ar-1)*(n1*2 + n2*3,5
+ n3*5)*O2 + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76*N2"

n1=0,99999998"proporção volumétrica/molar dos componentes do GN"
n2=0,00000001
n3=0,00000001

ni=n1 + n2 + n3 + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*4,76
nf=n1 + 2*n2 + 3*n3 + 2*n1 + 3*n2 + 4*n3 + (ar-1)*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5) +
ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76

y_CH4=n1/ni
y_C2H6=n2/ni
y_C3H8=n3/ni
y_O2_r=ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)/ni
y_N2_r=ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76/ni

y_CO2=(n1 + 2*n2 + 3*n3)/nf
y_H2O=(2*n1 + 3*n2 + 4*n3)/nf
y_O2_p=(ar-1)*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)/nf
y_N2_p=ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76/nf

"TEMPERATURA DE CHAMA ADIABÁTICA - entalpia dos reagentes = entalpia dos
produtos"

P_3=P_2

```

T_GN=65 [C]: T_3=1176

hf_CH4=enthalpy_formation(CH4)*molarmass(CH4) "AS ENTALPIAS DE
FORMAÇÃO E A TCA SÃO CALCULADAS USANDO GASES IDEAIS"
hf_C2H6=enthalpy_formation(C2H6)*molarmass(C2H6)
hf_C3H8=enthalpy_formation(C3H8)*molarmass(C3H8)
hf_CO2=enthalpy_formation(CO2)*molarmass(CO2)
hf_H2O=enthalpy_formation(H2O)*molarmass(H2O)

h_r = n1*(hf_CH4 + molarmass(CH4)*(enthalpy(CH4; T=T_GN)-enthalpy(CH4; T=T_1))) + n2*(hf_C2H6 + molarmass(C2H6)*(enthalpy(C2H6; T=T_GN)-enthalpy(C2H6; T=T_1))) + n3*(hf_C3H8 + molarmass(C3H8)*(enthalpy(C3H8; T=T_GN)-enthalpy(C3H8; T=T_1))) + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*molarmass(O2)*(enthalpy(O2; T=T_2)-enthalpy(O2; T=T_1)) + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76*molarmass(N2)*(enthalpy(N2; T=T_2)-enthalpy(N2; T=T_1))

h_p = (n1 + 2*n2 + 3*n3)*(hf_CO2 + molarmass(CO2)*(enthalpy(CO2; T=T_3)-enthalpy(CO2; T=T_1))) + (2*n1 + 3*n2 + 4*n3)*(hf_H2O + molarmass(H2O)*(enthalpy(H2O; T=T_3)-enthalpy(H2O; T=T_1))) + (ar-1)*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*molarmass(O2)*(enthalpy(O2; T=T_3)-enthalpy(O2; T=T_1)) + ar*(n1*2 + n2*3,5 + n3*5)*3,76*molarmass(N2)*(enthalpy(N2; T=T_3)-enthalpy(N2; T=T_1))

h_r=h_p

Molar_prod=y_CO2*molarmass(CO2)+y_H2O*molarmass(H2O)+y_O2_p*molarmass(O2)+y_N2_p*molarmass(N2)
c_CO2=y_CO2*molarmass(CO2)/Molar_prod
c_H2O=y_H2O*molarmass(H2O)/Molar_prod
c_O2_p=y_O2_p*molarmass(O2)/Molar_prod
c_N2_p=y_N2_p*molarmass(N2)/Molar_prod

h_CO2_3=enthalpy(CarbonDioxide; T=T_3; P=P_3*y_CO2) "AS ENTALPIAS ENTROPIAS NOS ESTADOS REAIS SÃO CALCULADAS USANDO GASES REAIS"
h_H2O_3=enthalpy(Steam; T=T_3; P=P_3*y_H2O)
h_O2_3=enthalpy(Oxygen; T=T_3; P=P_3*y_O2_p)
h_N2_3=enthalpy(Nitrogen; T=T_3; P=P_3*y_N2_p)
h_3=c_CO2*h_CO2_3+c_H2O*h_H2O_3+c_O2_p*h_O2_3+c_N2_p*h_N2_3 "por quilograma de fumos da combustão"

s_CO2_3=entropy(CarbonDioxide; T=T_3; P=P_3*y_CO2)
s_H2O_3=entropy(Steam; T=T_3; P=P_3*y_H2O)
s_O2_3=entropy(Oxygen; T=T_3; P=P_3*y_O2_p)
s_N2_3=entropy(Nitrogen; T=T_3; P=P_3*y_N2_p)
s_3=c_CO2*s_CO2_3+c_H2O*s_H2O_3+c_O2_p*s_O2_3+c_N2_p*s_N2_3

"
"ESTADO 4s - saída da turbina, entrada do gerador de vapor - ISENTRÓPICO"

P_4=P_1

```

"igualando as entropias antes e depois da expansão"
c_CO2*entropy(CarbonDioxide; T=T_4s; P=P_4*y_CO2)+c_H2O*entropy(Steam;
T=T_4s; P=P_4*y_H2O)+c_O2_p*entropy(Oxygen; T=T_4s;
P=P_4*y_O2_p)+c_N2_p*entropy(Nitrogen; T=T_4s; P=P_4*y_N2_p)=s_3

h_CO2_4s=enthalpy(CarbonDioxide; T=T_4s; P=P_4*y_CO2)
h_H2O_4s=enthalpy(Steam; T=T_4s; P=P_4*y_H2O)
h_O2_4s=enthalpy(Oxygen; T=T_4s; P=P_4*y_O2_p)
h_N2_4s=enthalpy(Nitrogen; T=T_4s; P=P_4*y_N2_p)
h_4s=c_CO2*h_CO2_4s+c_H2O*h_H2O_4s+c_O2_p*h_O2_4s+c_N2_p*h_N2_4s

"
"_____
"ESTADO 4 - saída da turbina, entrada do gerador de vapor - REAL"

"aplicando rendimento isentrópico sobre as diferenças de entalpias"
h_CO2_4=enthalpy(CarbonDioxide; T=T_4; P=P_4*y_CO2)
h_H2O_4=enthalpy(Steam; T=T_4; P=P_4*y_H2O)
h_O2_4=enthalpy(Oxygen; T=T_4; P=P_4*y_O2_p)
h_N2_4=enthalpy(Nitrogen; T=T_4; P=P_4*y_N2_p)
h_4=c_CO2*h_CO2_4+c_H2O*h_H2O_4+c_O2_p*h_O2_4+c_N2_p*h_N2_4
h_3-h_4=(h_3-h_4s)*rend_s

"
"_____
"ESTADO 5 - saída do gerador de vapor"

P_5=P_4: T_5=T_11+10 [C]

h_CO2_5=enthalpy(CarbonDioxide; T=T_5; P=P_5*y_CO2)
h_H2O_5=enthalpy(Steam; T=T_5; P=P_5*y_H2O)
h_O2_5=enthalpy(Oxygen; T=T_5; P=P_5*y_O2_p)
h_N2_5=enthalpy(Nitrogen; T=T_5; P=P_5*y_N2_p)
h_5=c_CO2*h_CO2_5+c_H2O*h_H2O_5+c_O2_p*h_O2_5+c_N2_p*h_N2_5

"
"_____
"ESTADO 6 - saída do economizador"

P_6=P_4

h_CO2_6=enthalpy(CarbonDioxide; T=T_6; P=P_6*y_CO2)
h_H2O_6=enthalpy(Steam; T=T_6; P=P_6*y_H2O)
h_O2_6=enthalpy(Oxygen; T=T_6; P=P_6*y_O2_p)
h_N2_6=enthalpy(Nitrogen; T=T_6; P=P_6*y_N2_p)
h_6=c_CO2*h_CO2_6+c_H2O*h_H2O_6+c_O2_p*h_O2_6+c_N2_p*h_N2_6

"
"_____
"CICLO RANKINE"

"r_p e rend_s iguais"

```

```

"
"ESTADO 7 - saída do condensador, entrada da bomba 1"

T_7=45 [C]: x_7=0 "líquido saturado"
P_7=p_sat(water; T=T_7)
h_7=enthalpy(water; T=T_7; x=x_7)
s_7=entropy(water; T=T_7; x=x_7)

"
"ESTADO 8s - saída da bomba 1, entrada do aquecedor - ISENTRÓPICO"

P_8=0,1*p_12
h_8s=enthalpy(water; P=P_8; s=s_7)

"
"ESTADO 8 - saída da bomba 1, entrada do aquecedor - REAL"

"aplicando rendimento isentrópico sobre as diferenças de entalpias"
h_8=enthalpy(water; T=T_8; P=P_8)
h_8-h_7=(h_8s-h_7)/rend_s

"
"ESTADO 9 - saída do aquecedor da água de alimentação, entrada da bomba 2"

P_9=P_8: x_9=0 "PRESSÃO DE REGENERAÇÃO"
T_9=t_sat(water; P=P_9) "TEMPERATURA DA ÁGUA LÍQUIDA SATURADA PÓS-
REGENERAÇÃO"
h_9=enthalpy(water; P=P_9; x=x_9)
s_9=entropy(water; P=P_9; x=x_9)

"
"ESTADO 10s - saída da bomba 2, entrada do economizador - ISENTRÓPICO"

P_10=10000 [kPa]

"igualando as entropias antes e depois da compressão"
entropy(water; T=T_10s; P=P_10)=s_9
h_10s=enthalpy(water; T=T_10s; P=P_10)

"
"ESTADO 10 - saída da bomba 2, entrada do economizador - REAL"

"aplicando rendimento isentrópico sobre as diferenças de entalpias"
h_10=enthalpy(water; T=T_10; P=P_10)
h_10-h_9=(h_10s-h_9)/rend_s

"
"ESTADO 11 - saída do economizador, entrada do gerador de vapor"

P_11=P_10

```

```

T_11=t_sat(water; P=P_11)
x_11=0
h_11=enthalpy(water; x=x_11; P=P_11)
s_11=entropy(water; x=x_11; P=P_11)

"
"ESTADO 12 - saída do gerador de vapor, entrada da turbina"

P_12=P_11: T_12=T_4-50 [C]
h_12=enthalpy(water; T=T_12; P=P_12)
s_12=entropy(water; T=T_12; P=P_12)

"
"ESTADO 13s - saída da expansão intermediária, entrada do reaquecedor - ISENTRÓPICO"

P_13=0,17*p_12
h_13s=enthalpy(water; s=s_12; P=P_13)

"
"ESTADO 13 - saída da expansão intermediária, entrada do reaquecedor - REAL"

"aplicando rendimento isentrópico sobre as diferenças de entalpias"
h_13-h_12=(h_13s-h_12)*rend_s
T_13=temperature(water; P=P_13; h=h_13)

"
"ESTADO 14 - saída do reaquecedor, reentrada na turbina"

P_14=P_13: T_14=T_12
h_14=enthalpy(water; P=P_14; T=T_14)
s_14=entropy(water; P=P_14; T=T_14)

"
"ESTADO 15s - saída da expansão intermediária, entrada do aquecedor - ISENTRÓPICO"

P_15=0,1*p_12
h_15s=enthalpy(water; s=s_14; P=P_15)

"
"ESTADO 15 - saída da expansão intermediária, entrada do aquecedor - REAL"

"aplicando rendimento isentrópico sobre as diferenças de entalpias"
h_15-h_14=(h_15s-h_14)*rend_s
T_15=temperature(water; P=P_15; h=h_15)

"
"ESTADO 16s - saída do estágio final da turbina, entrada do condensador - ISENTRÓPICO"

```

```

P_16=P_7
x_16s=quality(water; P=P_16; s=s_14)
h_16s=enthalpy(water; x=x_16s; P=P_16)

"
"ESTADO 16 - saída do estágio final da turbina, entrada do condensador -
REAL"

"aplicando rendimento isentrópico sobre as diferenças de entalpias"
x_16=quality(water; P=P_16; h=h_16)
h_14-h_16=(h_14-h_16s)*rend_s
T_16=temperature(water; h=h_16; P=P_16)

"
"ASPECTOS ENERGÉTICOS"

F=ar*(n1*2+n2*3,5+n3*5)*(molarmass(Oxygen)+3,76*molarmass(Nitrogen))/(n1*mo
larmass(Methane)+n2*molarmass(Ethane)+n3*molarmass(Propane))
m_ar=F*m_c

m_agua*(h_12-h_11+h_14-h_13)=-m_c*(1+F)*(h_5-h_4)
m_agua*(h_11-h_10)=-m_c*(1+F)*(h_6-h_5)
y_regen=(h_9-h_8)/(h_15-h_8)

w_cp_brayton=-m_ar*(h_2-h_1)
w_tb_brayton=-(m_ar+m_c)*(h_4-h_3)
w_cp_rankine=-m_agua*(h_8-h_7+h_10-h_9)
w_tb_rankine=-m_agua*(h_13-h_12+h_15-h_14)-m_agua*(1-y_regen)*(h_16-h_15)
w_brayton=w_tb_brayton+w_cp_brayton
w_rankine=w_tb_rankine+w_cp_rankine

w_total=w_brayton+w_rankine
w_total=560000 [kw] "DEMANDA A SER SUPRIDA"

y1=n1
y2=n2
y3=n3

Molar_comb=y1*molarmass(Methane)+y2*molarmass(Ethane)+y3*molarmass(Propane)
c_1=y1*molarmass(Methane)/Molar_comb
c_2=y2*molarmass(Ethane)/Molar_comb
c_3=y3*molarmass(Propane)/Molar_comb

PCI=c_1*50010 [kJ/kg] +c_2*47484 [kJ/kg] +c_3*46352 [kJ/kg]

Q_fornecido=m_c*PCI
Q_agua= m_agua*(h_12-h_11+h_14-h_13+h_11-h_10)
rend_brayton=w_brayton/Q_fornecido
rend_rankine=w_rankine/Q_agua
rend_t=w_total/Q_fornecido

```