

HENRIQUE MARINHO DE ALMEIDA LEAL

Modelamento de um sistema de aquecimento e resfriamento distrital

Henrique Marinho de Almeida Leal

Modelamento de um sistema de aquecimento e resfriamento distrital

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. José Antonio P. Balestieri

L435m Leal, Henrique Marinho de Almeida
Modelamento de um sistema de aquecimento e resfriamento distrital /
Henrique Marinho de Almeida Leal – Guaratinguetá, 2017.
59 f : il.
Bibliografia: f. 57-59

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade
Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2017.
Orientador: Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri

1. Resfriamento. 2. Energia elétrica e calor – Cogeração. 3. Energia –
fontes alternativas. I. Título

CDU 628.82



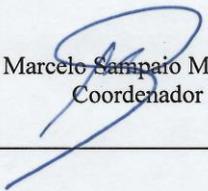
Luciana Máximo

Bibliotecária/CRB-8 3595

HENRIQUE MARINHO DE ALMEIDA LEAL

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA


Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. Celso Tuna
UNESP-FEG


Prof. Dr. Fernando Araújo
UNESP-FEG

Dezembro de 2017

DADOS CURRICULARES

HENRIQUE MARINHO DE ALMEIDA LEAL

NASCIMENTO 18.06.1991 – São Paulo / SP

FILIAÇÃO José Manoel Pereira Leal
Tânia Marinho de Almeida

2011/2017 Curso de Graduação em Engenharia Mecânica.
Universidade Estadual Paulista – “Júlio de Mesquita Filho”, Campus de
Guaratinguetá.

Dedico este trabalho,
de modo especial, à toda minha família e
amigos.

AGRADECIMENTOS

Agradecer aos meus pais José Manoel e Tânia Marinho, pelos ensinamentos, apoio e dedicação que tiveram com o intuito de me proporcionar sempre o melhor para formar a pessoa que hoje sou. Serei eternamente grato

Ao meu orientador, Prof. Dr José Antonio Perrella Balestieri, pelos seus conhecimentos, dos quais tenho privilégio de ter aprendido, pelo seu tempo e boa vontade, que foram imprescindíveis para o desenvolvimento deste trabalho. Aos professores Celso Tuna e Fernando Araújo, pelas orientações, ensinamentos e também por aceitarem fazer parte da minha banca examinadora.

Um agradecimento aos docentes e funcionários da FEG por fazerem parte da minha formação na Universidade da qual tenho respeito e orgulho de ter estudado.

Aos amigos e amigas que conheci durante a minha vida, de modo especial, aos moradores da República Susexo e meus amigos e amigas de Itu, que considero como membros de minha família.

“Veni, vidi, vici.”

Júlio César

RESUMO

Os problemas ambientais devido às altas emissões de gases poluentes na atmosfera e a crescente demanda por energia, seja por processos industriais ou pela população, vem se agravando e provocando a degradação intensa do meio ambiente. Alternativas sustentáveis para o aproveitamento de energias residuais estão sendo estudadas e postas em práticas em diversas cidades da Europa, nos quais ciclos de cogeração e sistemas de aquecimento e resfriamento distritais são associados com o intuito de utilizar energias dissipadas como fonte quente para o acionamento de sistemas que permitem o controle de temperatura de certos ambientes. A sua aplicação está trazendo grandes benefícios tanto para a sociedade quanto para o meio ambiente e, apesar de o efeito de aquecimento não ser tão vantajosa para o caso do Brasil pelo fato de estar situado em sua maior parte na região tropical (temperaturas dos dias mais elevadas ao longo do ano), ela ainda pode ser associada a certas tecnologias capazes de produzir efeitos de arrefecimento. Este trabalho se propõe a estudar experiências realizadas internacionalmente, fazer o levantamento das tecnologias envolvidas na distribuição de calor residual e o seu emprego em sistemas de refrigeração e aquecimento para então modelar termicamente tais sistemas e realizar análises da disponibilidade energética referente ao aproveitamento de calor dissipado em uma usina de incineração de materiais não recicláveis.

PALAVRAS-CHAVE: Aquecimento distrital. Resfriamento distrital. Cogeração. Sistema de resfriamento por absorção.

ABSTRACT

Environmental problems due to the high emission of pollutant gases in the atmosphere and the growing demand for energy, either by industrial processes or by the population, has been worsening and causing intense degradation of the environment. Sustainable alternatives for the use of waste energy are being studied and put into practice in several European cities, in which cogeneration cycles and district heating and cooling systems are associated with the purpose of using dissipated energies as a hot source for the activation of systems which allow the temperature control of certain environments. Its application is bringing great benefits to the society and the environment and, although the heating effect is not so advantageous for the case of Brazil once it is situated mostly in the tropical region (higher day's temperatures during the year), it can still be associated with certain technologies capable of producing cooling effects. This work proposes to study internationally performed experiments, to survey the technologies involved in the distribution of residual heat and its use in cooling and heating systems, to then thermally model such systems and to carry out analysis of the energy availability related to the utilization of the dissipated heat in a incineration plant that is fuelled with non-recyclable materials.

KEYWORDS: District heating. District cooling. Cogeneration. Absorption cooling system.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Tipos de tecnologias de recuperação de calor residual.....	20
Figura 2 – Ciclo combinado associado ao DH.....	21
Figura 3 – Esquematização de um DC.....	22
Figura 4 – Sistema de refrigeração por compressão.....	24
Figura 5 – Sistema de refrigeração por absorção.....	25
Figura 6 – Sistema de refrigeração por absorção ativado por energia residual.....	26
Figura 7 – Bomba.....	27
Figura 8 – Sistema <i>fan-coil</i>	29
Figura 9 – Válvula pilotada de três vias.....	30
Figura 10 – Ciclo combinado de incineração.....	33
Figura 11 – Esquema do sistema de aquecimento e resfriamento distrital.....	34
Figura 12 – <i>District heating and cooling</i> em Nyköping, na Suécia.....	35
Figura 13 – Sistema de refrigeração por absorção utilizado neste trabalho.....	37
Figura 14 – <i>District heating and cooling</i> em Londres, Inglaterra.....	38
Figura 15 – Resultados da simulação para o CG Hitachi 1xGT10.....	44
Figura 16 – Resultados da simulação para o CG Hitachi 2xGT10.....	45
Figura 17 – Resultados da simulação para o CG Hitachi H-25.....	45
Figura 18 – Resultados da simulação para o CG Ansaldo AE64.3A.....	46
Figura 19 – Resultados da simulação para o CG Hitachi PG7241 (FA).....	46

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Vazões mássicas do DHC.....	47
Tabela 2 – Propriedades termodinâmicas do DHC.....	48
Tabela 3 – Energia residual no condensador e potências das bombas.....	48
Tabela 4 – Resultado das simulações.....	50
Tabela 5 – Fracionamento 50% / 50%.....	51
Tabela 6 – Fracionamento 0% / 100%.....	52

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CCEE	Câmara de Comercialização de Energia Elétrica
CG	Conjunto à Gás
COP	Coefficiente de Performance
DC	<i>District Cooling</i>
DH	<i>District Heating</i>
DHC	<i>District Heating and Cooling</i>
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
SRA	Sistema de Refrigeração por Absorção
SRC	Sistema de Refrigeração por Compressão

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{m}	Vazão mássica
\dot{W}	Potência
h	Entalpia
\dot{Q}	Taxa de fluxo de calor
η	Rendimento
P	Pressão
T	Temperatura
COP	Coefficiente de performance
N	Número (unidades)
C	Custo/Economia
Pot	Potência exigida pelos equipamentos de refrigeração

LISTA DE SUBSCRITOS

SRA	Sistema de refrigeração por absorção
SRC	Sistema de refrigeração por compressão
ee	Energia elétrica
q	Energia térmica gerada pela queima de biomassa
w	Energia elétrica gerada pela queima de biomassa
bomba	Bomba
aquecedor	Aquecedor elétrico
pessoa	Pessoas consumidoras de água doméstica aquecida
tv	Turbina a vapor
refrigeração	Refrigeração
gerador	Gerador do sistema de refrigeração por absorção
dom	Doméstica
condensador	Condensador da turbina a vapor
<i>fan-coil</i>	Sistema <i>fan-coil</i>
iso	Isentrópica
utilização	Utilização

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	16
1.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	16
1.2	JUSTIFICATIVA	17
1.3	OBJETIVO	18
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	19
2.1	ENERGIA RESIDUAL	19
2.2	AQUECIMENTO DISTRITAL	20
2.3	RESFRIAMENTO DISTRITAL	21
2.4	CICLO DE REFRIGERAÇÃO	23
2.4.1	Sistema de refrigeração por compressão.....	23
2.4.2	Sistema de refrigeração por absorção.....	24
2.5	BOMBA.....	26
2.6	TROCADOR DE CALOR	27
2.7	SISTEMA <i>FAN-COIL</i>	28
2.8	VÁLVULA PILOTADA DE TRÊS VIAS.....	29
2.9	<i>POLYCITY</i>	30
2.10	CICLO DE INCINERAÇÃO	31
2.11	LEI DA CONSERVAÇÃO DE MASSA	32
2.12	PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA.....	32
3.	METODOLOGIA.....	33
3.1	ESQUEMATIZAÇÃO DO <i>DISTRICT HEATING AND COOLING</i>	33
3.2	MODELAMENTO MATEMÁTICO DO DHC.....	39
3.2.1	Volume de controle no condensador	40
3.2.2	Volume de controle na primeira válvula pilotada de 3 vias.....	40
3.2.3	Volume de controle na segunda válvula pilotada de 3 vias.....	40
3.2.4	Volume de controle na bomba pré condensador	41
3.2.5	Volume de controle na bomba pré trocador de calor.....	41
3.2.6	Volume de controle no trocador de calor	41
3.2.7	Volume de controle no sra	42
3.2.8	Volume de controle no sistema <i>fan-coil</i>	43
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	44
5.	CONCLUSÃO.....	53

5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	54
	REFERÊNCIAS.....	55

1 INTRODUÇÃO

Pelo fato de o Brasil estar localizado em uma região tropical, o que resulta em um maior número de dias com elevadas temperaturas ao longo do ano, implica em um alto consumo de energia elétrica devida à ampla utilização de sistemas de refrigeração por compressão (como por exemplo de ar-condicionado tipo Split) para controlar temperaturas tanto em ambientes residências como comerciais.

Em diversas cidades localizadas na Europa, como na Alemanha, Itália e Espanha, encontram-se sistemas associados a usinas de cogeração que aproveitam formas de energia (elétrica e térmica) para promover o aquecimento e arrefecimento de bairros e complexos residências.

Infelizmente, no Brasil, ainda não são encontrados sistemas tais como esses operantes em outros países, seja pela falta de investimentos em pesquisa ou pelo desinteresse em tais benefícios.

A motivação desse trabalho é entender essa nova tendência e propor um ciclo capaz de ser modelado dentro da realidade do Brasil suprindo as demandas energéticas distritais.

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Devido ao consumo de combustíveis fósseis e das altas demandas energéticas em grandes cidades, o meio ambiente está sendo submetido a um elevado nível de degradação e, pela maneira em que estão sendo conduzidos e tratados os problemas ambientais, a situação em que o planeta se encontra tende a se agravar.

A humanidade enfrenta atualmente severos problemas energéticos e ambientais. O meio ambiente é constantemente ameaçado pelo aumento da emissão de gases causadores do efeito estufa que contribui para as altas concentrações dos mesmos na atmosfera gerando um desequilíbrio e influenciando as mudanças climáticas que já são evidentes (ARROYO, 2006).

Uma importante ação para enfrentar os problemas relacionados à geração de energia e à poluição ambiental está no uso sustentável e eficiente das fontes de energia, que se baseia na redução e/ou reutilização de energias residuais concebidas em processos industriais que em muitas ocasiões utilizam a queima de combustíveis fósseis para gerar calor (REZAIE; ROSEN, 2012).

De acordo com a análise feita por Savoia (2012), o sistema de aquecimento e resfriamento distrital é tratado como uma alternativa para o aproveitamento desta energia

residual, que em outro caso seria dissipada para o ambiente, com o intuito de utiliza-la em sistemas capazes de regular temperaturas de ambientes residenciais, comerciais e industriais.

Em sua pesquisa, Fumo et al (2009) demonstra que a combinação de sistemas de refrigeração, aquecimento e de geração de energia, auxiliam na redução da emissão de poluentes ao mesmo tempo que aliviam a demanda de energia elétrica da rede. Fumo et. al. (2009) descreve as tecnologias que utilizam fontes quentes de energia para serem ativadas e as associa com a reutilização do calor residual, tratando a utilização de refrigeração, aquecimento e ciclos combinados como um sistema de energia integrado capaz de recuperar a reutiliza-la com o objetivo de promover aquecimento e arrefecimento de ambientes comerciais e residenciais.

Devido ao fato de exigir uma baixa demanda energética comparada aos processos industriais, a manutenção das temperaturas em casas e edifícios pode ser feita fornecendo a energia residual proveniente de indústrias, usinas e da incineração de lixo para abastecer os equipamentos necessários para se obter tal efeito (LUND et al., 2010).

O principal mérito dado ao aquecimento e resfriamento distrital é o seu baixo custo de geração de energia comparado aos altos preços de combustíveis e aos impactos ambientais e climáticos que a queima dos mesmos geram, além das taxas e impostos que são cobrados referentes aos danos que este procedimento causa (WERNER, 2017).

Por ser uma alternativa considerada segura e de grande alcance em relação à sua área atuante, o *district heating and cooling* já é tratado como um serviço público como saneamento básico e distribuição energia e, em função destes motivos, o estudo deste sistema vem sendo amplamente aprofundado e sua aplicação já é encontrada em várias localidades da Europa. Países como a Suécia, Inglaterra, Dinamarca, Itália, Alemanha e Espanha, no qual os três últimos são contemplados pelo programa *Policy*, já possuem sistemas de aquecimento e resfriamento distritais operantes e trazendo muitos benefícios, tanto econômicos quanto ambientais.

1.2 JUSTIFICATIVA

Em países de clima frio, o emprego de redes de distribuição do calor rejeitado em ciclos térmicos de geração de potência tem sido uma alternativa mais barata para a população quando comparada com o aquecimento obtido através da dissipação de efeito Joule a partir do consumo de energia elétrica.

Levando em consideração que países de clima temperado ou tropical como o Brasil, no qual um pequeno número de dias no ano são associados a dias frios, a materialização deste sistema não é economicamente viável, portanto esta alternativa não é contemplada com o mesmo objetivo. Entretanto, se associado a sistemas de refrigeração por absorção e de aquecimento de água doméstica, esta tecnologia poderia representar uma interessante alternativa.

1.3 OBJETIVO

Tendo como base experiências internacionais, tanto as que estão associadas ao projeto *Policity* em Arquata em Turim (Itália), Ostfildern em Stuttgart (Alemanha) (EICKER, 2012; KEINER, 2005) como outros sistemas em Nyköping (Suécia) (WERNER, 2017) e em Londres (Inglaterra), este trabalho se propõe a analisar as tecnologias envolvidas na distribuição de fonte residual de calor e seu emprego em sistemas de refrigeração (uso de equipamentos de refrigeração por absorção) e de aquecimento (uso de trocadores de calor e aquecedores de passagem associados à sistema *fan-coil*), bem como modelar termicamente tais sistemas para realizar a avaliação preliminar da disponibilidade energética (em base térmica) referente à dissipação de calor proveniente de uma usina de incineração de materiais não recicláveis situada na cidade de São José dos Campos, Brasil.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este Capítulo tem como objetivo introduzir sucintamente o conceito de energia residual e de aquecimento e resfriamento distrital, bem como as tecnologias envolvidas no seu estruturamento e as leis físicas e termodinâmicas necessárias para a sua construção. Posteriormente serão abordados alguns projetos internacionais associados ao *Policity* que foram utilizados como base e o ciclo combinado que será empregado para o modelamento do projeto proposto neste trabalho.

2.1 ENERGIA RESIDUAL

Com o intuito de reduzir os níveis do aquecimento global, é necessário dar uma maior atenção à reutilização do calor residual e por isso é importante compreender do que essa energia se trata.

O conceito geral de energia residual se refere à energia que é emitida diretamente ao ambiente (BENDIG, 2013) e, devida às restrições da segunda Lei da Termodinâmica e às tecnologias atualmente disponíveis, a geração desse calor é inevitável.

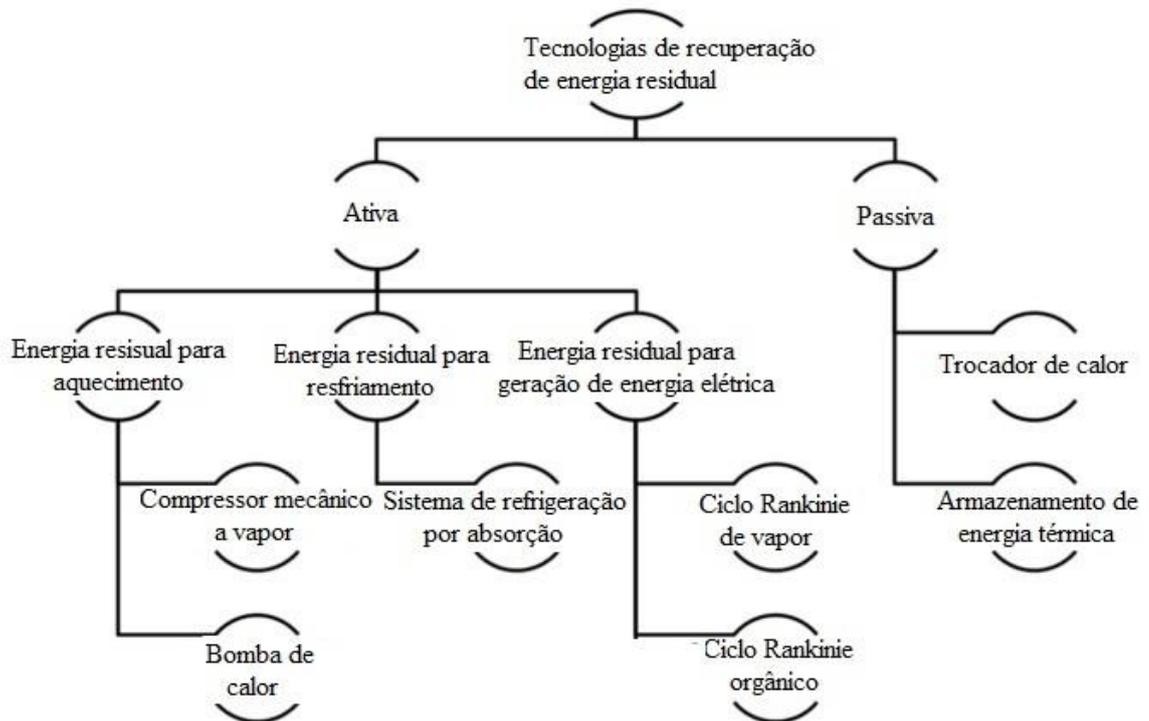
Porém, geralmente é possível reutilizar este calor residual tanto internamente como externamente em relação a um processo industrial. Para o seu uso interno, o calor residual recuperado terá como finalidade aumentar a eficiência energética do processo. Ao utilizar este calor externamente, esta parcela recuperada pode conter níveis energéticos suficientes para atender as demandas de outros processos industriais, cujas necessidades podem ser satisfeitas com um baixo fornecimento de energia. Portanto, com o intuito de recuperar o calor residual, deve-se detalhar o processo para maximizar seu aproveitamento de modo a identificar um potencial utilizador externo, levar em conta suas exigências e fazer considerações econômicas para avaliar sua viabilidade (HUANG, 2017).

Para reutilizar o calor residual proveniente de processos industriais de baixa temperatura, Huang et al. (2017) analisa sua viabilidade associando tecnologias capazes de recuperar essa energia residual e suas possíveis utilizações, que seriam por meio de equipamentos como: trocadores de calor, bombas de calor, caldeiras e ciclos de refrigeração.

Brückner et al. (2015) divide, em seu trabalho, o calor residual em dois tipos: o ativo e o passivo, conforme a Figura 1. Caso o calor recuperado ser diretamente empregado em equipamentos que utilizam essa energia para o seu funcionamento/acionamento, como é no caso da bomba de calor, sistema de refrigeração por absorção e de compressor mecânico a

vapor, ele é considerado ativo. Se o calor for reutilizado em outras formas como no intuito de aquecer um outro fluido indiretamente, ele é considerado passivo. Tecnologias que realizam aquecimento, resfriamento ou geram energia elétrica, utilizam a energia residual de forma ativa, enquanto trocadores de calor são equipamentos que utilizam essa energia de forma passiva.

Figura 1 - Tipos de tecnologias de recuperação de energia residual.



Fonte: Adaptado de Brücker et al. (2015).

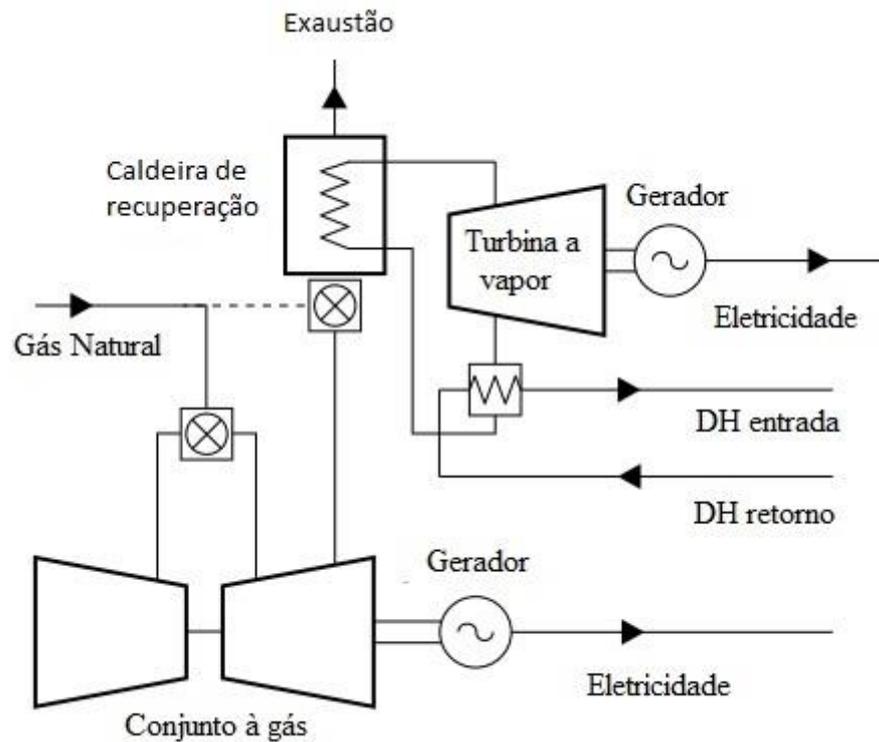
2.2 AQUECIMENTO DISTRITAL

A ideia fundamental do aquecimento distrital é utilizar um certo combustível local ou fontes de energia quentes, que em outro caso seriam desperdiçados, para satisfazer a demanda de calor de consumidores através de uma rede de distribuição com o intuito de atender este mercado local, que pode ser tanto um conjunto residencial ou comercial (WERNER, 2013).

Nas recentes décadas, algumas formas de energia residuais vêm sendo associadas a sistemas de aquecimento distrital. Desta forma, a combinação do “calor reciclado” e energia renovável é o principal foco do aquecimento distrital. Estas duas formas de energia promovem a substituição do fornecimento de energia proveniente da queima de combustíveis fósseis, garantindo assim um menor impacto sobre o meio ambiente (WERNER, 2017). A Figura 2

mostra o modo no qual calor residual gerado em condensador de um ciclo combinado é aproveitado para aquecer a vazão mássica de um sistema de aquecimento distrital instalado em Londres.

Figura 2 – Ciclo combinado associado ao DH.



Fonte: Adaptado de Authority (2013).

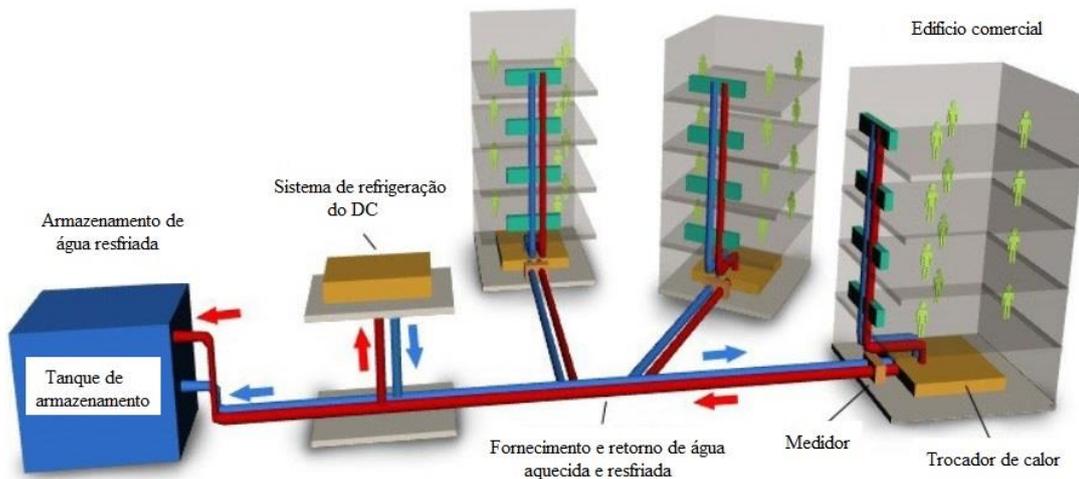
Werner (2017) afirma que o aquecimento distrital vem sendo capaz de cumprir seu objetivo principalmente quanto a questão de sua penetração ao mercado atual, criando uma rede de distribuição de calor com baixas consequências ambientais.

As experiências adquiridas em aquecimento urbano abriram caminho para a introdução e implementação de sistemas de refrigeração distritais, que atendem a demanda de refrigeração de ambientes de casas e edifícios. Apesar de presentes, esses sistemas não são tão comuns e abrangentes quanto os de aquecimento.

2.3 RESFRIAMENTO DISTRITAL

O conceito de resfriamento distrital é baseado no fornecimento de refrigeração através de uma rede conectando os locais contemplados à fonte por meio de dutos. Com isso, o resfriamento distrital pode utilizar de recursos locais como água marítima, fluvial ou equipamentos de refrigeração por absorção, que são considerados promissores na sua aplicação, para aproveitar a energia residual de indústrias ou de ciclos combinados como fonte de energia de ativação para promover o resfriamento da rede (BANK, 2017). A Figura 3 esquematiza o fornecimento de água resfriada por um sistema de refrigeração e o retorno dessa mesma água, porém agora quente, após sua utilização para arrefecer andares prédios comerciais,

Figura 3 – Esquematização de um DC.



Fonte: Adaptado de Bank (2017).

Recentemente se observa um grande interesse na utilização e de ciclos de absorção a vapor para substituir os comuns sistemas de refrigeração por compressão por gerarem, durante o seu funcionamento, menos impactos ao meio ambiente e possuírem uma capacidade de produzir o mesmo efeito de arrefecimento consumindo uma menor quantidade de energia quando comparado ao sistema de compressão (KUNDU et al, 2010).

De modo geral, a refrigeração por absorção e por compressão são os dois principais ciclos de refrigeração, enquanto o primeiro é o indicado quando há a intenção de recuperar calor residual proveniente de um processo que ocorre à baixa temperatura (HUANG et al, 2017).

Tal tecnologia de refrigeração associada à captação de energia solar é a alternativa que mais tem atraído o interesse pela sua simples estrutura, rápida capacidade de refrigeração, baixo

consumo de energia para funcionamento e pelo fato de não gerarem gases que contribuem para o efeito estufa (KUNDU, 2010).

2.4 CICLO DE REFRIGERAÇÃO

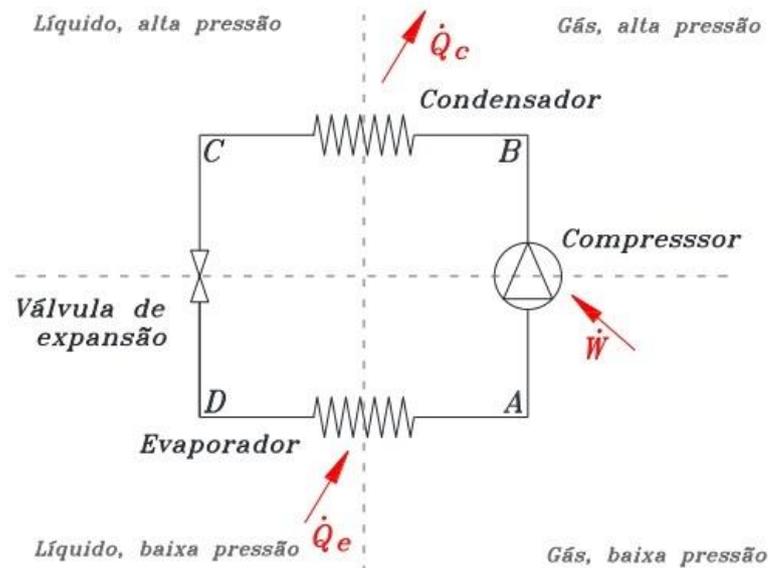
O intuito de se utilizar um ciclo de refrigeração é retirar, através da realização de um trabalho, uma certa quantidade de energia térmica de um local de com alta temperatura a um local que possui uma menor temperatura (SALVADOR, 1999).

2.4.1 Sistema de refrigeração por compressão

A composição de um sistema de refrigeração por compressão se dá pelo emprego de um compressor, um condensador, uma válvula de expansão ou tubo capilar e por um evaporador.

O funcionamento de um sistema de refrigeração por compressão se dá ao se fornecer trabalho a um compressor que eleva a pressão e a temperatura de um fluido refrigerante no estado de vapor que é descarregado do compressor e direcionado ao condensador. Ocorrendo a condensação desse vapor no condensador, o fluido refrigerante rejeita calor para água ou para o ambiente (vizinhança). O fluido condensado ainda com uma alta pressão deixa o condensador e passa através de uma válvula de expansão (tubo capilar) que reduz a sua pressão e provoca uma vaporização instantânea de parte do líquido. O refrigerante agora a baixa pressão e temperatura é vaporizado no evaporador e com isso ocorre uma transferência de calor do local para o fluido refrigerante, completando assim o seu ciclo retornando ao compressor (SALVADOR, 1999; BORGNAKKE; SONNTAG, 2009). A Figura 4 ilustra o modelamento de um sistema de refrigeração por compressão convencional.

Figura 4 – Sistema de refrigeração por compressão.



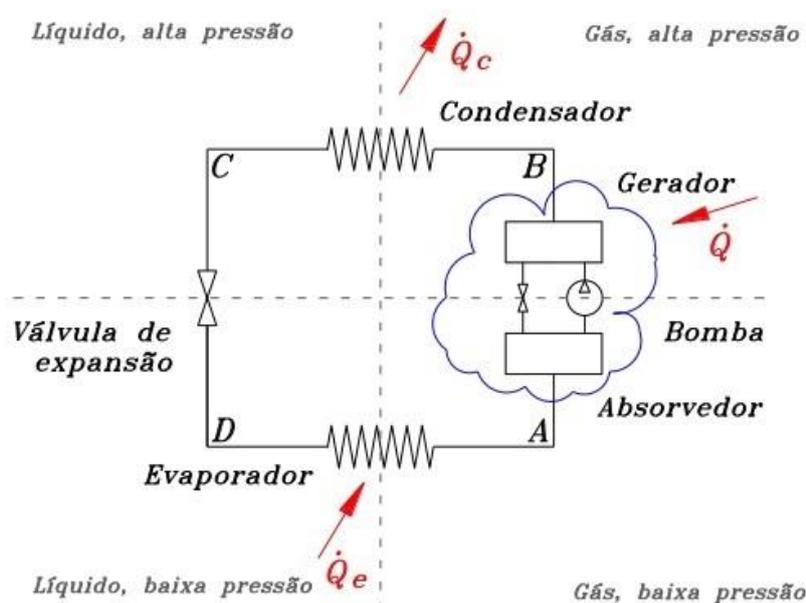
Fonte: Nogueira (2015).

2.4.2 Sistema de refrigeração por absorção

O sistema de refrigeração de absorção é similar a um sistema de refrigeração de compressão, no qual o compressor é substituído por um arranjo de um gerador, uma bomba e um absorvedor. Em vez de haver um compressor alimentado por energia elétrica, o sistema de refrigeração de absorção utiliza fonte quente como vapor, água quente ou gás de exaustão para ser acionado (BANK, 2017).

Este sistema de refrigeração por absorção é composto por quatro principais componentes: o local absorvente, o condensador, o evaporador e o gerador, conforme a Figura 5. Os princípios físicos de operação estão no fato que, sob pressão constante, a variação da temperatura influencia na concentração do fluido refrigerante no absorvente, de modo que o princípio de funcionamento do sistema é variar a temperatura da mistura para gerar o princípios de absorção e desabsorção (LUCIA, 2013).

Figura 5 – Sistema de refrigeração por absorção.



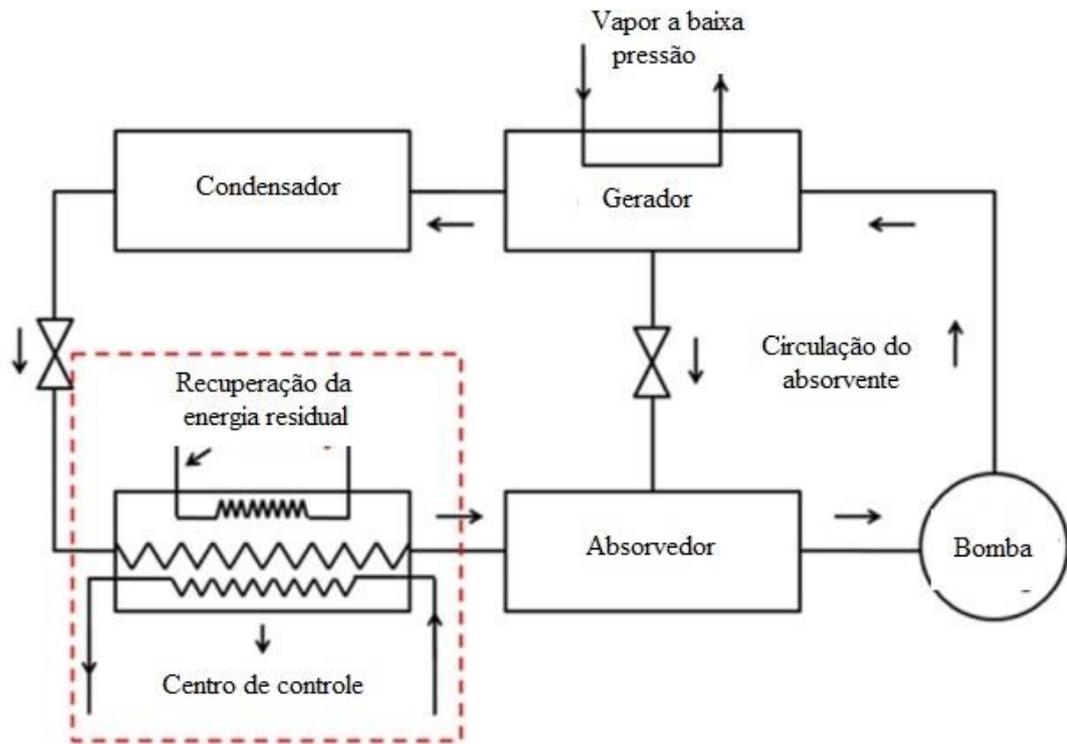
Fonte: Nogueira (2015).

Para substituir o trabalho que antes era realizado pelo compressor no sistema de refrigeração por compressão, é utilizado no ciclo de absorção uma solução composta por um fluido refrigerante e um absorvente. Quando o vapor do refrigerante chega do evaporador, ele será absorvido pela solução líquida do absorvedor. A mistura a baixa pressão é bombeada por uma bomba até atingir uma alta pressão, no qual o refrigerante é aquecido até atingir seu ponto de ebulição através do fornecimento de calor. Posteriormente, o refrigerante é direcionado ao condensador, onde é condensado, da mesma forma que em um sistema de compressão de vapor. Este condensado é então dirigido para a válvula de expansão e posteriormente para o evaporador. Através do trocador de calor, a solução fraca é retornada ao absorvedor. Para promover o efeito de aquecimento, aproveita-se o calor rejeitado tanto no absorvedor quanto no condensador. Já para o efeito de arrefecimento, utiliza-se o calor que é retirado do ambiente por meio do evaporador. Em ambos os casos, o gerador é alimentado por uma fonte de energia quente para garantir a ativação do ciclo (BORGNAKKE; SONNTAG, 2009, SEÇAN et al., 2005).

A utilização de um sistema de refrigeração por absorção, de acordo com Borgnakke; Sonntag (2009), é economicamente viável no caso de haver uma suficiente fonte térmica disponível que em outra instância seria perdida, para o acionamento deste sistema, uma vez que o número de componentes que o compõem é maior comparado a um sistema de refrigeração

por compressão. A Figura 6 ilustra um sistema de refrigeração por absorção utilizando como fonte quente de acionamento o calor residual recuperado de um processo.

Figura 6 – Sistema de refrigeração por absorção ativado por energia residual.

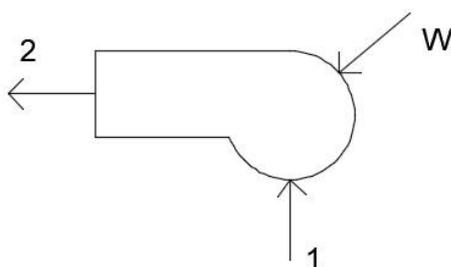


Fonte: Adaptado de Huang et al (2017).

2.5 BOMBA

A bomba é um equipamento utilizado para aumentar a pressão de um fluido através de um trabalho realizado em seu eixo (potência). Os tipos de bombas são classificados em duas categorias: o tipo rotativo (que é o mais comum e pode escoar tanto axialmente ou radialmente) e o tipo alternativo (que é composto por um conjunto cilindro-pistão) (BORGNAKKE; SONNTAG, 2009). A Figura 7 ilustra a bomba:

Figura 7 – Bomba.



Fonte: Autoria própria.

A equação (1) descreve o trabalho realizado pela bomba de acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_1 * (h_2 - h_1) \quad (1)$$

Para efeito dos cálculos, será admitido que o processo de compressão ocorre de forma adiabática e que o rendimento da bomba isentrópica $\eta_{bomba}^{iso} = 0,65$.

Para se obter as propriedades de saída da bomba isentrópica é utilizado a equação (2):

$$\eta_{bomba}^{iso} = \frac{h_1 - h_2^{iso}}{h_1 - h_2} \quad (2)$$

2.6 TROCADOR DE CALOR

Trocadores de calor são utilizados, de acordo com Huang et al (2017), para transferir energia entre um fluido quente e outro frio, com o intuito de atender as especificações e necessidades de um processo industrial ou de uma produção.

A aplicação e a escolha do tipo de trocador de calor dependem de qual objetivo específico que se espera obter. Com a sua utilização é possível realizar aquecimento e resfriamento de ambientes, condicionamento de ar, recuperação de calor em um processo industrial e produção de potência (INCROPERA; DEWITT, 2014)

Em sistemas de recuperação de energia residual, o trocador de calor é um dos componentes mais importantes, pois com objetivo de recuperar essa parcela de energia proveniente de processos realizados a baixas temperaturas, este componente é o que apresenta o maior rendimento e eficiência na troca energética (HUANG et al, 2017)

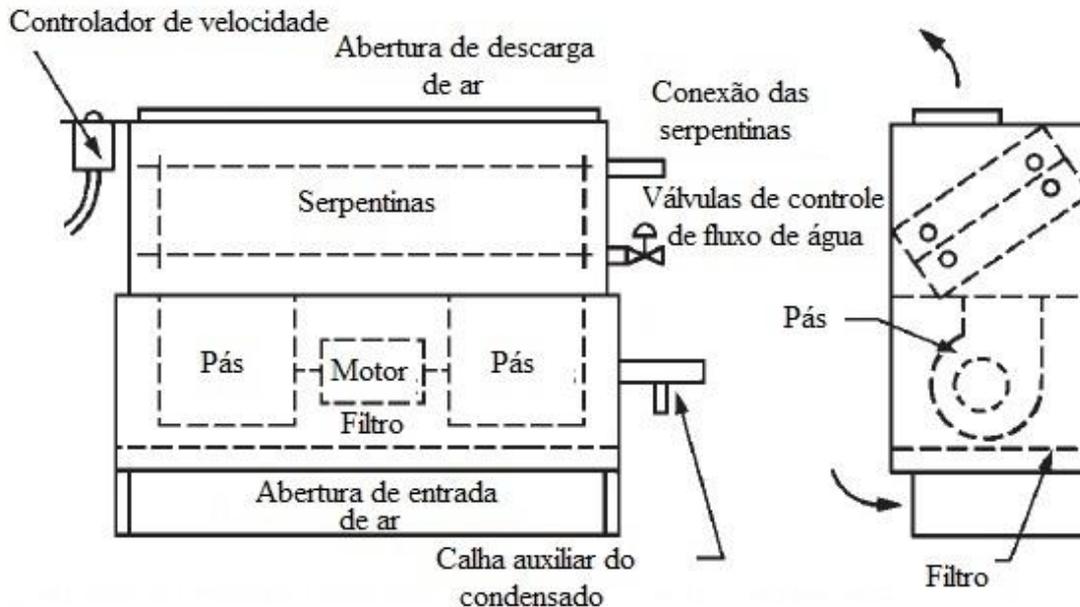
Para efeito de estudo, considera-se que este equipamento funciona sob regime permanente.

2.7 SISTEMA *FAN-COIL*

O emprego de equipamentos tipo *fan-coil* é conveniente quando se possui a intenção de regular a temperatura de locais abertos ou ambientes com uma grande área, onde sistemas de refrigeração por compressão e por absorção, por exemplo, não conseguem suprir as necessidades devidas as suas baixas potências. (ASHARE, 2012)

Sistemas de aquecimento, ventilação e de ar condicionado são os maiores consumidores de energia em edifícios comerciais por serem equipamentos de ampla utilização e que permanecem por um longo período de tempo em funcionamento. Por isso o estudo de métodos de substituição desses equipamentos por sistemas *fan-coil*, que possuem um consumo de energia por unidade relativamente pequeno (LI et al, 2017).

Os sistemas *fan-coils*, esquematizados na Figura 8, movimentam o ar pelo conjunto motor ventilando através de um espaço condicionado, filtram o ar circulante e introduzem uma vazão mássica de ar externo com o intuito de controlar a temperatura, a umidade e a velocidade do ar (ASHRAE, 2012).

Figura 8 – Sistema *fan-coil*.

Fonte: Adaptado de Ashrae (2012).

A potência da unidade do *fan-coil* que será empregado deve estar relacionada à carga térmica do ambiente, à potência necessária para o controle do fluxo de água através das serpentinas e ao controle da velocidade de rotação das pás do ventilador (GHIAUS, 2001).

O *fan-coil* comercial é geralmente composto por duas serpentinas distintas que comportam o fluxo de água quente e fria, se for para realizar e aquecimento ou refrigeração, respectivamente, equipado com válvulas de controle de vazões e dois *dampers* que ajustam a entrada de ar externo (GHIAUS, 2001).

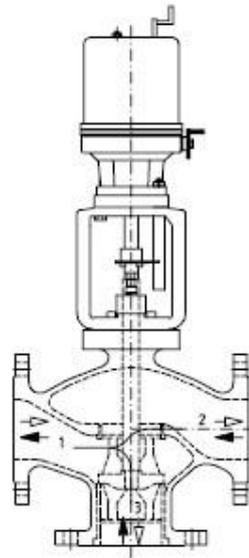
2.8 VÁLVULA PILOTADA DE TRÊS VIAS

O propósito da utilização da válvula pilotada de três vias, esquematizada na Figura 9, é criar um *loop* de mistura que pode ser usado para controlar e regular as temperaturas de superfícies de aquecimento ou arrefecimento e de sistemas de radiadores.

Regulando o fluxo de água em um tubo ao abrir ou cessar o fluxo de água proveniente de outras entradas, é possível misturar a água de dois tubos diferentes em um único duto ou separar a água de um tubo em dois tubos diferentes. A *three way control valve* é caracterizada por três portas (1, 2 e 3) e o seu funcionamento pode se dar nas seguintes maneiras: o fluido flui através da porta 1 e é escoado para fora através da porta 2 e 3 ou através da porta 2 ou 3; o

fluido é escoado através das portas 2 e 3 ou da porta 2 ou 3 e sai pela porta 1. De modo geral, a válvula é pilotada por controlador elétrico, pneumático ou térmico (GRUNDFOS, 2017)

Figura 9 – Válvula pilotada de três vias.



Fonte: Grundfos (2017)

2.9 POLYCITY

O *POLYCITY* é um projeto que começou a ser implementado no ano de 2005 e tem como foco desenvolver projetos sustentáveis relacionados à distribuição de energia em curtas distâncias para satisfazer certas demandas em bairros urbanos (KEINER, 2005)

Alguns distritos urbanos em cidades na Europa já possuem e usufruem dos benefícios que os sistemas desenvolvidos por este programa trazem quando estão em funcionamento:

- a região de Cerdanyola del Vallès, nos arredores da cidade de Barcelona, na Espanha, um novo complexo residencial e industrial para 15.000 habitantes em uma área de 2.000.000 m² foi construído e associado à uma rede ligada à uma usina de cogeração que produz energia elétrica, aquecimento e resfriamento;
- a implementação de um sistema de aquecimento e resfriamento distrital cobrindo uma área de 875.000 m² na antiga parte da cidade de Turin, na Itália, onde 75% das casas desta região são contempladas por este sistema DHC que é abastecido por um sistema

de cogeração e por pequenas usinas fotovoltaicas instaladas nos telhados das residências que, associadas a sistemas de refrigeração por absorção, fornecem energia para arrefecimento durante os períodos de verão;

- a revitalização de um antigo campo militar na região de Ostfildern, na cidade de Stuttgart, Alemanha, que foi reformada e tornada urbana, abrangendo um área de aproximadamente 178.000 m², contemplada com o fornecimento de energia elétrica produzida pela queima de biomassa atendendo a demanda energética de mais de 10.000 pessoas (EICKER et al, 2012; KEINER, 2005).

Nestes três casos, foram feitas análises através de estudos por parte de autoridades locais, empresas que obtiveram licitações para realizar o fornecimento de energia e instituições de pesquisa e desenvolvimento que levantaram dados de demandas e custos para avaliar se as implementações dos projetos eram viáveis (EICKER et al, 2012).

2.10 CICLO DE INCINERAÇÃO

O ciclo térmico proposto por Balcazar et al (2013) tem como propósito integrar a um sistema de incineração de resíduo sólidos municipais, um conjunto à gás associado à uma caldeira de recuperação com intuito de crescer a geração de energia térmica e elétrica a partir da queima do lixo recolhido na cidade de São José dos Campos, SP. Para conseguir modelar seu ciclo, Balcazar et al (2013) estudaram os possíveis efeitos obtidos ao integrar sistemas à gás aos sistemas de incineração, analisou a potência produzida a partir da queima de resíduos sólidos municipais em usinas instaladas em Taiwan além de estudar a otimização de rotas ambientais de limpeza de gases provenientes de sistemas de cogeração de queima destes resíduos.

Ao fazer todos os levantamentos, Balcazar et al (2013) esquematizaram seu ciclo de incineração híbrido e modelaram de acordo com as equações de conservação de massa e energia, princípios da transferência de calor, avaliou a eficiência e o comportamento do trocador de calor utilizado e o perfil das retas dos gráficos da caldeira de recuperação variando o conjunto à gás empregado.

Os resultados obtidos por Balcazar et al (2013) indicam uma melhora nas eficiências do ciclo híbrido e uma capacidade de geração de energia maior quando comparado ao ciclo de incineração convencional

2.11 LEI DA CONSERVAÇÃO DE MASSA

A Lei da Conservação de Massa afirma que *transferência total de massa em certo sistema, seja entrando ou saindo em um sistema, durante um certo Δt , é igual à variação da massa total do mesmo* (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Tratando-se de um sistema fechado, no qual não há nenhum fluxo de massa que atravessa a fronteira do sistema, pode-se afirmar que a massa é constante conforme na equação (3)

$$\dot{m}_{entra} = \dot{m}_{sai} \quad (3)$$

Sendo um sistema aberto, no qual ocorre a entrada e saída de outros fluxos de massa durante o mesmo Δt , o balanço de massa é representado pela equação (4)

$$\frac{dm_{sistema}}{dt} = \dot{m}_{entra} - \dot{m}_{sai} \quad (4)$$

2.12 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A Primeira Lei da Termodinâmica, conhecida também como Princípio da Conservação de Energia, afirma que *energia não pode ser criada e nem destruída, apenas transformada*. O postulado ainda diz que, *para um sistema fechado, a transferência líquida de calor é igual ao trabalho líquido* (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

A equação da Primeira Lei simplificada é (5):

$$\frac{dE_{sistema}}{dt} = \dot{Q}_{total} + \dot{W}_{total} \quad (5)$$

Para expressão da forma completa da equação da Primeira Lei da Termodinâmica (6), considera-se a Lei da Conservação de massa e as outras formas de energia presentes no fluido. Desta forma, assim ela pode ser expressada:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_{sai} * \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_{sai} - \dot{m}_{entra} * \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_{entra} \quad (6)$$

3 METODOLOGIA

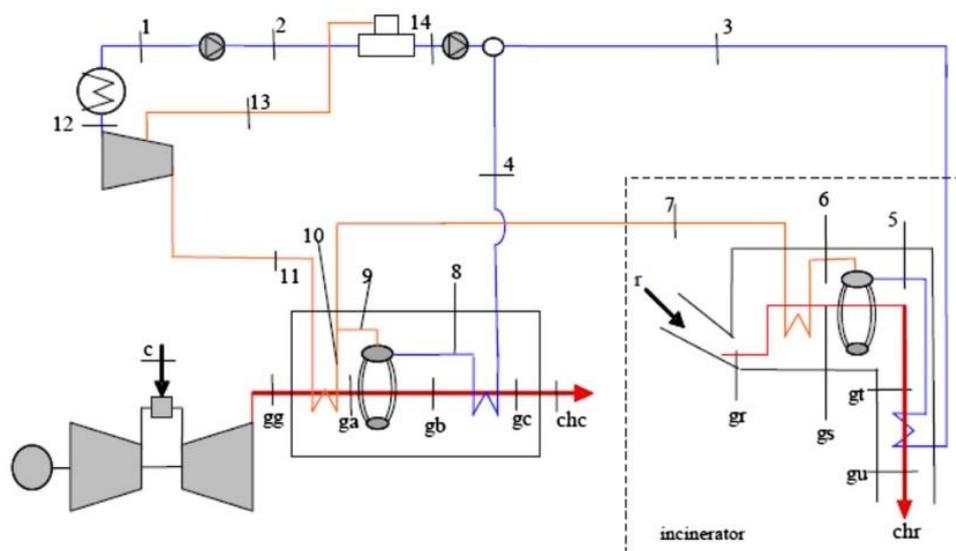
Neste Capítulo são demonstrados o desenvolvimento e o modelamento matemático, por meio do estudo das tecnologias envolvidas em experiências internacionais realizadas, de um ciclo de aquecimento e resfriamento distrital capaz de utilizar a energia residual disponível no ciclo idealizado por Balcazar et al (2013) com o intuito de aquecer água doméstica, aquecer e resfriar ambientes comerciais e residenciais empregando um sistema de resfriamento por absorção, trocador de calor e sistema *fan-coil*.

3.1 ESQUEMATIZAÇÃO DO *DISTRICT HEATING AND COOLING*

Foi projetado um sistema de aquecimento e resfriamento distrital que está associado ao ciclo de incineração de Balcazar et. al. (2013) pelo fato de utilizar como fonte quente a energia rejeitada no condensador da turbina a vapor de condensação com a finalidade de aquecer o fluxo de água que circula pelo ciclo do *district heating and cooling*. Desta forma, as condições físicas e termodinâmicas do modelo proposto depende dos balanços energéticos do ciclo de incineração.

Na Figura 10 é representado o ciclo combinado proposto por Balcazar et al (2013) que associa um conjunto a gás e sua caldeira de recuperação a um incinerador.

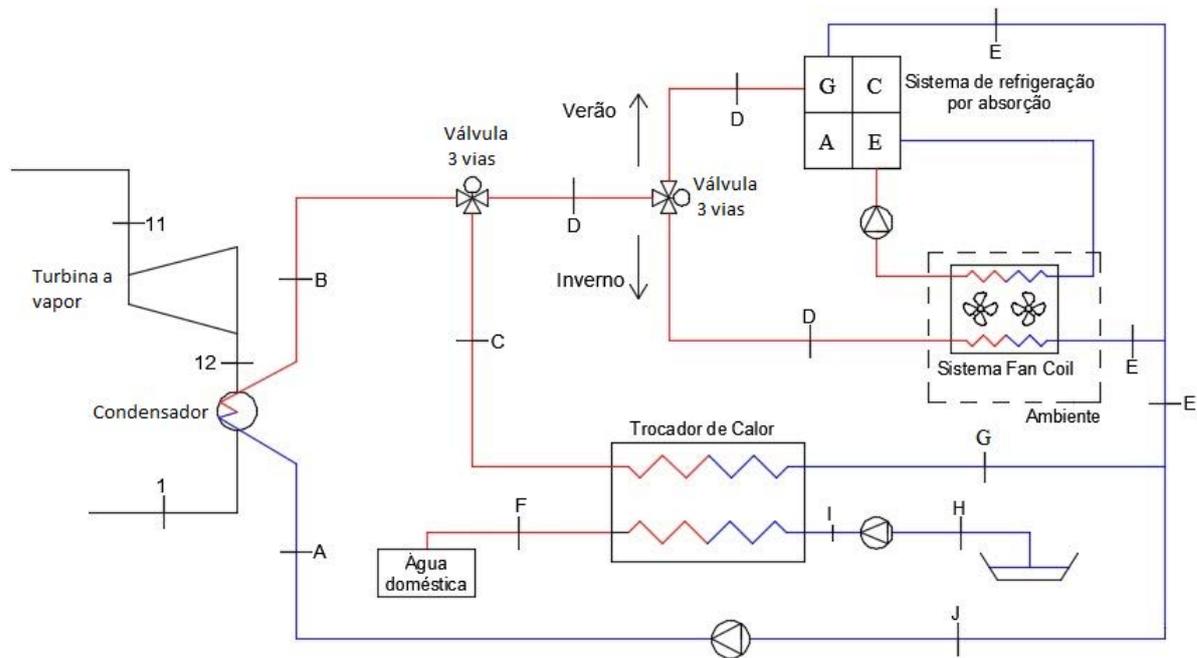
Figura 10 – Ciclo combinado de incineração.



Fonte: Balcazar et al (2013).

A troca térmica que ocorre no condensador, irá promover o aquecimento da vazão mássica de água do sistema DHC, passando do estado do ponto A, situado na entrada do condensador, para o ponto B, na saída do mesmo. A Figura 11 esquematiza o ciclo proposto neste trabalho.

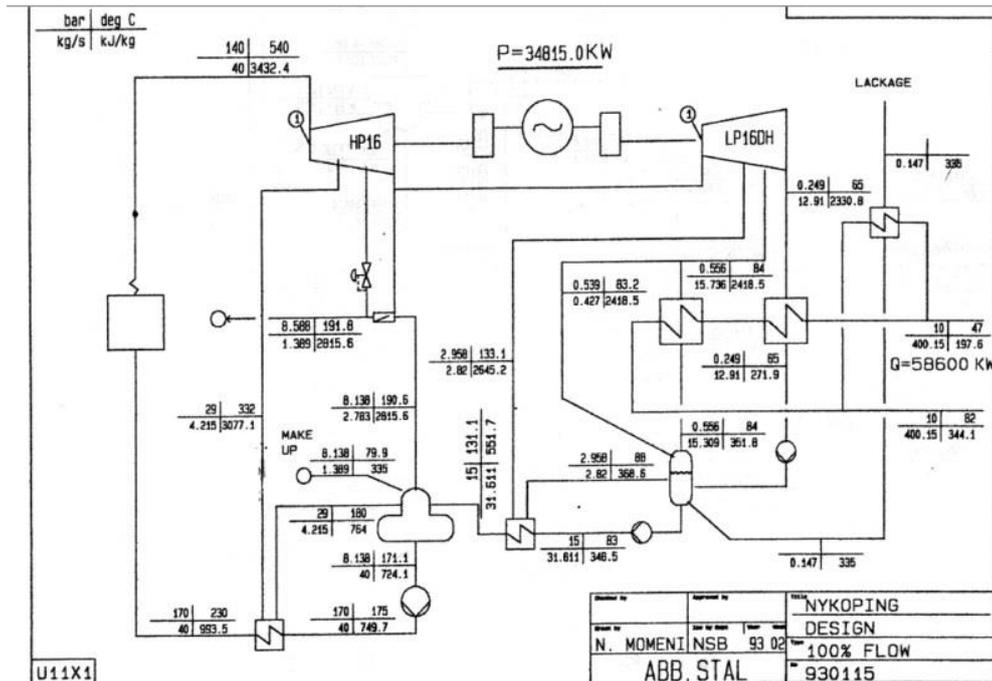
Figura 11 – Esquema do sistema de aquecimento e resfriamento distrital.



Fonte: Autoria própria.

Para os valores iniciais de pressão e temperatura dos pontos A e B, foi usado como referência o projeto na Suécia de *district heating and cooling* proposto por Saarinen et. al. (2008) conforme a Figura 12.

Figura 12 – *District heating and cooling* em Nyköping, na Suécia.



Fonte: Saarinen et. al. (2008).

O produto dessa troca é distribuído através de dutos até a localidade em que será utilizado para os fins de aquecimento e/ou resfriamento.

Uma válvula pilotada de 3 vias foi posicionada na rede do *district heating* com a finalidade de regular o fluxo de água do ciclo que será destinado para fornecer calor na alimentação do sistema de refrigeração/aquecimento de ambientes e para o trocador de calor, com o intuito de se aquecer uma vazão mássica água doméstica.

Pelo fato de o Brasil estar situado em uma região de clima temperado e tropical, no qual o período de dias quentes supera o de dias frios, resulta em um maior emprego de equipamentos de refrigeração por compressão em ambientes residenciais e comerciais que permanecem em operação por longos períodos de tempo. Visando substituir estes aparelhos que consomem altas quantidades de energia, por sistemas de refrigeração por absorção, foi adotado no projeto que 80% da vazão mássica de água proveniente do ponto B será destinada como fonte quente para os sistemas de resfriamento por absorção ou para o aquecimento de ambientes por meio do conjunto de *fan-coils*, no ponto D. Os 20% restantes serão destinadas ao trocador de calor, referente ao ponto C.

Ao conduzir os 80% do fluxo de água no sentido sistema de resfriamento ou de aquecimento, uma nova válvula pilotada de 3 vias foi posicionada com o intuito de novamente

direcionar o escoamento do fluido. Quando se tratar de um período de verão, no qual as temperaturas dos dias são mais elevadas e, portanto, o uso de sistemas de resfriamento por compressão é maior, a válvula pilotada de 3 vias irá regular a vazão mássica para ser totalmente usufruída pelo sistema de refrigeração por absorção para gerar o efeito de arrefecimento. Estando no período de inverno, no qual as temperaturas são mais amenas, a válvula irá desta vez dirigir o escoamento por completo em direção ao sistema de aquecimento. No primeiro caso, a vazão da massa de água fria produzida pelo sistema de resfriamento por absorção estará circulando em um circuito fechado de tubo que, da mesma no sistema de aquecimento, passará através de conjunto de serpentinas associado ao *fan-coil*.

Como esta segunda válvula possui apenas a função de direcionar o escoamento através de uma de suas saídas, o fluxo de saída da mesma possuirá as mesmas propriedades e valores de pressão, temperatura e vazão mássica do escoamento anterior a ela, portanto ambos foram nomeados como ponto D, desconsiderando que haja efeitos de perda de carga ao longo da rede de distribuição.

Analisando a viabilidade de associar um sistema de refrigeração por absorção *ao district heating and cooling*, no qual a energia residual do ciclo de incineração aquecerá a vazão mássica do DHC e esta irá servir como fonte quente para o acionamento do SRA, Eicker et. al. (2009) enfatiza que tanto a energia gerada pela radiação solar quanto a energia residual de processos industriais podem ser associada à sistemas de refrigeração por absorção e garantir conforto térmico em ambientes com baixa demanda energética durante o período de verão. De acordo com Eicker (2009), os mais equipamentos de efeito simples utilizados possuem COP na faixa entre 0,5 e 0,8, enquanto sistemas de resfriamento por compressão elétricos comuns tem seu COP acima de 3,0.

Para o resfriamento dos ambientes residenciais ou comerciais contemplados pelo *district heating and cooling*, foi selecionado o sistema de refrigeração por absorção modelo “*Single Effect Steam Fired Chiller SS Series*”, representado na Figura 13, da fabricante Thermax (THERMAX, 2017) por apresentar as especificações relevantes de equipamentom com a disponibilidade energética do sistema devido ao seu pequeno consumo de energia.

Figura 13 – Sistema de refrigeração por absorção utilizado neste trabalho.



Fonte: Thermax (2017).

Alimentando este sistema de refrigeração com o fluxo de água do aquecimento distrital do ponto D, é gerada água resfriada na faixa de temperatura de 1°C a -2°C que, fluindo em um circuito fechado composto por serpentinas posicionadas em um sistema *fan-coil*, realizará o arrefecimento dos ambientes mencionados. Isto o torna capaz de substituir aparelhos de refrigeração por compressão que consomem uma alta potência elétrica e não são considerados ecologicamente corretos.

Com a finalidade de se aquecer estes mesmos ambientes residenciais ou comerciais, a segunda válvula pilotada de 3 vias irá alterar o sentido do escoamento, direcionando-o desta vez diretamente através do sistema *fan-coil* que irá promover o efeito de convecção em uma corrente de ar por meio dos seus conjuntos de ventiladores sobre o conjunto de serpentina, gerando uma troca de calor entre a água quente, aumentando assim a temperatura do fluxo de ar e, conseqüentemente, a do ambiente.

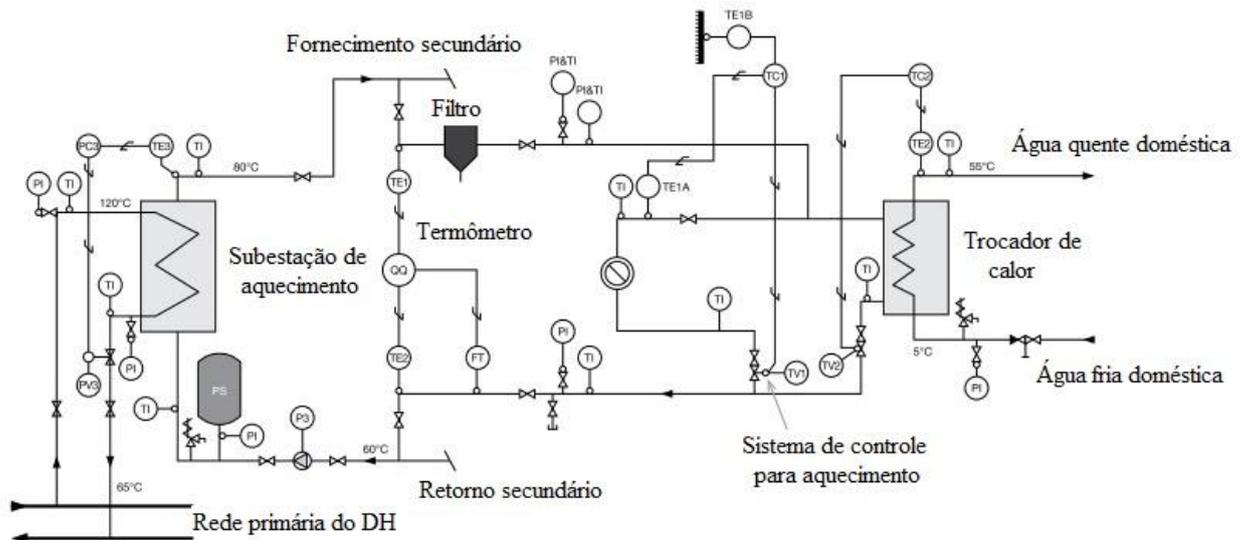
Tanto o fluxo que sai do sistema de refrigeração por absorção quanto o fluxo que sai do sistema *fan-coil* possuem as mesmas propriedades termodinâmicas e físicas e, pela existência de um resultar na inexistência do outro fluxo, ambos foram denominados como ponto E.

A respeito dos 20% do fluxo do *district heating and cooling* que segue para o ponto C, após a primeira válvula pilotada de 3 vias, terá como finalidade aquecer uma demanda de água residencial do bairro contemplado pelo sistema. Para realizar a troca térmica, o trocador de calor é alimentado pela vazão de água quente do ponto C e irá trocar uma certa quantidade de

calor com uma outra vazão de água proveniente de um reservatório que, ao elevar a temperatura do fluxo frio até o ponto F, será posteriormente consumida nos domicílios.

Na Figura 14 é ilustrado o sistema DHC operante em Londres, no qual há a utilização de um trocador de calor para aquecer uma demanda de água doméstica.

Figura 14 – *District heating and cooling* em Londres, Inglaterra.



Fonte: Adaptado de Authority (2013)

Realizando este aquecimento, é possível diminuir o emprego de equipamentos tais como aquecedores elétricos e sistemas de aquecimento a gás.

É importante notar a necessidade de uma bomba isentrópica posicionada entre os pontos I e H (antes da entrada do trocador de calor e depois do reservatório) que tem como função adequar a pressão adequada ao funcionamento do equipamento de troca de calor.

Os escoamentos dos pontos E e G possuem as mesmas propriedades termodinâmicas e, ao se juntarem, suas vazões mássicas se somam e geram o ponto J que posteriormente passará por uma bomba que elevará a sua pressão atingindo assim as propriedades do ponto A, fechando desta forma o ciclo do *district heating and cooling*.

3.2 MODELAMENTO MATEMÁTICO DO DHC

Para realizar a análise térmica do *district heating and cooling* foram traçados os volumes de controle em cada componente do sistema e, por meio do software EES (*Engineering Equation Solver*) e dos balanços de massa e de energia proveniente da Primeira Lei da Termodinâmica, foram inseridas as equações no programa e ele retornou os valores das propriedades termodinâmicas (pressões, temperaturas, entalpias, entropias), vazões mássicas de cada ponto, as potências geradas no sistema de refrigeração de absorção e no aquecedor, quantificou o número de sistemas de refrigeração por compressão e de aquecedores elétrico que poderiam ser retirados dos ambientes contemplados pelo *district heating*, bem como a vazão mássica quente gerada para ser utilizada domesticamente. É importante ressaltar que os efeitos de perda de carga foram desconsiderados nos cálculos.

Os resultados do ciclo híbrido de incineração de Balcazar et al (2013) também foram obtidos por simulações feitas pelo EES variando o conjunto à gás empregado no ciclo combinado. Da mesma forma, os resultados do DHC proposto neste trabalho variam de acordo com o modelo do conjunto à gás selecionado no primeiro ciclo.

Tanto a potência térmica do sistema de refrigeração por compressão quanto a do aquecedor elétrico foram calculadas como sendo as mínimas necessárias para serem capaz de arrefecer ou o aquecer um ambiente, a temperaturas de 18 °C e 24 °C respectivamente, que possua uma área de 12 m² e que não haja nenhum tipo isolamento térmico instalado. Tanto no caso de ser período de inverno quanto de verão, considerou-se que estão presentes equipamentos eletrônicos e lâmpadas fluorescentes no local, além de ocorrerem incidências de raios solares durante a tarde. Por meio dos simuladores online (CONSUL, 2017; SIMPLEX, 2017), nos quais foram inseridas as características específicas do ambiente a ser simulado, os valores da potência mínima para cada equipamento foi de $\dot{Q}_{SRC} = 9000 \text{ Btu/h} = 2,6376 \text{ kW}$ para o aparelho de refrigeração por compressão e $\dot{Q}_{aquecedor} = 5200 \text{ Btu/h} = 1,5239 \text{ kW}$ para o aquecedor elétrico.

Para calcular o número de pessoas que irão se beneficiar da água doméstica a uma temperatura de 45 °C aquecida pelo *district heating and cooling*, assumiu-se que o consumo médio de água potável por pessoa no Brasil é de $\dot{m}_{dom} = 180 \text{ l/hab*dia} = 1.85.10^{-3} \text{ kg/pessoas*s}$ (ABES, 2017).

3.2.1 Volume de controle no condensador

O primeiro componente analisado foi o condensador da turbina a vapor do ciclo de incineração de Balcazar et al (2013). Aplicando as equações de conservação de massa (7, 8) e a primeira lei da termodinâmica (9, 10). Para os valores de entrada de temperatura e pressão dos pontos A e B do *district heating and cooling*, foi utilizado como referência os valores fornecidos pelo ciclo DHC implementando na Suécia e modelado por Saarinen et. al. (2008).

$$\dot{m}_A = \dot{m}_B \quad (7)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{12} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{12}(h_{12} - h_1) = \dot{m}_A(h_B - h_A) \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_1) \quad (10)$$

3.2.2 Volume de controle na primeira válvula pilotada de 3 vias

Aplicou-se a equação de conservação de massa (11) no volume de controle que abrange a primeira válvula pilotada de 3 vias atribuindo as condições de vazão mássica discutida na idealização do DHC:

$$\dot{m}_B = \dot{m}_C + \dot{m}_D \quad (11)$$

$$\dot{m}_C = 0,2 * \dot{m}_B \quad (12)$$

$$\dot{m}_D = 0,8 * \dot{m}_B \quad (13)$$

3.2.3 Volume de controle na segunda válvula pilotada de 3 vias

Como essa válvula tem a finalidade de apenas direcionar (fracionar) o escoamento para o sistema de refrigeração por absorção ou diretamente para o sistema *fan-coil*, ambos os pontos

de saída foram denominados como D, uma vez que a existência de um fluxo de saída significa a inexistência do outro, a equação de balanço de massa é representada por (14):

$$\dot{m}_{entra} = \dot{m}_{sai} \quad (14)$$

3.2.4 Volume de controle na bomba pré condensador

A equação (15) representa a Lei da Conservação da Massa e a equação (16), a Primeira Lei da Termodinâmica, que nos fornece o trabalho realizado por essa bomba, considerando que a mesma trabalha em regime permanente e o ciclo é adiabático:

$$\dot{m}_j = \dot{m}_A \quad (15)$$

$$\dot{W}_{bomba,1} = \dot{m}_A * (h_A - h_J) \quad (16)$$

3.2.5 Volume de controle na bomba pré trocador de calor

Por se tratar de uma bomba isentrópica, seu rendimento isentrópico foi considerado $\eta^{iso}_{bomba} = 0,65$. A equação (17) diz respeito à Lei da Conservação de Massa, a equação (18) à equação do balanço de energia e a (19) para se obter as propriedades de pressão e temperatura na sua saída, ponto I:

$$\dot{m}_H = \dot{m}_I \quad (17)$$

$$\dot{W}_{bomba,2} = \dot{m}_H * (h_I - h_H) \quad (18)$$

$$\eta^{iso}_{bomba} = \frac{h_H - h_I^{iso}}{h_H - h_I} \quad (19)$$

3.2.6 Volume de controle no trocador de calor

Analisando o volume de controle feito sob o trocador de calor e aplicando as equações de conservação de massa (20, 21) e a primeira lei da termodinâmica (22), é possível obter a vazão de mássica de água que será aquecida e, conseqüentemente, quantificar quantas pessoas

seriam abastecidas com esse fornecimento [$N_{pessoas}$], conhecendo o consumo médio de água por pessoa no Brasil \dot{m}_{dom} (23):

$$\dot{m}_I = \dot{m}_F \quad (20)$$

$$\dot{m}_C = \dot{m}_G \quad (21)$$

$$\dot{m}_C * (h_C - h_G) = \dot{m}_I * (h_F - h_I) \quad (22)$$

$$N_{pessoas} = \frac{\dot{m}_F}{\dot{m}_{dom}} \quad (23)$$

3.2.7 Volume de controle no sra

Neste caso, ao aplicar o volume de controle no sistema de refrigeração por absorção, atribuindo o $COP_{SRA} = 0.72$, na equação (26), específico do equipamento selecionado para o ciclo e aplicando a equação de conservação de massa (24) e a primeira lei da termodinâmica (25), é possível determinar a potência de refrigeração do equipamento [$\dot{Q}_{refrigeração}$] e, tendo a potência do sistema de refrigeração por compressão [\dot{Q}_{SRC}] escolhido para ser substituído, pode-se quantificar, pela equação (25) o número desses sistemas que podem ser substituídos pelos de absorção [N_{SRC}]:

$$\dot{m}_D = \dot{m}_E \quad (24)$$

$$\dot{Q}_{gerador} = \dot{m}_D * (h_D - h_E) \quad (25)$$

$$COP_{SRA} = \frac{\dot{Q}_{refrigeração}}{\dot{Q}_{gerador}} \quad (26)$$

$$N_{SRC} = \frac{\dot{Q}_{refrigeração}}{\dot{Q}_{SRC}} \quad (27)$$

3.2.8 Volume de controle no sistema *fan-coil*

Ao aplicar o volume de controle no sistema *fan-coil*, juntamente com a equação de massa (28) e da primeira lei da termodinâmica (29), é possível determinar, pela equação (30) o número de aquecedores elétricos que poderão ser substituídos [$N_{aquecedor}$] considerando estes equipamentos com uma potência de aquecimento [$\dot{Q}_{aquecedor}$]:

$$\dot{m}_D = \dot{m}_E \quad (28)$$

$$\dot{Q}_{fan-coil} = \dot{m}_D * (h_D - h_E) \quad (29)$$

$$N_{aquecedor} = \frac{\dot{Q}_{fan-coil}}{\dot{Q}_{aquecedor}} \quad (30)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A partir das equações e dos dados inseridos no programa *Engineering Equation Solver*, foi possível fazer o levantamento numérico das propriedades físicas e termodinâmicas dos pontos que compõem o ciclo do sistema de aquecimento e resfriamento distrital, bem como obter quantitativamente quantos aparelhos de ar-condicionado tipo Split convencionais de 9000Btu/h e aquecedores elétricos de 5200Btu/h podem ser substituídos com a instalação do DHC, a economia no consumo de energia elétrica realizando esta substituição e fornecer o número de pessoas beneficiadas com água doméstica aquecida.

As figuras 15, 16, 17, 18 e 19 são imagens retiradas do quadro de resultados gerado pelo EES das simulações de cada sistema realizando a substituição do conjunto à gás do ciclo combinado proposto por Balcazar et. al. (2013).

Figura 15 – Resultados da simulação para o CG Hitachi 1xGT10

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$COP_{SRA} = 0,72$	$COP_{SRC} = 3$	$C_{ee} = 0,2389$ [R\$/kW*h]	$C_q = 320,5$ [R\$/MW*h]	$C_{SRC} = 2,102E+06$ [R\$/ano]
$C_w = 167$ [R\$/MW*h]	$\eta_{bomba} = 0,65$	$F_{utilizacao} = 5$ [h]	$h_1 = 188,4$ [kJ/kg]	$h_{12} = 2415$ [kJ/kg]
$h_A = 197,7$ [kJ/kg]	$h_B = 344,1$ [kJ/kg]	$h_C = 344,1$ [kJ/kg]	$h_D = 344,1$ [kJ/kg]	$h_E = 197,2$ [kJ/kg]
$h_F = 189,3$ [kJ/kg]	$h_G = 197,2$ [kJ/kg]	$h_H = 83,93$ [kJ/kg]	$h_I = 85,31$ [kJ/kg]	$h_{IS} = 84,83$ [kJ/kg]
$h_J = 197,2$ [kJ/kg]	$m_{12} = 11,24$ [kg/s]	$m_A = 171$ [kg/s]	$m_B = 171$ [kg/s]	$m_C = 34,2$ [kg/s]
$m_D = 136,8$ [kg/s]	$m_{dom} = 0,00185$ [kg/p*s]	$m_E = 136,8$ [kg/s]	$m_F = 48,31$ [kg/s]	$m_G = 34,2$ [kg/s]
$m_H = 48,31$ [kg/s]	$m_I = 48,31$ [kg/s]	$m_J = 171$ [kg/s]	$N_{aquecedor} = 13170$	$N_{pessoas} = 26113$
$N_{SRC} = 5479$	$P_{otsSRC} = 0,88$ [kW]	$P_1 = 0,0096$ [kPa]	$P_{12} = 0,0096$ [kPa]	$P_A = 1100$ [kPa]
$P_B = 1000$ [kPa]	$P_C = 1000$ [kPa]	$P_D = 1000$ [kPa]	$P_E = 500$ [kPa]	$P_F = 1000$ [kPa]
$P_G = 500$ [kPa]	$P_H = 100$ [kPa]	$P_I = 1000$ [kPa]	$P_J = 500$ [kPa]	$Q_{aquecedor} = 1,52$ [kW]
$Q_{condensador} = 25024$ [kW]	$Q_{fancoil} = 20090$ [kW]	$Q_{gerador} = 20090$ [kW]	$Q_{refrigeracao} = 14465$ [kW]	$Q_{SRC} = 2,64$ [kW]
$s_H = 0,2962$ [kJ/kg.K]	$s_I = 0,2962$ [kJ/kg.K]	$T_1 = 45$ [C]	$T_{12} = 45$ [C]	$T_A = 47$ [C]
$T_B = 82$ [C]	$T_C = 82$ [C]	$T_D = 82$ [C]	$T_E = 47$ [C]	$T_F = 45$ [C]
$T_G = 47$ [C]	$T_H = 20$ [C]	$T_I = 20,13$ [C]	$T_J = 47$ [C]	$W_{bomba1} = 89,18$ [kW]
$W_{bomba2} = 66,99$ [kW]	$W_{tv} = 13040$ [kW]	$x_1 = 0$	$x_{12} = 0,93$	

Fonte: Autoria própria.

Figura 16 – Resultados da simulação para o CG Hitachi 2xGT10

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg				
$COP_{SRA} = 0,72$	$COP_{SRC} = 3$	$C_{ee} = 0,2389$ [R\$/kW*h]	$C_q = 320,2$ [R\$/MW*h]	$C_{SRC} = 2,474E+06$ [R\$/ano]
$C_w = 167$ [R\$/MW*h]	$\eta_{bomba} = 0,65$	Futilizacao = 5 [h]	$h_1 = 188,4$ [kJ/kg]	$h_{12} = 2415$ [kJ/kg]
$h_A = 197,7$ [kJ/kg]	$h_B = 344,1$ [kJ/kg]	$h_C = 344,1$ [kJ/kg]	$h_D = 344,1$ [kJ/kg]	$h_E = 197,2$ [kJ/kg]
$h_F = 189,3$ [kJ/kg]	$h_G = 197,2$ [kJ/kg]	$h_H = 83,93$ [kJ/kg]	$h_I = 85,31$ [kJ/kg]	$h_{is} = 84,83$ [kJ/kg]
$h_J = 197,2$ [kJ/kg]	$m_{12} = 13,23$ [kg/s]	$m_A = 201,3$ [kg/s]	$m_B = 201,3$ [kg/s]	$m_C = 40,25$ [kg/s]
$m_D = 161$ [kg/s]	$m_{dom} = 0,00185$ [kg/p*s]	$m_E = 161$ [kg/s]	$m_F = 56,86$ [kg/s]	$m_G = 40,25$ [kg/s]
$m_H = 56,86$ [kg/s]	$m_I = 56,86$ [kg/s]	$m_J = 201,3$ [kg/s]	$N_{aquecedor} = 15502$	$N_{pessoas} = 30736$
$N_{SRC} = 6449$	$Pot_{SRC} = 0,88$ [kW]	$P_1 = 0,0096$ [kPa]	$P_{12} = 0,0096$ [kPa]	$P_A = 1100$ [kPa]
$P_B = 1000$ [kPa]	$P_C = 1000$ [kPa]	$P_D = 1000$ [kPa]	$P_E = 500$ [kPa]	$P_F = 1000$ [kPa]
$P_G = 500$ [kPa]	$P_H = 100$ [kPa]	$P_I = 1000$ [kPa]	$P_J = 500$ [kPa]	$Q_{aquecedor} = 1,52$ [kW]
$Q_{condensador} = 29454$ [kW]	$Q_{fancoil} = 23647$ [kW]	$Q_{gerador} = 23647$ [kW]	$Q_{refrigeracao} = 17026$ [kW]	$Q_{SRC} = 2,64$ [kW]
$s_H = 0,2962$ [kJ/kg-K]	$s_I = 0,2962$ [kJ/kg-K]	$T_1 = 45$ [C]	$T_{12} = 45$ [C]	$T_A = 47$ [C]
$T_B = 82$ [C]	$T_C = 82$ [C]	$T_D = 82$ [C]	$T_E = 47$ [C]	$T_F = 45$ [C]
$T_G = 47$ [C]	$T_H = 20$ [C]	$T_I = 20,13$ [C]	$T_J = 47$ [C]	$W_{bomba1} = 105$ [kW]
$W_{bomba2} = 78,86$ [kW]	$W_{tv} = 15360$ [kW]	$x_1 = 0$	$x_{12} = 0,93$	

Fonte: Autoria própria.

Figura 17 – Resultados da simulação para o CG Hitachi H-25

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg				
$COP_{sra} = 0,72$	$COP_{SRC} = 3$	$C_{ee} = 0,2389$ [R\$/kW*h]	$C_q = 320,3$ [R\$/MW*h]	$C_{SRC} = 3,970E+06$ [R\$/ano]
$C_w = 167$ [R\$/MW*h]	$\eta_{bomba} = 0,65$	Futilizacao = 5 [h]	$h_1 = 188,4$ [kJ/kg]	$h_{12} = 2415$ [kJ/kg]
$h_A = 197,7$ [kJ/kg]	$h_B = 344,1$ [kJ/kg]	$h_C = 344,1$ [kJ/kg]	$h_D = 344,1$ [kJ/kg]	$h_E = 197,2$ [kJ/kg]
$h_F = 189,3$ [kJ/kg]	$h_G = 197,2$ [kJ/kg]	$h_H = 83,93$ [kJ/kg]	$h_I = 85,31$ [kJ/kg]	$h_{is} = 84,83$ [kJ/kg]
$h_J = 197,2$ [kJ/kg]	$m_{12} = 21,23$ [kg/s]	$m_A = 323$ [kg/s]	$m_B = 323$ [kg/s]	$m_C = 64,59$ [kg/s]
$m_D = 258,4$ [kg/s]	$m_{dom} = 0,00185$ [kg/p*s]	$m_E = 258,4$ [kg/s]	$m_F = 91,25$ [kg/s]	$m_G = 64,59$ [kg/s]
$m_H = 91,25$ [kg/s]	$m_I = 91,25$ [kg/s]	$m_J = 323$ [kg/s]	$N_{aquecedor} = 24876$	$N_{pessoas} = 49322$
$N_{SRC} = 10349$	$Pot_{SRC} = 0,88$ [kW]	$P_1 = 0,0096$ [kPa]	$P_{12} = 0,0096$ [kPa]	$P_A = 1100$ [kPa]
$P_B = 1000$ [kPa]	$P_C = 1000$ [kPa]	$P_D = 1000$ [kPa]	$P_E = 500$ [kPa]	$P_F = 1000$ [kPa]
$P_G = 500$ [kPa]	$P_H = 100$ [kPa]	$P_I = 1000$ [kPa]	$P_J = 500$ [kPa]	$Q_{aquecedor} = 1,52$ [kW]
$Q_{condensador} = 47265$ [kW]	$Q_{fancoil} = 37946$ [kW]	$Q_{gerador} = 37946$ [kW]	$Q_{refrigeracao} = 27321$ [kW]	$Q_{SRC} = 2,64$ [kW]
$s_H = 0,2962$ [kJ/kg-K]	$s_I = 0,2962$ [kJ/kg-K]	$T_1 = 45$ [C]	$T_{12} = 45$ [C]	$T_A = 47$ [C]
$T_B = 82$ [C]	$T_C = 82$ [C]	$T_D = 82$ [C]	$T_E = 47$ [C]	$T_F = 45$ [C]
$T_G = 47$ [C]	$T_H = 20$ [C]	$T_I = 20,13$ [C]	$T_J = 47$ [C]	$W_{bomba1} = 168,4$ [kW]
$W_{bomba2} = 126,5$ [kW]	$W_{tv} = 24640$ [kW]	$x_1 = 0$	$x_{12} = 0,93$	

Fonte: Autoria própria.

Figura 18 – Resultados da simulação para o CG Ansaldo AE64.3A

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$COP_{SRA} = 0,72$	$COP_{SRC} = 3$	$C_{ee} = 0,2389$ [R\$/kW*h]	$C_q = 320,2$ [R\$/MW*h]	$C_{SRC} = 6,959E+06$ [R\$/ano]
$C_w = 167$ [R\$/MW*h]	$\eta_{bomba} = 0,65$	$F_{utilizacao} = 5$ [h]	$h_1 = 188,4$ [kJ/kg]	$h_{12} = 2415$ [kJ/kg]
$h_A = 197,7$ [kJ/kg]	$h_B = 344,1$ [kJ/kg]	$h_C = 344,1$ [kJ/kg]	$h_D = 344,1$ [kJ/kg]	$h_E = 197,2$ [kJ/kg]
$h_F = 189,3$ [kJ/kg]	$h_G = 197,2$ [kJ/kg]	$h_H = 83,93$ [kJ/kg]	$h_I = 85,31$ [kJ/kg]	$h_{Is} = 84,83$ [kJ/kg]
$h_J = 197,2$ [kJ/kg]	$m_{12} = 37,21$ [kg/s]	$m_A = 566,1$ [kg/s]	$m_B = 566,1$ [kg/s]	$m_C = 113,2$ [kg/s]
$m_D = 452,9$ [kg/s]	$m_{dom} = 0,00185$ [kg/p*s]	$m_E = 452,9$ [kg/s]	$m_F = 159,9$ [kg/s]	$m_G = 113,2$ [kg/s]
$m_H = 159,9$ [kg/s]	$m_I = 159,9$ [kg/s]	$m_J = 566,1$ [kg/s]	$N_{aquecedor} = 43601$	$N_{pessoas} = 86447$
$N_{SRC} = 18139$	$Pot_{SRC} = 0,88$ [kW]	$P_1 = 0,0096$ [kPa]	$P_{12} = 0,0096$ [kPa]	$P_A = 1100$ [kPa]
$P_B = 1000$ [kPa]	$P_C = 1000$ [kPa]	$P_D = 1000$ [kPa]	$P_E = 500$ [kPa]	$P_F = 1000$ [kPa]
$P_G = 500$ [kPa]	$P_H = 100$ [kPa]	$P_I = 1000$ [kPa]	$P_J = 500$ [kPa]	$Q_{aquecedor} = 1,52$ [kW]
$Q_{condensador} = 82841$ [kW]	$Q_{fancoil} = 66509$ [kW]	$Q_{gerador} = 66509$ [kW]	$Q_{refrigeracao} = 47887$ [kW]	$Q_{SRC} = 2,64$ [kW]
$s_H = 0,2962$ [kJ/kg-K]	$s_I = 0,2962$ [kJ/kg-K]	$T_1 = 45$ [C]	$T_{12} = 45$ [C]	$T_A = 47$ [C]
$T_B = 82$ [C]	$T_C = 82$ [C]	$T_D = 82$ [C]	$T_E = 47$ [C]	$T_F = 45$ [C]
$T_G = 47$ [C]	$T_H = 20$ [C]	$T_I = 20,13$ [C]	$T_J = 47$ [C]	$W_{bomba1} = 295,2$ [kW]
$W_{bomba2} = 221,8$ [kW]	$W_{tv} = 43200$ [kW]	$x_1 = 0$	$x_{12} = 0,93$	

Fonte: Autoria própria.

Figura 19 – Resultados da simulação para o CG Hitachi PG7241 (FA)

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$COP_{Sra} = 0,72$	$COP_{SRC} = 3$	$C_{ee} = 0,2389$ [R\$/kW*h]	$C_q = 320,3$ [R\$/MW*h]	$C_{SRC} = 1,386E+07$ [R\$/ano]
$C_w = 167$ [R\$/MW*h]	$\eta_{bomba} = 0,65$	$F_{utilizacao} = 5$ [h]	$h_1 = 188,4$ [kJ/kg]	$h_{12} = 2415$ [kJ/kg]
$h_A = 197,7$ [kJ/kg]	$h_B = 344,1$ [kJ/kg]	$h_C = 344,1$ [kJ/kg]	$h_D = 344,1$ [kJ/kg]	$h_E = 197,2$ [kJ/kg]
$h_F = 189,3$ [kJ/kg]	$h_G = 197,2$ [kJ/kg]	$h_H = 83,93$ [kJ/kg]	$h_I = 85,31$ [kJ/kg]	$h_{Is} = 84,83$ [kJ/kg]
$h_J = 197,2$ [kJ/kg]	$m_{12} = 74,13$ [kg/s]	$m_A = 1128$ [kg/s]	$m_B = 1128$ [kg/s]	$m_C = 225,5$ [kg/s]
$m_D = 902,2$ [kg/s]	$m_{dom} = 0,00185$ [kg/p*s]	$m_E = 902,2$ [kg/s]	$m_F = 318,6$ [kg/s]	$m_G = 225,5$ [kg/s]
$m_H = 318,6$ [kg/s]	$m_I = 318,6$ [kg/s]	$m_J = 1128$ [kg/s]	$N_{aquecedor} = 86861$	$N_{pessoas} = 172221$
$N_{SRC} = 36136$	$Pot_{SRC} = 0,88$ [kW]	$P_1 = 0,0096$ [kPa]	$P_{12} = 0,0096$ [kPa]	$P_A = 1100$ [kPa]
$P_B = 1000$ [kPa]	$P_C = 1000$ [kPa]	$P_D = 1000$ [kPa]	$P_E = 500$ [kPa]	$P_F = 1000$ [kPa]
$P_G = 500$ [kPa]	$P_H = 100$ [kPa]	$P_I = 1000$ [kPa]	$P_J = 500$ [kPa]	$Q_{aquecedor} = 1,52$ [kW]
$Q_{condensador} = 165037$ [kW]	$Q_{fancoil} = 132500$ [kW]	$Q_{gerador} = 132500$ [kW]	$Q_{refrigeracao} = 95400$ [kW]	$Q_{SRC} = 2,64$ [kW]
$s_H = 0,2962$ [kJ/kg-K]	$s_I = 0,2962$ [kJ/kg-K]	$T_1 = 45$ [C]	$T_{12} = 45$ [C]	$T_A = 47$ [C]
$T_B = 82$ [C]	$T_C = 82$ [C]	$T_D = 82$ [C]	$T_E = 47$ [C]	$T_F = 45$ [C]
$T_G = 47$ [C]	$T_H = 20$ [C]	$T_I = 20,13$ [C]	$T_J = 47$ [C]	$W_{bomba1} = 588,2$ [kW]
$W_{bomba2} = 441,8$ [kW]	$W_{tv} = 86050$ [kW]	$x_1 = 0$	$x_{12} = 0,93$	

Fonte: Autoria própria.

Por meio dos valores de cada variável presente nas Figuras 12, 13, 14, 15 e 16, foi possível organizá-las, formatar e preencher as Tabelas 1, 2, 3 e 4.

As Tabela 1 e 2 apresentam os resultados obtidos das propriedades físicas e termodinâmicas de cada ponto, respectivamente.

Tabela 1: Vazões mássicas do DHC.

	Hitachi 1xGT10	Hitachi 2xGT10	Hitachi H-25	Ansaldo AE64.3A	Hitachi PG 7241(FA)
	\dot{m} [kg/s]				
A	171	201,03	323	566,1	1.128
B	171	201,03	323	566,1	1.128
C	34,2	40,25	64,59	113,2	225,5
D	136,8	161	258,4	452,9	902,2
E	136,8	161	258,4	452,9	902,2
F	48,31	56,86	91,25	159,9	318,6
G	34,2	40,25	64,59	133,2	225,5
H	48,31	56,86	91,25	159,9	318,6
I	48,31	56,86	91,25	159,9	318,6
J	171	201,3	323	566,1	1.128

Fonte: Autoria própria

O primeiro ponto importante a ser comentado dos resultados obtidos é que, conforme o aumento da potência do conjunto à gás adotado no ciclo combinado de incineração do projeto proposto por Balcazar et al (2013), maior é a quantidade de energia residual gerada no condensador da turbina a vapor e, conseqüentemente, maior a disponibilidade de calor passiva de ser aproveitada pelo DHC com intuito de aquecer sua vazão mássica de água.

As vazões mássicas de água de todos os pontos do sistema de aquecimento e resfriamento distrital expostos na Tabela 1 aumentam, quando mantidos seus parâmetros de pressão e temperatura, de acordo com a potência do conjunto a gás adotado. A diferença entre a vazão mássica total do sistema quando empregado o conjunto à gás Hitachi 2xGT10 é 15% maior comparada quando é utilizado o Hitachi 1xGT. Porém, ao equiparar a vazão da massa total do sistema utilizando-se o Hitachi PG 7241(FA), essa diferença se torna mais expressiva, chegando a ser 331% maior em relação à vazão quando empregado o conjunto à gás de menor potência.

O valor da vazão mássica do sistema reflete diretamente em todos os parâmetros relacionados às potências exigidas nas bombas, no número de equipamentos de refrigeração por compressão e aquecedores elétricos que podem ser substituídos e no número de pessoas favorecidas pela água doméstica aquecida.

Tabela 2: Propriedades termodinâmicas do DHC.

	P [Mpa]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
A	1,1	47	197,7	
B	1	82	344,1	
C	1	82	344,1	
D	1	82	344,1	
E	0,5	47	197,2	
F	1	45	189,3	
G	0,5	47	197,2	
H	0,1	20	83,93	0,2962
I	1	20,13	85,31	0,2962
J	0,5	47	197,2	

Fonte: Autoria própria

Pelo fato de terem sido fixados, a partir de sistemas de resfriamento e aquecimento distritais de Saarinen et. al. (2008) e de Kaarup (2014), os parâmetros termodinâmicos dos pontos do ciclo do DHC e propriedades como pressão, temperatura, entalpia e entropia permanecem constantes, independente do conjunto à gás adotado no ciclo de incineração.

A Tabela 3 que expõe a quantidade de energia residual gerada no condensador da turbina e as potências exigidas pelas duas bombas presentes no ciclo.

Tabela 3: Energia residual no condensador e potências das bombas.

	$\dot{Q}_{condensador}$ [kW]	$\dot{W}_{bomba\ 1}$ [kW]	$\dot{W}_{bomba\ 2}$ [kW]
Hitachi 1xGT10	25.024	89,18	66,99
Hitachi 2xGT10	29.454	105	78,86
Hitachi H-25	47.265	168,4	126,5
Ansaldo AE64.3A	82.841	295,2	221,8
Hitachi PG 7241(FA)	165.037	588,2	441,8

Fonte: Autoria própria

Conforme esperado, da mesma forma que a vazão mássica do DHC, a energia residual $\dot{Q}_{condensador}$ disponível para o sistema de aquecimento e refrigeração aumenta de acordo com o conjunto à gás escolhido para compor o ciclo de incineração.

A energia residual gerada ao adotar o conjunto à gás Hitachi H-25 (de média potência), é 188,88 % maior comparada à energia concebida pelo Hitachi 1xGT10, enquanto através do Hitachi PG7241 (FA), a energia é 659,51 % maior do que através do conjunto de menor potência.

De acordo com Concerto (2015), a energia térmica disponível para o sistema de aquecimento distrital instalada em Arquata, na cidade de Turin, Itália, é de aproximadamente 1166 kW proveniente da queima de gás natural em um ciclo de cogeração. Equiparando essa quantidade energética com as obtidas neste projeto, é possível notar que, ao adotar o conjunto à gás Hitachi 1xGT10, a energia residual no condensador já é bem superior do que a gerada no complexo da cidade de Turin.

O sistema de aquecimento e resfriamento distrital estabelecido em Cerdanyola del Vallès, nos arredores de Barcelona, Espanha, produz, a partir de uma usina de poligeração, uma energia total de 7553 kW, sendo que 6455 kW são convertidos em energia do tipo elétrica e térmica que são destinadas para o abastecimento do sistema DHC que atende cerca de 15.000 habitantes (CONCERTO, 2011).

As potências exigidas pelas bombas foram calculadas com intuito de quantificá-las e salientar que as mesmas possuem um consumo muito pequeno em relação ao que o sistema pode conceber.

Os resultados dos números de sistemas de refrigeração por compressão e aquecedores elétricos passivos de serem substituídos, de pessoas favorecidas pela água doméstica aquecida e a economia anual da energia elétrica requerida pelos mesmo equipamentos, que estão exibidos na Tabela 4, são mais conclusivas para uma análise mais direta e crítica dos impactos surtidos na sociedade com a implementação do *district heating and cooling*.

Tabela 4: Resultado das simulações.

	N_{SRC}	$N_{aquecedor}$	N_{pessoa}	C_{SRC} [R\$/ano]
Hitachi 1xGT10	5.479	13.170	26.113	2.102.000
Hitachi 2xGT10	6.449	15.502	30.736	2.474.000
Hitachi H-25	10.349	24.876	49.322	3.970.000
Ansaldo AE64.3A	18.139	43.601	86.447	6.959.000
Hitachi PG 7241(FA)	36.136	86.861	172.221	13.860.000

Fonte: Autoria própria

Mesmo sendo escolhido o conjunto à gás de menor potência no ciclo de incineração, os resultados já trazem um retorno significativo para a sociedade. Um grande número de equipamentos de aquecimento e arrefecimento podem ser substituídos pelos sistemas de refrigeração por absorção associados ao sistema *fan-coil*, resultando em ótima economia na compra da energia elétrica necessária para a ativação dos sistemas de controle de temperatura convencionais. Além disso, em torno de 26.113 pessoas poderão desfrutar da água aquecida para ser consumida residencialmente.

Resultados ainda mais expressivos são alcançados ao empregar o conjunto à gás Hitachi PG 7241(FA). Um total de 172.221 pessoas irão ser abastecidas com água aquecida que, ao comparar esse montante com a população da cidade São José dos Campos, que é de aproximadamente 630.000 habitantes (PREFEITURA DE SÃO JOSÉ DOS CAMPOS, 2017), representa em torno de 27,3% dos habitantes estariam sendo beneficiadas com a instalação desse sistema. A quantidade total dos equipamentos de aquecimento e arrefecimento permutados irá resultar em uma economia de cerca de R\$ 13.860.000 no gasto anual com a energia elétrica que eventualmente seria consumida para sua ativação, além de concomitantemente promover um alívio na demanda de energia elétrica na rede de distribuição e nos impactos ambientais causados pelo o funcionamento destes aparelhos.

Estes resultados ainda podem sofrer variações caso forem adotadas outras porcentagens de fluxos de massa de água do DHC quando ocorre o seu fracionamento através da primeira válvula de três vias.

Com o intuito de fazer uma análise de sensibilidade e comparar os resultados, foram realizadas duas simulações alterando, desta vez, os fracionamento na primeira válvula.

A Tabela 5 expõem os resultados retirados da simulação no qual 50% da vazão mássica do DHC foi direcionada para o trocador de calor e os outros 50% para o sistema de aquecimento e arrefecimento de ambientes.

Tabela 5: Fracionamento 50% / 50%

	N_{SRC}	$N_{aquecedor}$	N_{pessoa}	C_{SRC} [R\$/ano]
Hitachi 1xGT10	3.424	8.232	65.283	1.314.000
Hitachi 2xGT10	4.031	9.689	76.841	1.546.000
Hitachi H-25	6.468	15.548	123.305	2.481.000
Ansaldo AE64.3A	11.337	27.250	216.118	4.349.000
Hitachi PG 7241(FA)	22.585	54.288	430.552	8.664.000

Fonte: Autoria própria

Ao se realizar a partição em 50%, uma maior quantidade do fluxo de água do DHC será direcionada ao trocador de calor. Desta forma, haverá uma maior quantidade de energia disponível para aquecer a água doméstica e, conseqüentemente, um maior número de pessoas irá ser abastecida pela mesma. Por outro lado, ocorrerá a diminuição da capacidade do sistema substituir os equipamentos convencionais de aquecimento e arrefecimento de ambientes e com isso acarretará em uma diminuição na economia de energia elétrica.

Já a tabela 6 apresenta os resultados da simulação de quando se direciona 100% da vazão do ciclo para abastecer o sistema de aquecimento e resfriamento de ambientes residenciais e comerciais.

Tabela 6: Fracionamento 0% / 100%

	N_{SRC}	$N_{aquecedor}$	N_{pessoa}	C_{SRC} [R\$/ano]
Hitachi 1xGT10	6.849	16.463	0	2.627.000
Hitachi 2xGT10	8.062	19.378	0	3.093.000
Hitachi H-25	12.936	31.095	0	4.963.000
Ansaldo AE64.3A	22.674	54.501	0	8.698.000
Hitachi PG 7241(FA)	45.170	108.577	0	17.330.000

Fonte: Autoria própria

Com esta simulação, é possível analisar a capacidade do sistema em direcionar toda a sua energia para a ativação dos equipamentos de resfriamento por absorção e dos conjuntos *fan-coils*. Todos os parâmetros de número de sistemas de resfriamento por compressão, aquecedores elétricos e economia na compra de energia elétrica foram maximizadas, resultando em números duas vezes maiores em relação aos obtidos quando o fracionamento da vazão mássica de água era de 50%.

5 CONCLUSÃO

Considerando a importância do uso consciente de fontes de energia não renováveis e a busca por melhores formas de aproveitamento da energia residual, o sistema de aquecimento e resfriamento distrital proposto nesse projeto é, a partir do estudo experiências internacionais como o programa *Polycity* (EICKER et al, 2012; KEINER, 2005) e das tecnologias envolvidas na distribuição dessa energia, modelado de forma que ele seja capaz de aproveitar uma fonte residual de calor de um ciclo combinado com o intuito de utilizar esta fonte quente no aquecimento e arrefecimento de ambientes residenciais e comerciais, além de promover o aquecimento de uma vazão mássica de água que será conduzida para ser consumida pela população da cidade em questão.

A partir da associação do sistema de DHC ao ciclo combinado de incineração proposto por Balcazar et. al. (2013), foi possível conceber um destino alternativo para o lixo municipal recolhido na cidade de São José dos Campos, no Brasil e, concomitantemente, aproveitar a energia dissipada no condensador para ser utilizada na ativação de sistemas de refrigeração por absorção e em sistemas *fan-coils*, bem como em trocadores de calor para aquecer água residencial.

Por meio das tecnologias disponíveis e das teorias que fundamentam a Primeira Lei da Termodinâmica e da Conservação de Massa, foi esquematizado o ciclo proposto neste trabalho e, com o auxílio do software *Engineering Equation Solver*, foi possível realizar o seu modelamento matemático e serem feitas as simulações necessárias para se obter os resultados utilizados como base para uma avaliação preliminar da disponibilidade energética (em base térmica) referente à dissipação de calor proveniente do ciclo de Balcazar et. al. (2013), obter o número de equipamentos de refrigeração por compressão e de aquecedores elétricos passíveis de serem substituídos pela implementação do DHC, a economia no consumo da energia elétrica necessária para o funcionamento dos mesmo, além do número de pessoas beneficiadas pela água doméstica aquecida e o custo de uma potencial venda da energia térmica residual.

Realizando uma análise comparativa com sistemas de aquecimento e resfriamento distritais já estabelecidos em Turin, na Itália, em Cerdanyola del Vallès, na Espanha e em Ostfildern, na Alemanha, a implementação do ciclo proposto, possuindo em seu alcance uma alta disponibilidade energética, se mostrou eficiente e capaz de aproveitar essa fonte quente para atender as demandas de ativação dos equipamentos empregados no ciclo DHC, além de suprir as necessidades de água doméstica de um grande número de pessoas.

A economia no consumo de energia elétrica através da substituição dos aparelhos convencionais de ar-condicionado e de aquecedor elétrico se mostrou significativo dentro da esfera em que ela é instalada, ultrapassando valores a cima da casa dos milhões de reais por ano.

A escolha do conjunto à gás que compõe o ciclo combinado de incineração de Balcazar et al (2013) influencia diretamente na quantidade de calor rejeitado no condensador da turbina, que por sua vez é fator que promove a maior variação nos resultados obtidos através das simulações, juntamente com alterações no fracionamento da vazão mássica do ciclo por meio da primeira válvula de três vias.

Apesar de terem sido desconsideradas variações de pressão devida as perdas de carga e de calor perdido pelo fluido durante a sua circulação pela rede de distribuição, além de outros tipos de efeitos no funcionamento do ciclo, os resultados obtidos pelas simulações e as diferenças encontradas por meio de análises comparativas, o ciclo proposto nesse projeto se mostrou capaz de aproveitar a energia dissipada para atender uma demanda de água aquecida e de ser utilizada na ativação de sistemas de aquecimento e arrefecimento de ambientes. Deste modo, é possível assegurar que o ciclo de aquecimento e resfriamento distrital modelado é eficaz e atende ao seu propósito.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Durante o estudo de sistemas de aquecimento e resfriamento distritais abrangidos pelo programa *Polycity*, foi possível notar o investimento em outras formas de geração de energia como através de placas solares fotovoltaicas para compor o DHC e auxiliar no fornecimento de energia para o seu funcionamento. Pelo Brasil ser um país no qual uma grande parte do seu território recebe uma alta incidência solar durante muitos dias ao decorrer do ano, seria interessante analisar a viabilidade tecnológica e econômica em investimentos em sistemas de geração de energia semelhantes, podendo contribuir positivamente na eficiência do ciclo neste projeto modelado.

Com o intuito de se obter resultados mais precisos e mais realistico, há a necessidade de se levar em consideração os efeitos de perda de carga e de perda de calor da vazão mássica água do DHC durante o seu transporte através da rede de distribuição no desenvolvimento matemático do sistema.

A associação desses dois pontos seriam interessantes de serem tratados no caso de se desejar proceder com uma análise mais profunda.

REFERÊNCIAS

- ABES. **Consumo de água por habitante no Brasil**. Disponível em: <<http://www.abes-mg.org.br/visualizacao-de-clippings/ler/2154/consumo-de-agua-por-habitante-no-brasil-e-estavel>>. Acesso em: 15 set. 2017.
- ASHARE. **Heating, ventilating, and systems and equipment**. 2. ed. Atlanta: ASHARE, 2012. 1081 p.
- ARROYO, V. **Agenda for climate action**. 4. ed. Arlington: Pew Centre on Global Climate Change, 2006. 22 p.
- BANK, A. D. **District cooling in the people's Republic of China: status and development potential**. Mandaluyong: ADB, 2017. 92 p.
- BALCAZAR, J. G. C. et al. Analysis of hybrid waste-to-energy for medium-sized cities. **Energy**, Guaratinguetá, v. 55, n. 1, p. 728–741, 2013.
- BENDIG, M. et al. Defining waste heat for industrial processes. **Applied Thermal Engineering**, Lausanne, v. 61, n. 1, p. 134–142, 2013.
- BORGNAKKE; SONNTAG. **Fundamentos da termodinâmica**. 7. ed. São Paulo: Blucher, 2009. 461 p.
- BRÜCKNER, S. et al. Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. **Applied Energy**, Garching, v. 151, n. 3, p. 157–167, 2015.
- ÇENGEL, Y; CIMBALA, J. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. 3. ed. Porto Alegre: McGraw-Hill, 2015. 959 p.
- CONCERTO, P. **Energetic and urban regeneration of the arquata district in the City of Torino**. Stuttgart: Policity, 2015. 16 p.
- CONCERTO, P. **Polygeneration plant Parc de l'Alba Cerdanyola del Vallès**. Cerdanyola del Vallès: Policity, 2011. 24 p.
- CONSUL. **Simulador de BTU**. Disponível em: <<https://www.consul.com.br/simuladordebtu/>>. Acesso em: 25 jul. 2017.
- EICKER, U. et al. **Polycity energy networks in sustainable cities**. 3. ed. Stuttgart: Karl Krämer, 2012. 141 p.
- EICKER, U; PIETRUSCHKA, D. Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings. **Energy and Buildings**, Stuttgart, v. 41, n. 1, p. 81–91, 2009.
- FUMO, N. et. al. Emission operational strategy for combined cooling, heating, and power systems. **Applied Energy**, Mississippi, v. 86, n. 11, p. 2344–2350, 2009.
- GHIAUS, C. Fuzzy model and control of a fan-coil. **Energy and Buildings**, La Rochelle, v. 33, n. 6, p. 545–551, 2001.

GRUNDFOS. **Válvula de 3 vias pilotada**. Disponível em: <<http://www.grundfos.com/service-support/encyclopedia-search/3-way-valve.html>>. Acesso em: 27 jul. 2017.

HUANG, F. et al. Heat recovery potentials and technologies in industrial zones. **Journal of the Energy Institute**, Chongqing, v. 90, n. 6, p. 951–961, 2017.

INCROPERA, Frank P; DEWITT, D. **Fundamentos de transferencia de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2015. 255 p.

AUTHORITY, G. L. **District heating manual for London**. Londres: GLA, 2013. 83 p.

KAARUP, P. K. **Guidelines for low-temperature district heating**. 5. ed. Copenhagen: EUDP, 2014. 43 p.

KEINER, M; KIM, A. **City energy networking in Europe**. 2. ed. Zurich: Institute for Spatial and Landscape Planning, 2005. 198 p.

KUNDU, B. et al. Operating design conditions of a solar-powered vapor absorption cooling system with an absorber plate having different profiles: An analytical study. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Kolkata, v. 37, n. 9, p. 1238–1245, 2010.

LI, X et al. Development of network control platform for energy saving of fan coil units. **Journal of Building Engineering**, Dalian, v. 12, n. 4, p. 155–160, 2017.

LUCIA, U. Adsorber efficiency in adsorption refrigeration. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Torino, v. 20, n. 6, p. 570–575, 2013.

LUND, H. et al. The role of district heating in future renewable energy systems. **Energy**, Aalborg, v. 35, n. 3, p. 1381–1390, 2010.

NOGUEIRA F. J. H. **Climatização distrital**: proposta metodológica e estudo de caso. 2015. 110 f. Dissertação de Mestrado (Mestrado em Engenharia de Energia) – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2015.

PREFEITURA DE SÃO JOSÉ DOS CAMPOS. **População São José dos Campos**. Disponível em: <http://www.sjc.sp.gov.br/sao_jose/populacao.aspx>. Acesso em: 11 out. 2017.

REZAIE, B; ROSEN, M. A. District heating and cooling: Review of technology and potential enhancements. **Applied Energy**, Oshawa, v. 93, n. 5, p. 2–10, 2012.

SAARINEN, L. **Modelling and control of a district heating system**. 3. ed. Uppsala: VRD, 2008. 67 p.

SALVADOR, F. **Projeto de um sistema de refrigeração industrial com “set-point ” variável refrigeração industrial**. 1999. 105 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1999.

SAVOIA, M. A B. **Estudo de centrais de cogeração em ciclo combinado com aquecimento urbano através de redes (teleaquecimento) na Europa, Estados Unidos e Brasil: implicações sócio - ambientais e econômicas: análise do caso brasileiro.** 2012. 100 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Curso de Especialização em Gestão Ambiental e Negócios no Setor Energético) – Instituto de Eletrotécnica e Energia., Universidade de São Paulo, São Paulo, 2012.

ŞENCAN, A. et al. Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems. **Renewable Energy**, Isparta, v. 30, n. 5, p. 645–657, 2005.

SIMPLEX. **BTU Heating calculator.** Disponível em: <<https://www.simplex.ca/en-CA/tips-advice/btu-calculator>>. Acesso em: 25 jul. 2017.

THERMAX. **Single effect steam fired chiller (SS series).** Disponível em: <<http://www.thermaxglobal.com/thermax-absorption-cooling-systems/vapour-absorption-machines/steam-fired-chillers/>>. Acesso em: 11 jul. 2017.

WERNER, S. International review of district heating and cooling. **Energy**, Halmstad, v. 115, n. 1, p. 1–15, 2017.

WERNER, S. District heating and cooling in Sweden. **Energy**, Halmstad, v. 126, n. 4, p. 419–429, 2017.

WERNER, S. et al. **District Heating and Cooling.** 4. ed. Halmstad: Elsevier, 2013. 110 p.