

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CHRISTYAM ALCANTARA PAULO DA SILVA
RICARDO ANTONIO BRESCANSIN

**PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO
COMERCIAL UTILIZANDO RESFRIAMENTO GEOTÉRMICO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
(TCC-2)

CURITIBA

2015

CHRISTYAM ALCANTARA PAULO DA SILVA

RICARDO ANTONIO BRESCANSIN

PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO COMERCIAL UTILIZANDO RESFRIAMENTO GEOTÉRMICO

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – Tcc2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Eduardo Matos Germer

Co-orientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos

CURITIBA

2015

TERMO DE ENCAMINHAMENTO

Venho, por meio deste termo, encaminhar para apresentação a monografia do Projeto de Pesquisa “PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO COMERCIAL UTILIZANDO RESFRIAMENTO GEOTÉRMICO”, realizado pelos alunos: CHRISTYAM ALCANTARA PAULO DA SILVA e RICARDO ANTONIO BRESCANSIN, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso - Tcc2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Eduardo Matos Germer
UTFPR - Damec

Co-orientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos
UTFPR - Damec

Curitiba, 10 de julho de 2015.

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa “PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO COMERCIAL UTILIZANDO RESFRIAMENTO GEOTÉRMICO”, realizado pelos alunos CHRISTYAM ALCANTARA PAULO DA SILVA e RICARDO ANTONIO BRESCANSIN, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso –Tcc2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Eduardo Matos Germer

Damec - Lacist, UTFPR

Orientador

Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos

Damec - Lacist, UTFPR

Co-orientador

Prof. Msc. Raul Henrique Erthal

Damec - Lacist, UTFPR

Avaliador

Prof. Dr. Luciano Fernando dos Santos Rossi

Damec - Lacist, UTFPR

Avaliador

Curitiba, 10 de julho de 2015.

AGRADECIMENTOS

Sou grato ao meu Deus, autor e consumidor da minha fé que é o combustível da minha motivação aos estudos; toda honra e glória a Ele seja dada.

Sou grato à minha esposa, Karien Mattos de Souza, que com paciência e muito amor ajuda-me na construção dos meus sonhos, dia após dia. A ela dedico esta frase: “Quando olhar o céu todo estrelado, quero ver a mesma estrela cintilante que você, porque seria como se únicos olhos a deslumbrasse! Únicos olhos, pois, pertencentes a uma só vida: a nossa!”

Sou grato aos meus pais, Daniel Paulo da Silva e Rosana Alcantara Paulo da Silva, que me deram por herança a melhor educação que alguém pode ter, demonstrando-me que isso vale mais que muitos tesouros.

Sou grato aos professores Dr. Eduardo Mattos Germer e Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos que com sua experiência e conhecimento ajudaram-nos a trilhar um bom trabalho.

Por fim, agradeço especialmente ao Sr. Jorge Zato, Gerente de Projetos da Trox do Brasil, e também ao Engenheiro Fred Akira Kohiyama, Líder de Projeto da Trox do Brasil, grandes colegas de trabalho que compartilharam seus conhecimentos e experiência sem nenhuma ressalva.

Christyam Alcantara Paulo da Silva

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus em primeiro lugar por ter proporcionado esta experiência fantástica, me trazendo até este momento de realização de um sonho, por me manter na direção certa em meio a tantos desafios. Sou muito grato aos nossos professores, Dr. Eduardo Mattos Germer e Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos que mais que orientadores foram parceiros no início deste desafio, e hoje são amigos muito queridos.

Agradeço a minha mãe Maria e meu pai Antonio, que simples como seus nomes sempre acreditaram que este sonho era possível, e lutaram comigo até agora. Agradeço ainda as minhas irmãs que entenderam meus momentos difíceis e souberam me apoiar de forma precisa e incondicional.

Agradeço infinitamente a minha “anja da guarda”, que esteve comigo deste o primeiro dia destes tão difíceis, que hoje compartilha comigo a graça de termos as princesas Marina e Beatriz, que me incentivou mesmo sentindo a minha falta, que nunca pensou que seria impossível, que nos momentos em que a tristeza e decepção era muito forte soube me alegrar e me amparar. Te amo infinitamente Monica Valéria Lopes Pegorer, obrigado por fazer minha vida mais completa e feliz, sou eternamente grato a você.

Ricardo Antonio Brescansin

RESUMO

SILVA, Christyam Alcantara Paulo da. BRESCANSIN, Ricardo Antonio. Projeto e dimensionamento de sistema de climatização comercial utilizando resfriamento geotérmico. 2015.132 f. Monografia (Trabalho de Conclusão de curso de Engenharia Mecânica) – Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2015.

As perspectivas da obtenção e uso de energia elétrica, levando em conta as diversas restrições técnicas e ambientais, exigem novos modelos, não só de geração, mas, principalmente, de consumo. Nesse contexto, o segmento de refrigeração e condicionamento de ar, que tem grande contribuição na matriz elétrica, inclusive no Brasil (representa 10% do consumo total dos setores comercial e residencial), apresenta-se como oportunidade de melhoria. Nesse sentido, os sistemas geotérmicos de resfriamento se mostram com uma tecnologia alternativa, muito estudada e já aplicada nos Estados Unidos e Europa, mais sustentável que os sistemas convencionais. Neste trabalho buscou-se uma configuração inovadora e adequada a realidade brasileira de um sistema geotérmico de resfriamento, que utiliza o solo como dissipador de calor, para uma construção comercial típica na cidade de Curitiba, comparando resultados térmicos, operacionais, energéticos e de custos e avaliando a viabilidade em relação a um sistema de climatização convencional tipo *Split*. A configuração adotada aliou a tecnologia de vigas-frias a um trocador geotérmico terra-água, constituído de tubos de PVC em uma matriz de duas camadas. Obteve-se uma economia aproximada de 42% no consumo de energia elétrica, porém o custo inicial de implantação apresentou previsão de amortização em 13 anos. Como ponto de melhoria, em última análise o trocador geotérmico terra-água foi substituído por um trocador água-água em um poço obtendo-se assim uma solução mais compacta e com leve redução de custos.

Palavras-chave: Resfriamento geotérmico. Vigas Frias. Consumo de Energia Elétrica.

ABSTRACT

SILVA, Christyam Alcantara Paulo da. BRESCANSIN, Ricardo Antonio. Commercial geothermal cooling system, sizing and design.2015.132 f. Monograph (Mechanical Engineering Term Paper) – Academic Department of Mechanical, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2015.

The prospects of obtaining and use of electricity, taking into account the various technical and environmental constraints require new models, not only in generation but mainly consumption. In this context, the HVAC sector, which has great contribution in the energy matrix, including Brazil (representing 10% of total consumption of commercial and residential sectors), presents itself as an opportunity for improvement. In this sense, the cooling geothermal systems are shown with an alternative technology, much studied and already applied in the United States and Europe, more sustainable than conventional systems. In this paper we sought an innovative and appropriate configuration for the Brazilian reality of a geothermal cooling system, which uses the ground as a heat sink for a typical commercial building in the city of Curitiba, comparing thermal, results of operations, and energy costs and evaluating the viability compared to a conventional HVAC system type Split. The adopted configuration allied with cold-beam technology at a geothermal exchanger water-land, consisting of PVC tubes in an array of two layers. This yields savings of approximately 42% in electricity consumption, but the initial cost of deployment presented amortization of 13 years. As a point of improvement, ultimately geothermal heat exchanger ground-water was replaced by a water-water heat exchanger in a well thus yielding a more compact solution with a slight reduction in costs.

Keywords: Geothermal Cooling. Active Chilled Beams. Eletric Power Consumption.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1: Matriz Elétrica Brasileira nos exercícios 2012 e 2013.....	16
Figura 1.2: Esquemático da representatividade do consumo de energia elétrica em aparelhos de ar condicionado no Brasil.	18
Figura 1.3: Comparação entre as taxas de emissão anuais de CO ₂ de diversos sistemas de bomba de calor.	21
Figura 2.1: Esquemático de uma instalação geotérmica com trocador terra-ar	25
Figura 2.2: Calor removido de uma construção durante Maio a Setembro com e sem uso de trocador geotérmico terra-ar (Trocador: Comprimento 60 m, diâmetro do tubo 0,25 m profundidade de 4 m abaixo da superfície, vazão mássica de ar de 100 kg/h)	26
Figura 2.3: Vista esquemática do sistema de trocador de calor subterrâneo ...	27
Figura 3.1: a) Esquema do ciclo de refrigeração de Carnot. b) Gráfico do ciclo Temperatura x Entropia.....	30
Figura 3.2: Esquema de algumas variantes dos sistemas de ar condicionado	31
Figura 3.3: Princípio radiante (a) e princípio convectivo (b)	33
Figura 3.4: Esquema de trocador de calor para sistema GFHE.	35
Figura 3.5: Esquema de trocador de calor para sistema GWHE.....	36
Figura 3.6: Esquema de trocador de calor para sistema SWHE.	36
Figura 3.7: Esquema de trocador de calor para sistema GAHE.....	37
Figura 3.8: Sistemas geotérmicos de circuito aberto.....	38
Figura 3.9: Modos de arranjo de tubulações em um trocador geotérmico horizontal.....	40
Figura 3.10: Arranjo de tubulações em um trocador geotérmico vertical.....	40
Figura 3.11: Esquemático de ciclo de refrigeração geotérmico tipo split.....	41
Figura 3.12: Esquemático de ciclo de refrigeração geotérmico tipo Chiller	42

Figura 3.13: Esquemático de ciclo de resfriamento geotérmico passivo utilizando viga-fria ativa.....	43
Figura 4.1: Layout Arquitetônico para ambiente modelo	45
Figura 4.2: Esquema do ciclo de refrigeração por compressão com expansão direta	53
Figura 4.3: Diagrama P-h para os ciclos de Carnot e real.....	54
Figura 4.4: Esquema geral de uma instalação tipo “splitão”.....	57
Figura 4.5: Viga Fria Ativa DID-312.....	62
Figura 4.6: Esquema circuito térmico – Trocador geotérmico	65
Figura 4.7: Arranjo da distribuição de tubos no solo.	66
Figura 5.1: Anteprojeto do sistema de ar condicionado comum.....	82
Figura 5.2: Isométrico do sistema de bombeamento.....	86
Figura 5.3: Anteprojeto do Sistema Geotérmico com Vigas Frias	88

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1: Condições externas de maior frequência em Curitiba.	49
Tabela 4.2: Variação diária da temperatura de bulbo úmido.	50
Tabela 4.3: : Resumo coeficientes de transmissão U utilizados	50
Tabela 4.4: Resumo ganhos de calor interno	51
Tabela 4.5: Resumo permeação pelas estruturas da construção	52
Tabela 4.6: Parâmetros máximos para a seleção de tubulação de água.	63
Tabela 5.1: Correções para diferença de temperatura equivalente	75
Tabela 5.2: Resumo dos ganhos de calor sensível por transmissão por entre as estruturas	76
Tabela 5.3: Resumo dos ganhos de calor sensível internos	76
Tabela 5.4: Resumo dos ganhos de calor sensível	77
Tabela 5.5: Resumo dos ganhos de calor latente	78
Tabela 5.6: Resumo da carga térmica total para o ambiente modelo	78
Tabela 5.7: Cálculo da potência teórica do compressor	79
Tabela 5.8: Cálculo do consumo anual de energia elétrica para o sistema convencional.	80
Tabela 5.9: Distribuição do ar nos ambientes	80
Tabela 5.10: Resumo do levantamento de custos para sistema convencional	84
Tabela 5.11: Resumo dos resultados do selecionamento das vigas-frias	84
Tabela 5.12: Cálculo do consumo anual de energia elétrica da unidade de ar de indução.	85
Tabela 5.13: Cálculo da altura de bombeamento considerando perdas.	86
Tabela 5.14: Selecionamento da bomba de recalque de água gelada.	87
Tabela 5.15: Cálculo do consumo anual de energia elétrica da bomba de água gelada.	87

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 5.1: Picos de ganho de calor solar através dos vidros – Face Leste ...	71
Gráfico 5.2: Picos de ganho de calor solar através dos vidros – Face Oeste ..	71
Gráfico 5.3: Ganho efetivo de calor por armazenamento térmico através dos vidros – Face Leste.....	72
Gráfico 5.4: Ganho efetivo de calor por armazenamento térmico através dos vidros – Face Oeste	72
Gráfico 5.5: Ganho efetivo de calor por armazenamento térmico através dos vidros – Efeito combinado	73
Gráfico 5.6: Ganho de calor por transmissão solar – Efeito combinado.....	74
Gráfico 5.7: Diagrama P-h do ciclo de refrigeração teórico.....	79

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1.	CONTEXTO DO TEMA	19
1.2.	VIABILIDADE DE SISTEMAS GEOTÉRMICOS.....	21
1.3.	OBJETIVOS	22
1.4.	JUSTIFICATIVA.....	23
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	30
3.1	SISTEMAS DE AR CONDICIONADO.....	30
3.2	SISTEMAS DE RESFRIAMENTO GEOTÉRMICO.....	34
3.2.1	Sistemas de resfriamento geotérmico.....	38
3.2.2	Configurações de um conjunto de resfriamento geotérmico	40
4	METODOLOGIA.....	44
4.1	INTRODUÇÃO.....	44
4.2	CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.....	44
4.2.1	Ambiente modelo	44
4.2.2	Premissas de cálculo.....	46
4.2.3	Ganho de calor sensível.....	47
4.2.3.1	Ganho de calor sensível através das janelas	50
4.2.3.2	Ganho de calor sensível através das estruturas.....	52
4.2.3.3	Ganho de calor sensível por fatores internos	54
4.2.4	Ganho de calor latente	51
4.3	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	52
4.4	ANTEPROJETO DE SISTEMA DE AR CONDICIONADO COMUM	56
4.5	ANTEPROJETO DE SISTEMA DE VIGAS FRIAS	61
4.6	TROCADOR GEOTÉRMICO.....	64
4.6.1.	Taxa de transferência de calor.....	64
4.6.2.	Influência do raio solo na temperatura de saída.....	65
4.6.3.	Transferência de calor por condução.....	66
4.6.4.	Transferência de calor por convecção.....	67
4.7	SELECIONAMENTO DA BOMBA.....	68
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	70
5.1	GANHO DE CALOR.....	70
5.1.1	Ganho de calor sensível.....	70
5.1.2	Ganho de calor latente.....	77
5.2	SISTEMA CONVENCIONAL	79
5.2.1	Selecionamento da unidade frigorífica	79
5.2.2	Dimensionamento da instalação	80
5.3	SISTEMA DE VIGA FRIA GEOTÉRMICA.....	84
5.3.1	Selecionamento da unidade frigorífica	84
5.3.2	Selecionamento do sistema de bombeamento.....	85
5.3.3	Dimensionamento da instalação.....	87
5.4	ANÁLISE.....	94
5.4.1	Energética.....	94
5.4.2	Custos.....	95
6	CONCLUSÕES	91

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	92
APÊNDICES.....	98
ANEXOS.....	123

1 INTRODUÇÃO

O processo de industrialização, iniciado no século XVIII e resultado da primeira revolução industrial, marcou a origem de uma nova concepção de organização do trabalho que sucedeu o artesanato, a manufatura (PEREIRA, 2009). Os princípios deste novo formato de produção vêm sendo usados nos últimos três séculos e, de modo geral, passaram a evidenciar a preocupação com o desenvolvimento sustentável, colocando em pauta a questão da escassez de recursos naturais e seu possível esgotamento. Nesse contexto, uma das principais questões e/ou desafios a esse desenvolvimento é o uso racional de energia (JACOBI, 2003).

A evolução histórica do uso das fontes de energia, excetuando-se o uso primitivo do fogo, do calor do Sol e do movimento dos rios, pode ser evidenciada em alguns momentos: uso do vapor e da força dos ventos na antiguidade e idade média; uso dos combustíveis fósseis (carvão e petróleo) e a eletricidade na idade moderna. Além das utilizações de usinas eólicas, nucleares, uso da biomassa e de biocombustíveis, na atualidade (FARIAS; SELLITTO, 2011).

Dessas fontes apontadas, destaca-se a eletricidade como uma das formas de energia para utilização final mais significativa e fundamental. Em suas aplicações residenciais, comerciais e industriais, a eletricidade constitui uma forma energética de fácil manipulação, transformação e aproveitamento.

Conceituando matriz elétrica como o balanço detalhado de geração e consumo de energia elétrica em um país (IEA, 2012), nota-se que, no Brasil, a maior parte da energia elétrica é gerada por hidroelétricas, seguida da geração por gás natural e biomassa, conforme Figura 1.1.

Observa-se que entre os anos de 2012 e 2013 houve a redução do percentual de geração hidráulica, e conseqüente aumento na geração com sistemas eólicos, derivados do petróleo, gás natural, biomassa e carvão e outros. Essa redução se dá, pois nos últimos anos houve a diminuição gradativa dos índices pluviométricos fazendo com que a geração em usinas térmicas fosse aumentada para compensar a redução do potencial hidráulico (EPE, 2013).

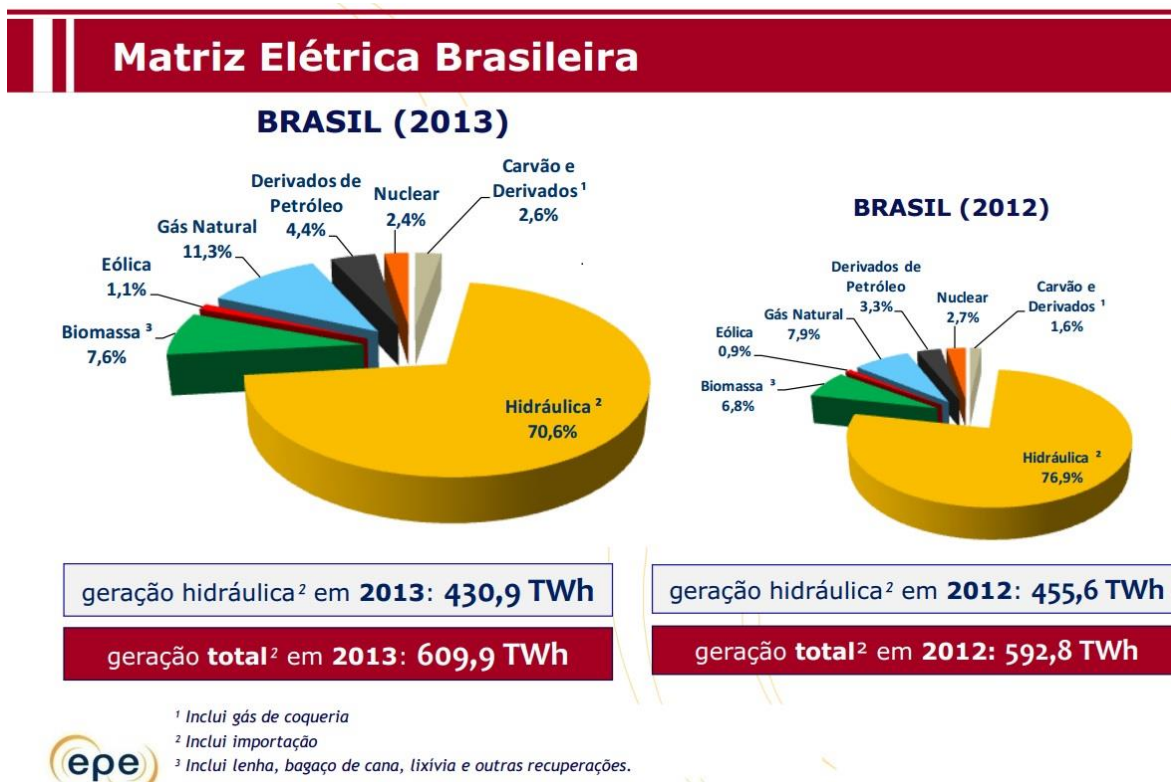


Figura 1.1: Matriz Elétrica Brasileira nos exercícios 2012 e 2013.

Fonte: (EPE, 2014)

Apesar do Brasil ter um grande potencial hidrelétrico, comparado ao cenário mundial, segundo artigo do XXVIII Encontro Nacional de Engenharia de Produção (2008), estima-se que no ano de 2020 a demanda seja maior que a oferta de energia, sendo que 80% do potencial de geração hidrelétrica estará sendo utilizado e os 20% restantes terão restrições ambientais de uso. Além disso, estima-se que o consumo em 2030 passe de 405 TWh/ano para cerca de 1000 TWh/ano, o que torna ainda mais relevante a diversificação e aumento da oferta de energia elétrica.

Uma das restrições à expansão da geração de energia elétrica a partir de recursos hídricos é que, se até pouco tempo atrás, as usinas hidrelétricas eram consideradas de baixo impacto ambiental, hoje se sabe que as grandes áreas alagadas imprimem impactos ambientais e sociais, dentre eles: influência no clima das microrregiões, prejuízo nos laços comunitários, interrupção da

migração de peixes, desapropriação de áreas produtivas e formação de gás metano - resultante da decomposição da matéria orgânica submersa na formação do reservatório (INATOMI, 2005).

Com o consumo em expansão e o potencial hidráulico com baixa perspectiva de crescimento, outras formas de atender a demanda por energia elétrica estão em desenvolvimento. As usinas térmicas, por exemplo, são aplicadas no Brasil como alternativa de curto prazo nos períodos secos, normalmente utilizando combustíveis fósseis (CASTRO, 2009). Outra alternativa de solução que vem sendo desenvolvida há algum tempo, mas com objetivos de longo prazo, constitui o investimento em energias renováveis, como biomassa e eólica, que são tidas com energia limpa, com impactos ambientais mais tênues.

No caso da energia eólica, os limites de sua expansão estão relacionados, também, a restrições ambientais que tratam de características desfavoráveis como impactos visuais, ruído, interferência eletromagnética e danos à fauna (TERCIOTE, 2002).

Para biomassa os impactos estão principalmente relacionados a obtenção da biomassa, com o desmatamento e utilização de agrotóxicos, resíduos da queima da biomassa. Além disso a tecnologia está em fase de desenvolvimento e apresenta baixa eficiência e/ou custo benefício. No caso de biocombustíveis existe a possibilidade de formação de chuva ácida (LORA; ANDRADE; ARADAS, 2004).

O impacto ambiental causado por usinas térmicas movidas a combustíveis fósseis está relacionado a emissão de CO₂, uso de combustível não renovável e contribuição para a formação de chuva ácida (INATOMI, 2005).

Nesse contexto, o conflito que surge entre as limitações na geração de energia elétrica e a expansão no consumo não pode ser negligenciado, resultando na necessidade de um sistema geração/consumo sustentável.

No Brasil, segundo a *International Energy Agency* (2014), a energia elétrica representou em 2012 cerca de 18 % do consumo total de energia - que envolve os combustíveis, energia térmica e outras. O que demonstra uma grande expressividade no consumo.

Por outro lado, segundo levantamentos estatísticos, cerca de 46,9 % do consumo de energia elétrica é de responsabilidade das indústrias, 22,3 % de uso residencial, 14,1 %, comercial e 8,69 % do setor público (LaAr, 2006 apud MORALES, 2007, p.46). A Figura 1.2 apresenta um esquemático da representatividade da energia elétrica no consumo de energia total nacional, mostrando ainda a composição do consumo de energia elétrica por setores.

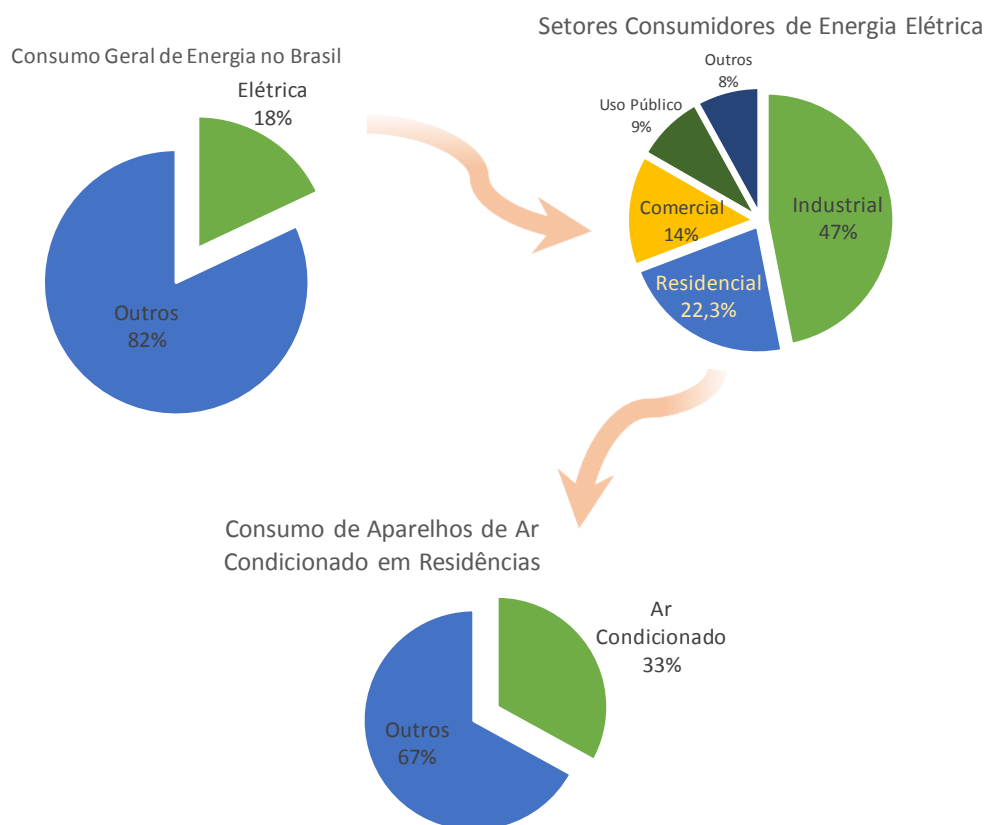


Figura 1.2: Esquemático da representatividade do consumo de energia elétrica em aparelhos de ar condicionado no Brasil.

Fonte: Adaptado de Morales (2007)

Analisando as limitações para a geração de energia elétrica, e as perspectivas do aumento do consumo, constata-se que os requisitos da preservação ambiental são conflitantes com as necessidades de expansão da geração de energia elétrica. O balanceamento dessas questões é um dos objetivos para o atingimento da sustentabilidade.

Um dos desafios para redução no consumo de energia elétrica é o segmento de refrigeração e ar condicionado. A Figura 1.2 mostra que os sistemas de ar condicionado participam com cerca de 20 % do consumo de energia elétrica comercial. Para o setor residencial os sistemas de ar condicionado representam 33% do consumo de energia elétrica. Conclui-se que, apenas esses dois setores (comercial e residencial) representam cerca de 10% do consumo de energia elétrica total do país, sendo que o componente crítico no ciclo de refrigeração responsável pela maior parte do consumo é o compressor (LaAr, 2006 apud MORALES, 2007, p.46).

Muito já se fez na melhoria dos sistemas de ar condicionado em relação ao consumo energético. A tecnologia *inverter* (FUJITSU, 2011) e os sistemas VRV (Volume de refrigerante variável), por exemplo, atingiram, em relação aos sistemas de compressor fixo, uma economia de cerca de 40% (MIDEA, 2013a). Mais recentemente, na Alemanha, os sistemas de vigas frias e unidades de indução para resfriamento passivo desenvolvidos pela Trox (2009), também possibilitaram uma grande diminuição na carga térmica necessária em grandes edifícios. Por último, os sistemas geotérmicos com pioneirismo americano, apresentaram em grandes construções um resultado de conforto aceitável com grande economia de energia.

Diante do exposto, os sistemas de ar condicionado constituem um dos desafios à redução do consumo de energia e, por isso, alternativas nesse segmento que aperfeiçoem a eficiência energética revelam-se como uma grande oportunidade de melhoria. A proposta neste trabalho é a verificação da viabilidade da utilização de um sistema geotérmico para uma sala comercial típica em Curitiba, considerando as peculiaridades do clima da região.

1.1. Contexto do Tema

O primeiro sistema moderno de ar condicionado surgiu em 1902, projetado por Willis Carrier. A motivação deste projeto foi um problema na linha de produção da Sackett & Wilhelms (CARRIER, 2013b). A partir de então, os fundamentos de HVAC – *Heating, Ventilation, and Air Conditioning* - e os

equipamentos foram desenvolvidos juntamente com a demanda; novas soluções foram projetadas para ambientes comerciais, residenciais, industriais, salões sociais, hospitais e outros.

Na atualidade existem inúmeros tipos de ar condicionado aplicáveis a condições específicas, sendo que a escolha do equipamento a ser utilizado envolve uma série de variáveis. Dentre elas, a demanda térmica e o rigor no seu controle, os requisitos de qualidade do ar interior, os limites da construção, os limites espaciais, os limites na utilização de energia elétrica, o escopo de custo disponível, etc. (ASHRAE, 2013).

Os sistemas de ar condicionado e ventilação possuem diversos objetivos de aplicação, tais como conforto térmico, qualidade do ar interior e ventilações especiais (ABNT, 2008, NBR 16401).

A maioria dos modelos de equipamentos convencionais para conforto térmico integram, principalmente, os sistemas *Split*, *Self-Contained* e *Chiller* (CARRIER, 2014b). Esses sistemas, apesar de expressiva evolução nos últimos anos - com aprimoramentos eletrônicos em seus acionamentos, compressores mais econômicos, compressores digitais, melhorias na eficiência, recuperação de calor – ainda representam, como supracitado, cerca de 10 % do consumo total de energia elétrica no Brasil. Vale ressaltar ainda, que situações críticas de carga térmica – ambientes com grande ocupação (teatros, shoppings), com muitos equipamentos (fábricas, *datacenters*), climas severos (desertos, regiões polares) – demandam um grande consumo energético e, nesses casos, pequenas reduções no consumo podem representar uma economia expressiva.

Os sistemas de resfriamento geotérmico, que utilizam e/ou recuperam energia subterrânea (BARBIER, 2002) representam uma alternativa para economia de energia em sistemas de conforto térmico.

Segundo estudos do *Department of Energy* (1998), os sistemas geotérmicos podem economizar de 25 a 50 % do consumo de energia elétrica em uma residência. Além disso, em comparação com outros sistemas, apresenta taxas de emissão de CO₂ e custos muito mais vantajosos. A Figura 1.3 apresenta

um gráfico comparando a taxa anual de emissão de CO₂, por região, de diversos sistemas de resfriamento e aquecimento.

Assim, os sistemas geotérmicos apresentam aparentes vantagens em relação aos sistemas convencionais, em termos de consumo de energia elétrica. No entanto, por se tratar de um sistema que depende das condições climáticas e geológicas do local, sua aplicação exige um estudo e avaliação de viabilidade. Esses sistemas já apresentam histórico de instalações nos Estados Unidos e Europa, mas, por outro lado, no Brasil pouco se sabe sobre sua eficiência e desempenho. Pesquisadores na Universidade de São Paulo (2014) estão implantando numa escola um sistema alternativo de resfriamento geotérmico - a expectativa é resfriar o ambiente em 3 a 5 ° C.

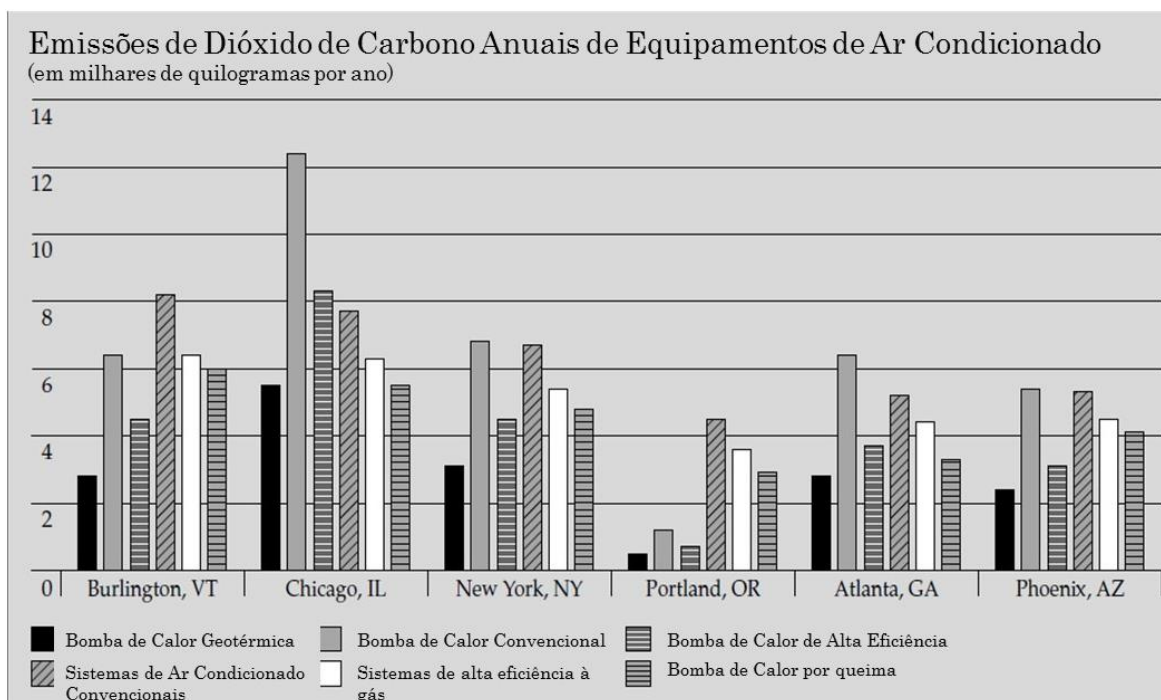


Figura 1.3: Comparação entre as taxas de emissão anuais de CO₂ de diversos sistemas de bomba de calor.

Fonte: U.S. Department of Energy (1998)

1.2. Viabilidade de sistemas geotérmicos

Os principais parâmetros utilizados para o selecionamento de um equipamento de ar condicionado, que irão determinar seu porte e capacidade e, conseqüentemente, o consumo e eficiência são: a carga térmica sensível, a

capacidade térmica latente, a vazão de ar necessária no evaporador, as temperaturas de bulbo seco e úmido no ambiente interno e a temperatura do ar na entrada do condensador no ambiente externo (CARRIER, 2013a).

Os sistemas geotérmicos, embora de baixo impacto ambiental, precisam ser avaliados quanto a esses parâmetros e, então, comparados com os sistemas convencionais. Vale ressaltar, que para melhor aproveitamento energético, é possível arranjar o sistema de diferentes maneiras, montando, por exemplo, um conjunto geotérmico tipo *Split* ou um conjunto geotérmico tipo *Chiller*, ou ainda um sistema de resfriamento passivo.

Um exemplo de resultado de uma aplicação geotérmica Abdelkrin (2012), realizado com dados da região sul da Argélia, onde o clima predominante é o desértico e a temperatura do ar em determinada época do ano é de 37°C. Nesse caso, a temperatura do solo a 4 m de profundidade é 24°C, permitindo que o ambiente interno tenha uma redução em 11°C, aproximadamente.

Na cidade de Curitiba, capital do Paraná, foi realizado um estudo por Silva (2009), no qual foram coletados dados da temperatura do solo a baixa profundidade e também dimensionado um trocador de calor terra-ar para atender a demanda do ambiente projetado. Neste estudo não houve relato da viabilidade do sistema, o desempenho térmico da instalação em detrimento a um sistema convencional, o custo de aplicação, a discussão do espaço necessário.

1.3. Objetivos

1.3.1 Geral

Avaliar a viabilidade da aplicação de um sistema geotérmico para conforto térmico em um ambiente comercial, considerando os parâmetros de desempenho normativos e os custos pertinentes em relação aos sistemas convencionais.

1.3.2 Específicos

- Verificação do arranjo – expansão direta, indireta, resfriamento passivo e outros - do ciclo de refrigeração para o sistema geotérmico que apresente o melhor desempenho e/ou viabilidade.
- Verificar as condições espaciais necessárias para instalação do sistema e fazer o estudo de viabilidade econômica.
- Analisar pontos de melhoria no sistema e sugerir estudos futuros sobre o assunto.

1.4. Justificativa

As projeções de consumo de energia elétrica para os próximos vinte anos no Brasil apontam para um grande crescimento no consumo. Um dos motivos é o aumento da instalação de equipamentos de condicionamento de ar.

Neste cenário, o desenvolvimento de tecnologias e sistemas que aproveitem energias alternativas vem auxiliar no aproveitamento dos recursos disponíveis. Um recurso disponível e pouco utilizado em países de clima tropical é a energia geotérmica utilizada para a geração de energia e também em sistemas de climatização.

A possibilidade de contribuir para a geração de um ambiente sustentável no país, com uma fonte tão farta como a proposta, a terra, motivou a escolha do tema, além é claro da identificação e familiaridade com os conhecimentos necessários para o desenvolvimento do projeto.

Neste projeto estão envolvidos conceitos de várias áreas da engenharia mecânica, como termodinâmica, transferência de calor, bombas e tubulações, refrigeração e ar condicionado, exigindo aprofundamento nas áreas relacionadas contribuindo com a formação dos envolvidos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O termo geotérmico tem sido usado para descrever tecnologias de geração em usinas térmicas e também em sistemas de resfriamento e aquecimento, ocorre por vezes a ambiguidade do significado de “sistemas geotérmicos” (ISWD, s.d.). Portanto, para fins de esclarecimento, o presente trabalho tratará de “sistemas geotérmicos” como os sistemas de resfriamento e aquecimento para conforto térmico que utilizam a terra como fonte de calor ou como dissipador de calor, a baixas profundidades.

A diferença básica entre os sistemas geotérmicos existentes e os sistemas convencionais situa-se na configuração do condensador do ciclo de refrigeração. A troca de calor, ao invés de realizar-se com serpentinas e ar externo (condensação a ar) e/ou trocadores casco-tubo à água (condensação a água), ocorre através de um trocador de calor subterrâneo que se baseia no fato de o solo constituir uma fonte/dissipador de calor estável (CARRIER, 2014a). Um sistema geotérmico, porém, não está restrito a essa aplicação. No presente trabalho, foi proposta uma nova forma de aplicação para esses sistemas.

A constatação de que o solo é uma fonte/dissipador estável de calor é antiga, em 1778, o famoso físico e químico Lavoisier, instalou um termômetro de mercúrio abaixo da terra a aproximadamente 25 m; e então, em sua obra, “Natural History – General and Specific” constatou: “a temperatura lida desse termômetro foi constante ao longo do ano” (ISWD, s.d.).

Uma das maneiras de utilização dos sistemas geotérmicos é a aplicação de dutos subterrâneos com captação de ar primário (externo), nesse caso o trocador de calor é terra-ar e o resfriamento é passivo, sem bomba de calor (Al-Ajmi et al 2006). Na Figura 2.1 é apresentado um esquemático de uma instalação como essas.

Segundo o estudo de Al-Ajmi et al (2006) um trocador subterrâneo pode ser modelado a partir de dois processos de transferência de calor: a transferência de calor por convecção entre o fluido em escoamento no duto e sua parede e a transferência de calor por condução entre a superfície externa do duto e o solo que o envolve. Assim sendo, as condições que irão determinar os resultados da

transferência de calor são a temperatura do solo (que pode ser modelada através da teoria de condução ou obtida empiricamente), os dados do tubo, duto ou invólucro que está sendo enterrado (diâmetro, espessura, comprimento, propriedades do material) e os dados do fluido que está escoando (condutividade, velocidade, viscosidade).

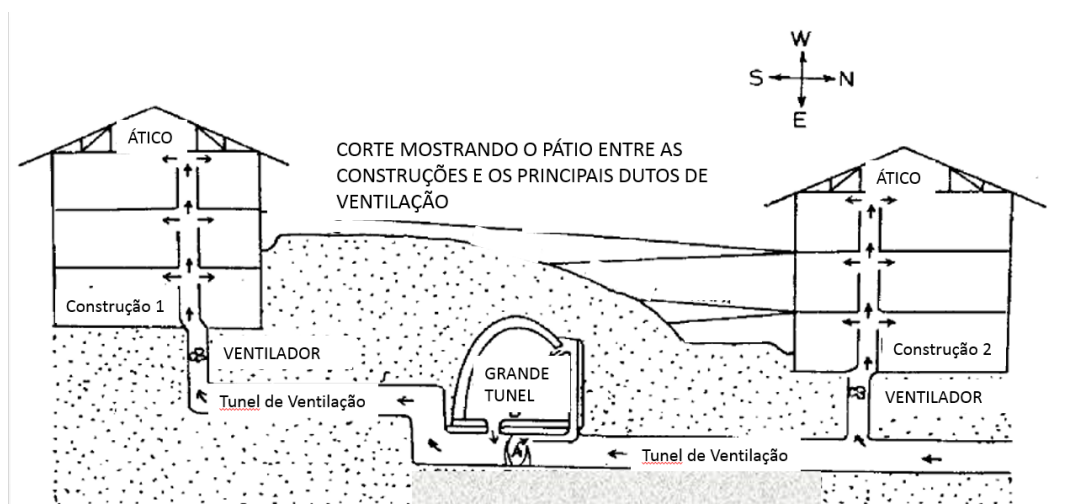


Figura 2.1: Esquemático de uma instalação geotérmica com trocador terra-ar
Fonte: Adaptado de Al-Ajmi, Loveday, Hanby (2006)

A simulação desse estudo para a cidade de Kuwait, mapeou os resultados do sistema geotérmico entre as horas 3650 (Maio) e 6420 (Setembro), a redução de carga térmica nesse período foi plotada e pode ser vista na Figura 2.2. Observa-se que durante esse período, a instalação do sistema geotérmico representa uma redução na carga térmica necessária de aproximadamente 1600 W (0,45 TR), sendo que a maior carga durante o ano é de cerca de 3400 W, essa redução representa, na situação crítica, quase metade da carga total.

Os trocadores terra-ar fazem parte de muitas instalações nos Estados Unidos, Europa e até na América Latina e obtêm grandes ganhos energéticos. Sua aplicação, porém, é mais comum em construções de grande porte, isso ocorre porque o alto investimento na fabricação de dutos subterrâneos de concreto vale a pena apenas quando a quantidade de energia economizada é

grande. Por isso, em empreendimentos comerciais e residenciais, o uso mais comum é de trocadores terra-água.

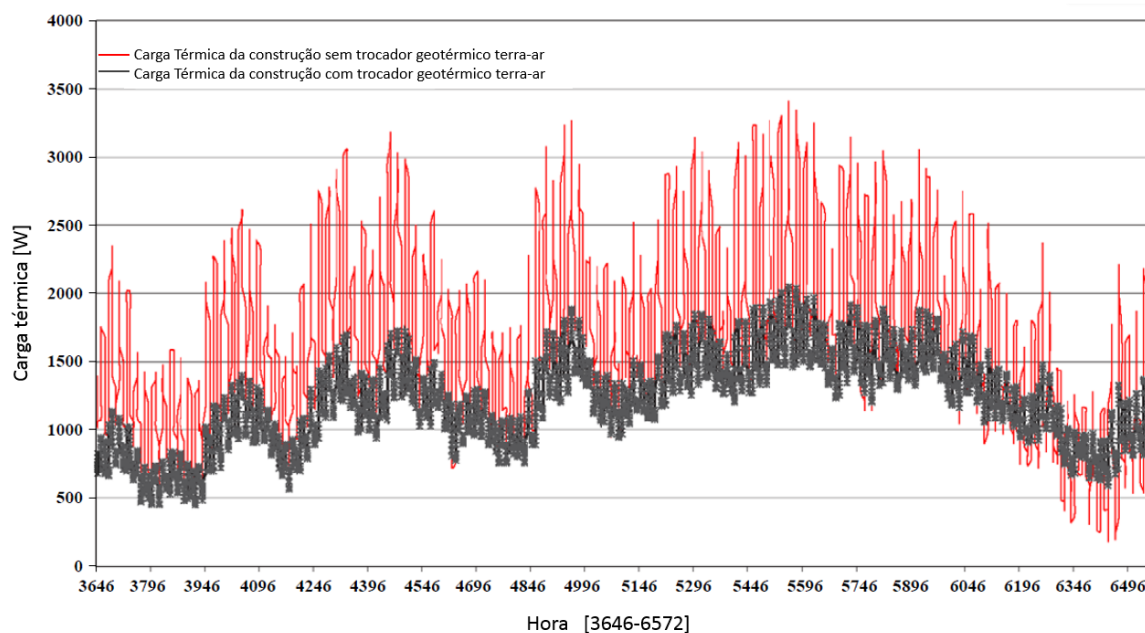


Figura 2.2: Calor removido de uma construção durante Maio a Setembro com e sem uso de trocador geotérmico terra-ar (Trocador: Comprimento 60 m, diâmetro do tubo 0,25 m profundidade de 4 m abaixo da superfície, vazão mássica de ar de 100 kg/h)

Fonte: Adaptado de Al-Ajmi, Loveday, Hanby (2006)

O novo terminal do Aeroporto de Zurique – Terminal E -, na Suíça, incorporou em seu projeto a utilização de sistemas geotérmicos. Os trocadores de calor subterrâneos, no verão, conseguem recuperar do solo 470 MWh, climatizando os ambientes a 21 ° C (sem utilização de bomba de calor), já no inverno 1100 MWh são recuperados (com uso de bomba de calor) para aquecimento (DUARTE; KOMBRA; FERNANDEZ, 2011). No caso dessa construção, as estacas de fundação foram equipadas com um sistema de tubulações a água para troca de calor direta com o solo. No inverno, uma bomba de calor recupera energia do solo para aquecer o ambiente, no verão, o calor é diretamente dissipado ao solo (PAHUD; FROMENTIN, 1999), conforme Figura 2.3.

As principais considerações de projeto para esse sistema foram: funcionamento contínuo de dezoito horas por dia, cerca de 65% a 75% da carga térmica do aeroporto ser suprida apenas com o trocador de calor geotérmico,

temperatura máxima do fluido de trabalho do trocador subterrâneo em 20 ° C. A principal limitação desse sistema está na operação do trocador subterrâneo a temperaturas baixas, abaixo de 0 ° C, durante muito tempo, podendo ocorrer congelamento (PAHUD; FROMENTIN, 1999).

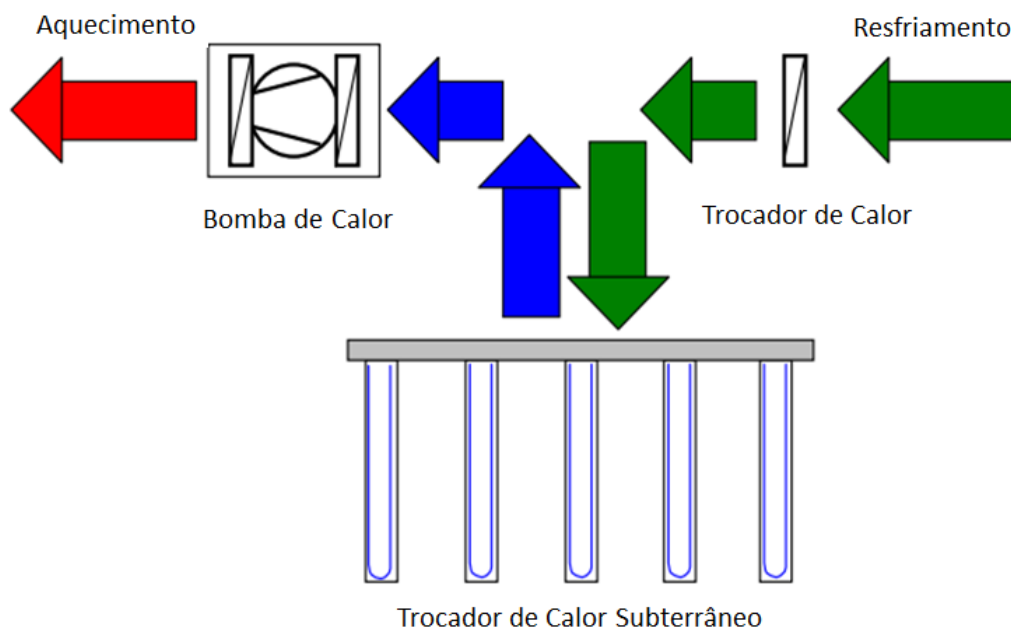


Figura 2.3: Vista esquemática do sistema de trocador de calor subterrâneo

Fonte: (PAHUD; FROMENTIN, 1999)

De acordo com o relatório dessa instalação, o desempenho térmico do sistema foi simulado com o uso do software PILESIM. A primeira constatação do relatório foi que uma bomba de calor subdimensionada, em relação ao comprimento total de tubulação do trocador geotérmico não melhoraria o coeficiente de performance e, por outro lado, uma bomba de calor superdimensionada poderia causar o congelamento das tubulações. Após a seleção da melhor condição para a aplicação, o resultado térmico do sistema foi da retirada de 75 W por metro de tubulação geotérmica no regime de aquecimento e da dissipação de 60 W por metro de tubulação geotérmica (PAHUD; FROMENTIN, 1999).

Os trocadores terra-água, que utilizam tubulação enterrada para escoamento de água que irá dissipar e/ou absorver calor do solo ao entorno

(CARRIER, 2014a) podem ser incluídos ao sistema de refrigeração de diversas maneiras, sendo que os conjuntos geotérmicos podem ser do tipo *Split*, *Chiller*, passivos e ainda outros. A configuração a ser escolhida irá depender do porte da instalação, das condições de temperatura e umidade, do espaço disponível, e da estimativa de custos que se espera despende.

Segundo Eicker et al (2011), os sistemas geotérmicos mais comuns utilizam tubos a cerca de 2 m de profundidade de polietileno de alta densidade com diâmetros de 75 a 220 mm operando com água. Alguns sistemas com tubulações verticais, que podem chegar até 100 m de profundidade, utilizam circuito fechado em contato com água subterrânea aumentando assim a troca térmica, pois ocorre o fenômeno da convecção do meio externo aos tubos.

Na cidade de Ostfildern, na Alemanha, uma construção para baixo consumo de energia elétrica, com 475 m² de área climatizada, é suprida de trocadores geotérmicos com tubos em polietileno de 38 mm de espessura. O circuito geotérmico foi acoplado a uma bomba de calor com potência máxima de operação de 16,6kW com controlador de fluxo integrado que aciona e/ou regula a circulação no trocador geotérmico. Os resultados de consumo de energia elétrica foram detalhadamente monitorados ao longo de três anos de operação, resultando em uma economia de 25 % no consumo total (EICKER et al, 2011).

Uma outra linha de equipamentos no segmento de refrigeração e condicionamento de ar que objetiva a economia de energia elétrica são os sistemas ar-água. Diferentemente dos sistemas geotérmicos, os sistemas ar-água não recuperam e/ou dissipam calor do/para o solo; seu princípio de funcionamento está baseado na distribuição de caixas de mistura na parte superior do ambiente climatizado que misturam ar de retorno com ar primário refrigerado e, além disso, no momento da mistura, fazem o ar de retorno passar por grandes serpentinas que, em geral, tomam toda a área da caixa; estas serpentinas são alimentadas com água fria que operam entre 16 ° C a 21° C. Uma vez que, o teto do ambiente fica com serpentinas espalhadas, seu aspecto se torna de um “teto-frio”, por isso esses equipamentos são conhecidos como vigas-frias (TROX, 2009).

Esse sistema trabalha com a retirada de calor sensível do ambiente, e o restante do calor é retirado por um sistema de ar de indução que é insuflado por um duto até a viga-fria, onde se mistura com o ar de retorno na tomada de ar da viga. Por isso, são instalados sempre em conjunto com uma unidade de tratamento de ar externo para controlar a umidade do ar primário (TROX, 2009). Dependendo da aplicação, os sistemas de vigas-frias representam uma opção muito vantajosa.

Uma característica importante nos sistemas de vigas frias é que a temperatura do fluido de trabalho (água) de suas serpentinas fica em um patamar mais elevado do que em sistemas de água gelada convencionais. As vigas frias operam com água entre 15 °C a 20 °C (TROX, 2009), enquanto sistemas de água gelada convencionais operam com temperatura da água de entrada em torno de 7 °C (ASHRAE, 2012c) e isso só é possível, pois as serpentinas utilizadas são maiores e espalhadas em toda área de difusão de ar aumentando a área de troca de calor (TROX, 2009). Diminuir a temperatura da água a esse nível exige um gasto de energia muito menor.

Uma aplicação bem sucedida ocorreu no processo de reforma do prédio da Caberj no Rio de Janeiro (REVISTA ENGENHARIA E ARQUITETURA 2012) o sistema utilizado foi o VFA (vigas-frias ativas), num projeto de sistema de 160 TR, que na análise final proporcionou uma redução se comparado com sistemas de vazão de ar constante de 50% no volume de ar distribuído e 60% no consumo energético referente à distribuição do ar.

Em Chicago, um prédio comercial utilizou em sua construção 635 vigas frias ativas. O resultado principal atingido foi da redução de espaço para instalação em cerca de 80 % e economia de energia elétrica de cerca de 30 % (PLUMBING & HVAC, 2011).

Assim sendo, uma vez que a temperatura média do solo tem, aproximadamente, os mesmos limites que a temperatura de operação das vigas frias, um trocador de calor entre o ambiente e o solo com as vigas-frias como interface apresenta aparente viabilidade. Vale ressaltar, que um sistema desse tipo não tem registros de estudo e/ou aplicação.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para avaliar e comparar um sistema geotérmico com os sistemas convencionais, se faz necessário em primeiro lugar definir o ambiente civil que será estudado, a partir disso estimar a carga térmica que esse ambiente sofre, com isso dimensionar os diversos sistemas de resfriamento e só então comparar as instalações.

Os principais focos de projeto no presente trabalho são a análise térmica de um ciclo de refrigeração comum e uma instalação de um sistema convencional e a análise térmica de um sistema geotérmico com uma instalação utilizando vigas-frias e um equipamento convencional como máquina de indução.

Para isso foram necessários conceitos de transferência de calor, fluidodinâmica, termodinâmica e conceitos específicos sobre sistemas de ar condicionado. Alguns assuntos não foram profundamente abordados nesse projeto e devem ser consultados em literatura específica.

3.1 Sistemas de Ar Condicionado

Utilizando um ciclo de refrigeração de Carnot, é possível entender o princípio dos sistemas de ar condicionado atuais. A Figura 3.1a ilustra um esquema dos componentes físicos e a figura 3.1b o ciclo termodinâmico correspondente representado num diagrama T-S.

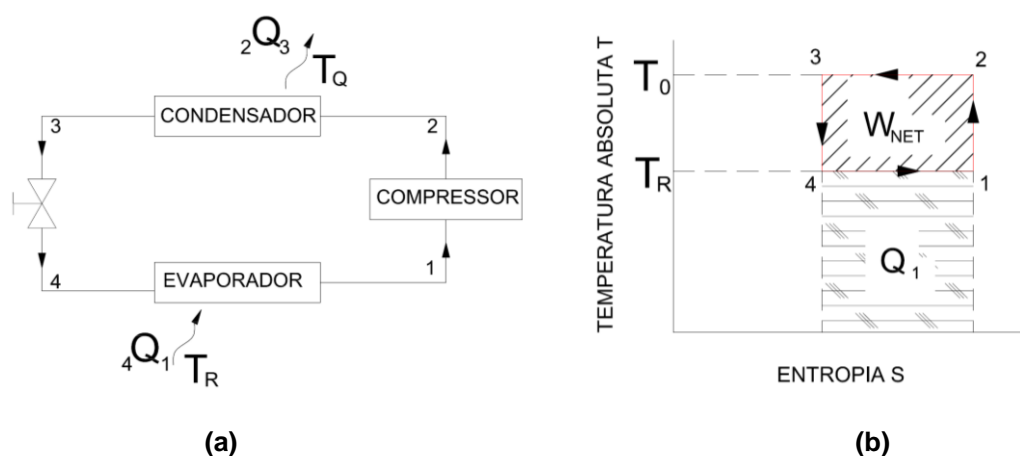


Figura 3.1: a) Esquema do ciclo de refrigeração de Carnot. b) Gráfico do ciclo Temperatura x Entropia

Fonte: Adaptado da ASHRAE (2012b)

O funcionamento do ciclo pode ser descrito a partir do processo de expansão do fluido de trabalho do condensador para o evaporador com conseqüente queda de temperatura. Em seguida troca calor no evaporador com o ar do ambiente, geralmente através de uma serpentina. No retorno do fluido refrigerante ocorre a compressão com conseqüente aumento de temperatura. Por fim, o calor absorvido é “expulso” no condensador e o ciclo retorna ao início.

De maneira genérica, os sistemas existentes no mercado podem ser divididos em: sistema de expansão direta com condensação a ar acoplada, condensação a ar remota, ou condensação a água; sistema de expansão indireta com condensação a ar acoplada, condensação a ar remota, ou condensação a água (SILVA, 2003).

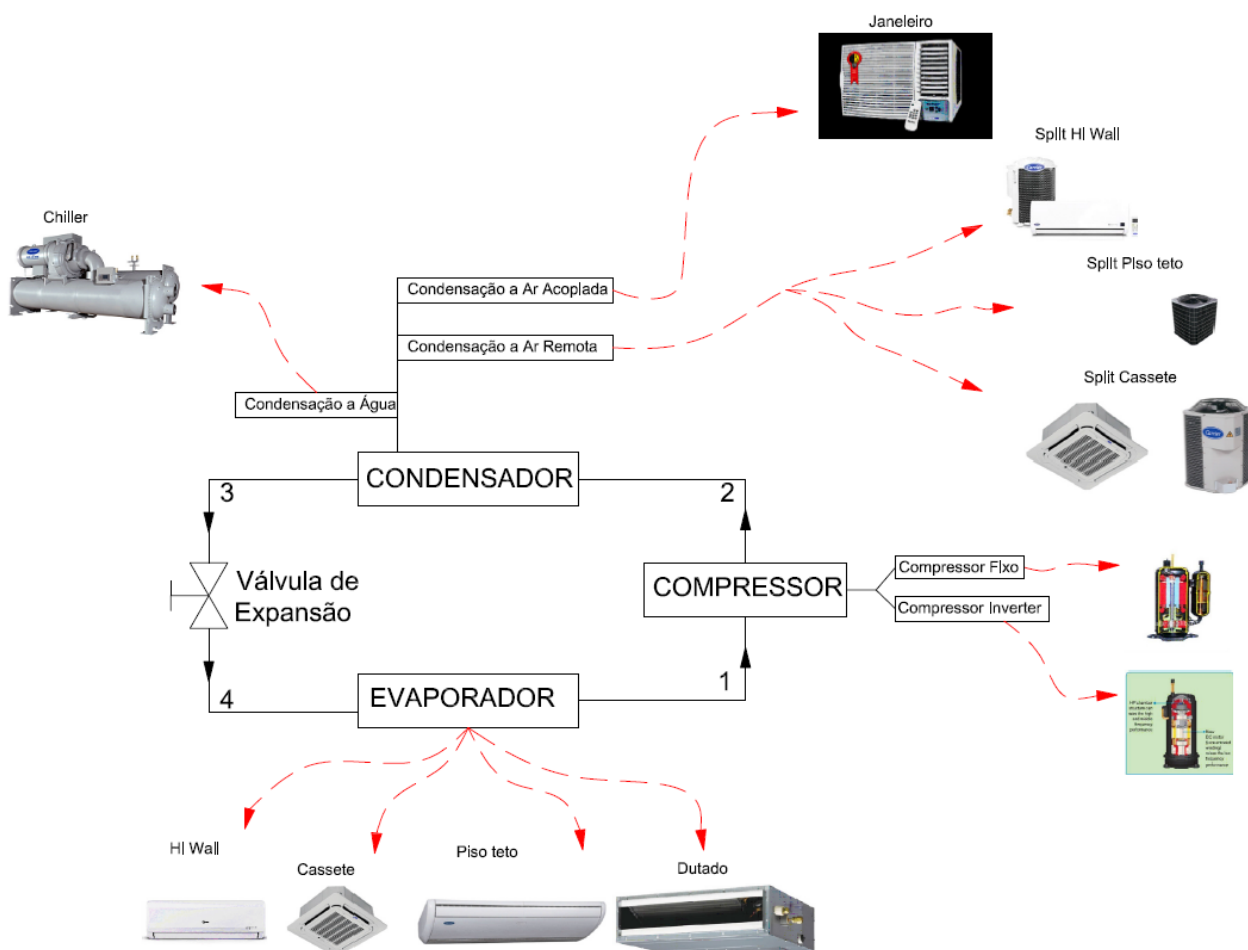


Figura 3.2: Esquema de algumas variantes dos sistemas de ar condicionado

Fonte: Autoria própria

A Figura 3.2 apresenta algumas das variantes dos sistemas de ar condicionado e como elas se relacionam com o ciclo de refrigeração.

Os sistemas de refrigeração utilizam gases refrigerantes de diferentes composições. Os primeiros sistemas aplicavam gases a base de CFC (clorofluorcarbonetos), como o R22. Na década de 1970, especialistas começaram a preocupar-se com a influência dos gases refrigerantes na deterioração da camada de ozônio, um dos fatores de influência no aquecimento global. Em 1997 durante a conferência sobre o clima foi emitido o protocolo de Kyoto, que passava a regulamentar a utilização do CFC com definição de metas para redução de sua emissão, mas só em 2005 ele entrou efetivamente em ação (CONTI, 2005). Atualmente a maioria dos equipamentos da linha *inverter* e VRV's (volume de refrigerante variável) utiliza um gás, tido como ecológico, o R410a. Esse gás é menos nocivo à camada de ozônio (GUO, et al, 2012).

Outro sistema utilizado é o encontrado nos *chiller's / fancoil's*. É um sistema de expansão indireta e pode ter condensação a água ou a ar, sua principal característica é que o fluido que circula dentro do evaporador é água gelada, em algumas aplicações substituída por mistura de água e um álcool (glicol). A água troca calor com a unidade condensadora, que contém outro laço no ciclo de refrigeração com um compressor e o sistema de expansão, tudo isso fora do ambiente condicionado. Vale ressaltar que os equipamentos tipo *chiller* “abastecem” os *fan coil's*, geralmente com água na faixa de temperatura de 4 a 13 ° C - usualmente 7 °C (ASHRAE, 2012c).

As vigas frias, como alternativa aos *fan coil's* convencionais, removem parte do calor do ambiente, utilizando também a água como meio de transporte. Essa transferência de calor ocorre através da radiação e/ou a convecção. A grande diferença em relação aos *fan coil's* é que a alimentação de água fria fica na faixa de temperatura ambiente, 16 a 20 ° C, o que constitui uma grande economia de energia, já que a água não precisa atingir uma temperatura tão baixa (TROX, 2009). Estes sistemas dividem-se em três grandes linhas: os sistemas de resfriamento passivo, as unidades de indução e as unidades de ventilação de fachada (TROX, 2009). Os sistemas de resfriamento passivo e as unidades de indução diferenciam-se pelo fato de o primeiro não necessitar de

uso de ar primário refrigerado, já o segundo possui tomada de ar primário tratado. Os sistemas de resfriamento passivo integram os tetos frios, que removem a maior parte do calor através da radiação – Figura 3.3a – já as chamadas vigas frias utilizam o princípio da convecção – Figura 3.3b.

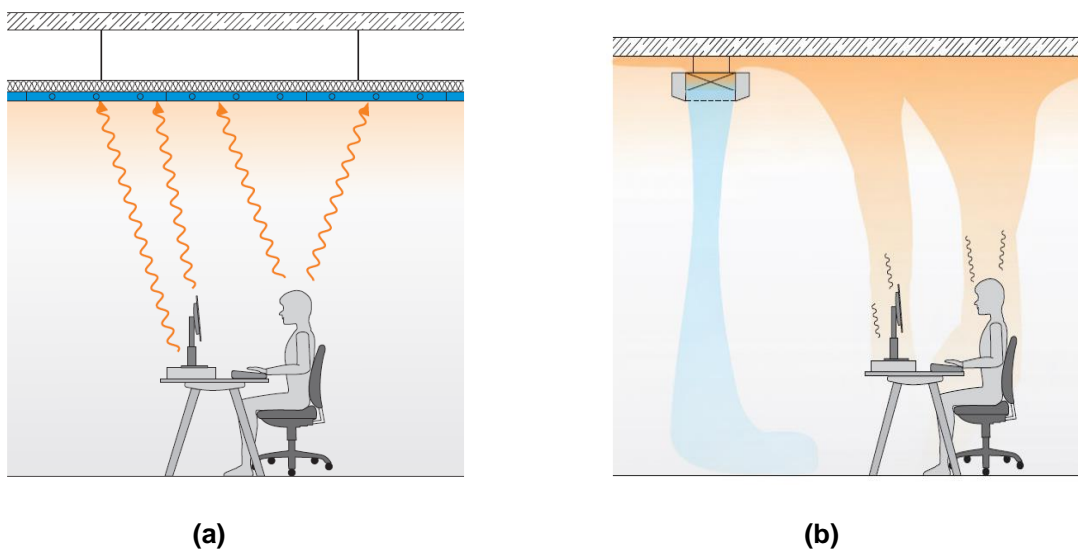


Figura 3.3: Princípio radiante (a) e princípio convectivo (b)

Fonte: (TROX, 2009)

A eficiência de um sistema passivo está relacionada com a troca de calor entre o ar e água fria. A capacidade de resfriamento é mantida pela diferença de temperatura entre o ar ambiente e a superfície do trocador. Para melhor performance, a temperatura de escoamento da água deve ser a menor possível. Porém essa temperatura não pode atingir a temperatura de orvalho a fim de que não ocorra a condensação. Em uma sala na qual a temperatura ambiente está 26°C e a umidade relativa 50%, a temperatura de orvalho é aproximadamente 15°C. Assim, nesse caso, a temperatura da água dos sistemas passivos não pode estar abaixo de 16°C (TROX, 2009).

Vale ressaltar que a carga térmica de um ambiente é a soma de todo calor sensível e todo calor latente (ASHRAE, 2012d). Sendo que o calor sensível são todos os ganhos térmicos que um ambiente sofre pela ocupação, pela insolação, pelos equipamentos, com exceção da contribuição energética da adição de vapor de água, essa sim representa a maior parte do calor latente (ASHRAE, 2012a).

É por isso que os sistemas passivos não podem operar em temperaturas abaixo da temperatura de orvalho, pois se limitam a retirar calor sensível do ambiente. O calor latente só pode ser retirado com unidades que operam abaixo da temperatura de orvalho e, por isso, necessitam de bandejas para a condensação que naturalmente é formada (TROX, 2009).

As unidades de indução diferenciam-se por serem alimentadas parcialmente por ar resfriado. Seu princípio de funcionamento está baseado no princípio da indução (TROX, 2009). A vizinhança de um jato livre de ar é induzida a acelerar, quando o volume de ar adjacente ao jato é incorporado, ocorre a consequente redução de velocidade, até ser anulada (ASHRAE, 2012e).

Com o exposto até aqui é possível identificar alguns dos principais sistemas de ar condicionado aplicados atualmente e seus princípios de funcionamento. Além disso, identificam-se limites que esse segmento sofre no uso sustentável de energia e no impacto ambiental de sua operação.

3.2 Sistemas de resfriamento geotérmico

A energia geotérmica pode ser definida como a energia utilizada e/ou recuperada a partir do calor interno da terra (BARBIER, 2002). Esta energia pode estar relacionada principalmente a dois fatores: a estrutura interna do planeta e aos processos físicos que lá ocorrem, a grandes profundidades, e também a energia solar armazenada, a baixas profundidades, na crosta (ISWD, s.d.).

O princípio básico de um sistema geotérmico é que o solo constitui uma fonte/dissipador de calor estável (CARRIER, 2014a). Essa estabilidade pode ser aproveitada em um sistema geotérmico geralmente através de um ciclo de refrigeração comum ou através de trocador de calor passivo.

Os principais sistemas geotérmicos existentes são (DUARTE, 2011):

Ground to Fluid Heat Exchangers (GFHE) ou Ground Source Heat Pumps (GSHP) (Trocador de calor subterrâneo para água com uso de bomba de calor): Este sistema é caracterizado por utilizar um fluido intermediário para a transferência de calor, utilizando um ciclo de refrigeração comum (compressor, condensador, expansão e evaporador), no qual o papel do condensador é

exercido por um trocador de calor subterrâneo terra-água em ciclo fechado. O trocador de calor neste caso pode ser vertical, horizontal ou tipo “Slinky”. O primeiro, e mais eficiente utiliza poços verticais com profundidade variando entre 30 a 120 m. O segundo utiliza tubos horizontais a profundidade de 1,5 a 4 m, o que necessariamente utiliza grande área de superfície. Já no tipo “Slinky” os tubos são dispostos em forma espiral no modo horizontal, porém utilizando área de superfície menor. Nos três casos a quantidade de área superficial e quantidade de tubos são determinados pelo tamanho da instalação. A Figura 3.4 esquematiza os três modelos de trocador de calor utilizados no sistema GFHE.

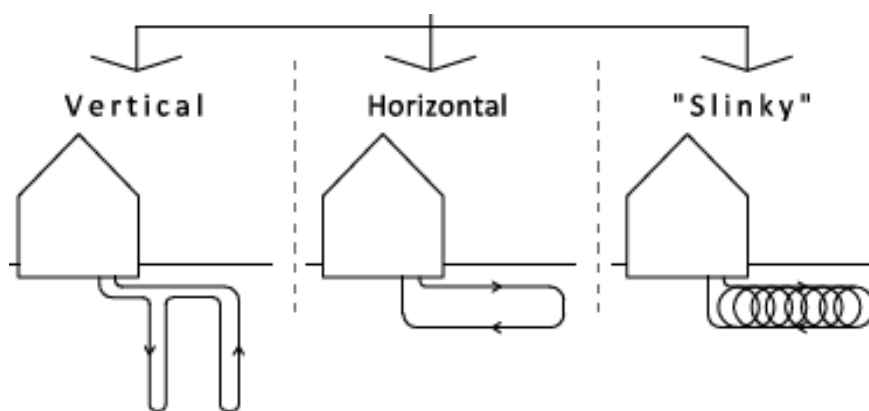


Figura 3.4: Esquema de trocador de calor para sistema GFHE.

Fonte.: (DUARTE; KOMBRA; FERNANDEZ, 2011)

Ground Water heat exchangers (GWHE) (Trocador de calor de águas subterrâneas): Este é um sistema aberto. Água de fontes subterrâneas é extraída e bombeada por tubulações. Participa do ciclo de refrigeração para troca de calor no condensador e depois é descartada. A vantagem deste sistema é a não sobre-solicitação do solo, como pode ocorrer nos sistemas terra ar. Neste sistema podem ocorrer duas configurações: O sistema de dois poços, no qual a água após climatizar o ambiente é infiltrada novamente no solo através de um poço. O sistema de um poço, no qual após a climatização a água é descartada em um acumulador artificial para ser utilizada ou infiltrada novamente no solo. A Figura 3.5 esquematiza os modelos de trocador de calor utilizados no sistema GWHE.

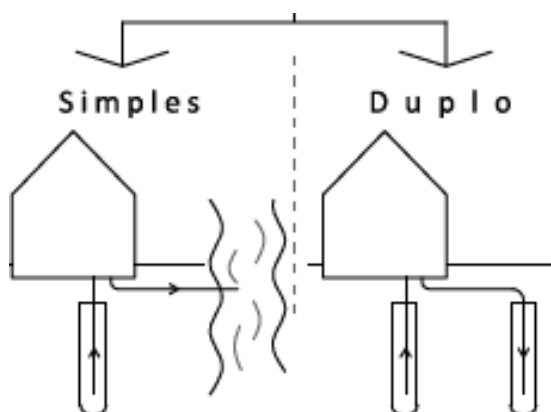


Figura 3.5: Esquema de trocador de calor para sistema GWHE.

Fonte.: (DUARTE; KOMBRA; FERNANDEZ, 2011)

Surface Water Heat Exchangers (SWHE) (Trocador de calor de águas superficiais): É um sistema fechado que utiliza acumulo de água na superfície, podendo ser direto ou indireto. O direto funciona como o sistema GWHE com a diferença que ao invés de utilizar um poço o sistema utiliza um lago para fazer a transferência de calor. Já o sistema indireto funciona como o sistema GFHE, mas utiliza um lago para fazer a troca de calor, ou seja o trocador terra-água torna-se água-água. A Figura 3.6 esquematiza os modelos de trocador de calor utilizados no sistema SWHE.

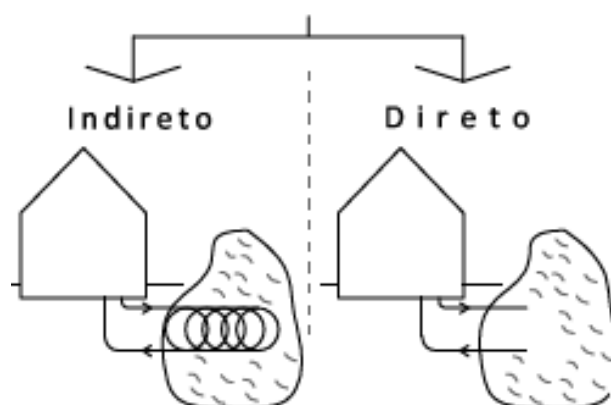


Figura 3.6: Esquema de trocador de calor para sistema SWHE.

Fonte.: (DUARTE; KOMBRA; FERNANDEZ, 2011)

Ground To Air Heat Exchanger (GAHE) (Trocador de calor subterrâneo para ar): Este é um sistema menos eficiente que os casos anteriores, mas

trabalha de forma totalmente passiva, reduzindo o consumo de energia. Consiste em um tubo enterrado por onde é forçado o ar que é direcionado para o sistema a ser resfriado (um trocador terra-ar), podendo ser aberto ou fechado, dependendo apenas da característica do ambiente quanto a renovação de ar. Este sistema é mais utilizado em regiões onde a diferença de temperatura entre as estações do ano é elevada, e pode ser chamado de “poço canadiano” ou “poço provençal”. A Figura 3.7 esquematiza os modelos de trocador de calor utilizados no sistema GAHE.

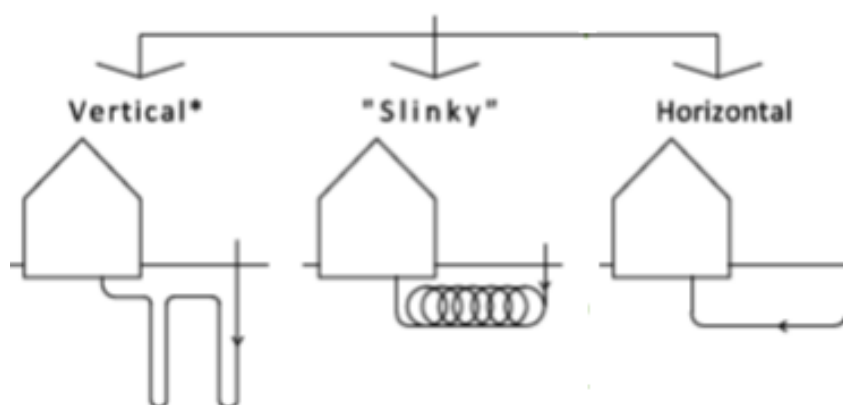


Figura 3.7: Esquema de trocador de calor para sistema GAHE.

Fonte.: (DUARTE; KOMBRA; FERNANDEZ, 2011)

Como já explicado, para o presente trabalho, utilizar-se-á um sistema com trocador de calor terra-água. A tentativa será a utilização de vigas-frias, uma vez que, nessa configuração, não é necessário, a priori, a utilização de compressor.

Indo um pouco mais a fundo nos sistemas GFHE ou GSHP, pode-se subdividir esses conjuntos em dois subsistemas: Subsistema geotérmico de interface com a terra, subsistema de bomba de calor e distribuição (ISWD, s.d.). O sistema de bomba de calor e a distribuição já foram definidos anteriormente, e nada mais são que os sistemas convencionais de ar condicionado adaptados a um novo ciclo de refrigeração como apresentado nas Figuras 3.11, 3.12 e 3.13.

3.2.1 Sistemas de resfriamento geotérmico

Esse subsistema caracteriza-se por utilizar a terra como fonte de calor ou dissipador de calor. De forma geral, um circuito de tubulações é aplicado com entrada e saída do solo, sendo que esse circuito pode ser aberto ou fechado. As escolhas do tipo de circuito, do diâmetro das tubulações, do material, do comprimento, da instrumentação, são dependentes dos requisitos de projeto, condições naturais e serão abordadas a seguir. (ISWD, s.d.)

Os sistemas de circuito aberto são os mais simples, água quente ou fria é bombeada de uma fonte natural (lago, rio, fonte subterrânea, etc) e então utilizada no circuito na troca de calor, como um condensador. Após sair da bomba de calor a água é drenada por uma superfície (para um rio, lago, fonte subterrânea), despejada abaixo da superfície do solo (através de um poço dimensionado para a troca necessária) ou injetada novamente no reservatório de onde foi extraída (ISWD, s.d.). Na Figura 3.8 é apresentado um sistema de circuito aberto.

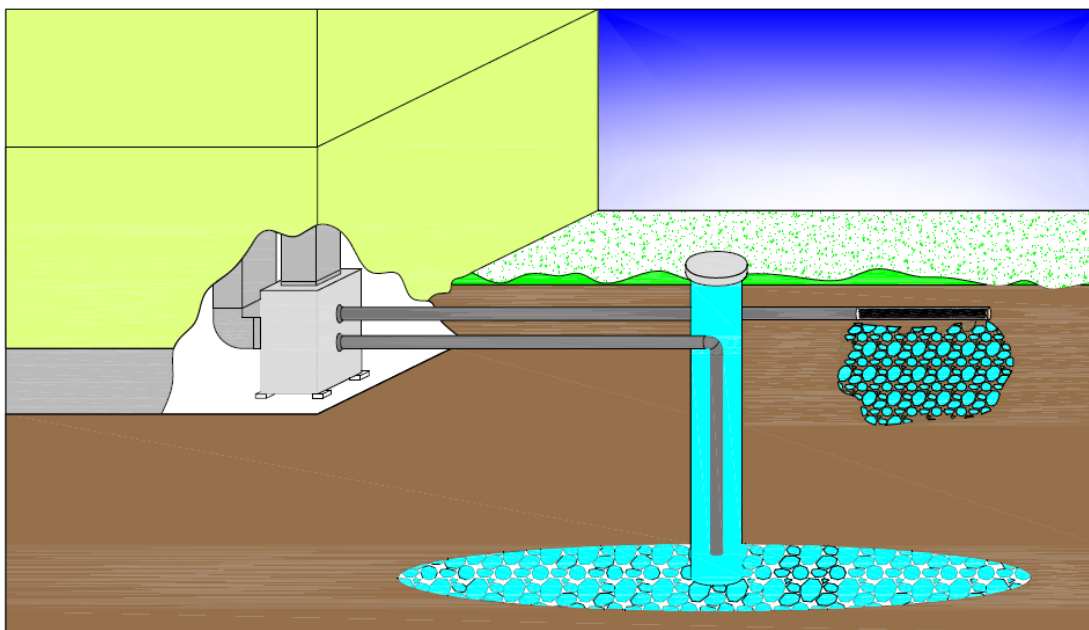


Figura 3.8: Sistemas geotérmicos de circuito aberto.

Fonte: Autoria Própria.

Em sistemas abertos, podem existir uma ou mais fontes de água e/ou locais de despejamento, sendo que a única diferença entre a água de entrada e a de retorno é a temperatura (ISWD, s.d.).

Em geral, para que exista uma troca efetiva, a vazão necessária de água é de 3,78 l/min (0,23 m³/h). Desde que a temperatura do solo seja aproximadamente constante ao longo do ano, sistemas abertos constituem uma solução simples nas regiões onde são permitidos (ISWD, s.d.).

Circuitos abertos são utilizados em menor escala que circuitos fechados, porém em locais nos quais águas subterrâneas são mal aproveitadas, a aplicação de sistemas abertos pode ser uma alternativa para o uso inteligente desses recursos (ISWD, s.d.). No entanto, fontes de águas subterrâneas são, em geral, recursos naturais muito nobres para uso com descarte de uma vazão como a supracitada e, além disso, nem todo tipo de água pode ser utilizado para esse propósito. Isso porque, as condições de acidez da água, de pureza, sua propriedade de corrosão e outras características podem comprometer toda a instalação (CARRIER, 2014a).

Circuitos fechados utilizam um fluxo contínuo de água que é circulada por tubos fabricados, em geral, em polietileno de alta-densidade, que possui grande durabilidade e também alta eficiência na transferência de calor (ISWD, s.d.).

O formato da disposição dos tubos pode variar de diversas maneiras. Em primeiro lugar, o circuito pode ser horizontal ou vertical. Os circuitos horizontais, podem apresentar a tubulação em trecho reto – Figura 3.9a -, conexões em série – Figura 3.9b -, conexões em paralelo – Figura 3.9c – e circuito tipo “*slinky*” – Figura 3.9d - (ISWD, s.d.). A implicação no desempenho do trocador geotérmico será discutida adiante.

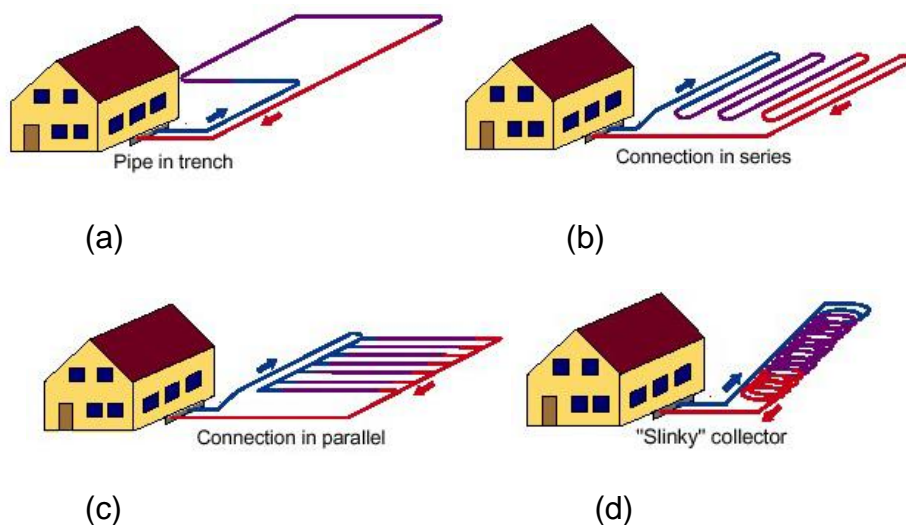


Figura 3.9: Modos de arranjo de tubulações em um trocador geotérmico horizontal

Fonte: (ISWD, s.d.)

Os circuitos horizontais necessitam de grande área de terreno para sua instalação. Assim, no caso de pouco espaço físico, os circuitos verticais se apresentam mais vantajosos – Figura 3.10 - (ISWD, s.d.).

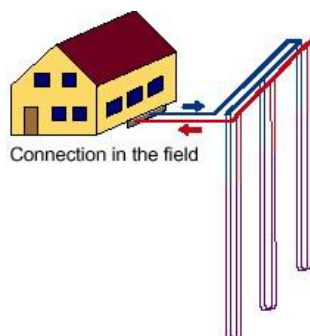


Figura 3.10: Arranjo de tubulações em um trocador geotérmico vertical

Fonte: (ISWD, s.d.)

3.2.2 Configurações de um conjunto de resfriamento geotérmico

Os sistemas geotérmicos podem ser classificados quanto ao ciclo. Na Figura 3.11 é apresentado um ciclo de refrigeração geotérmico tipo *Split* no modo de resfriamento, com expansão direta utilizando gás como fluido refrigerante na unidade evaporadora. Já na Figura 3.12 pode-se observar um ciclo tipo *Chiller / Fancoil*, esse conjunto com expansão indireta, utiliza um circuito com gás e outro com água como fluido refrigerante. Os sistemas anteriores utilizam no ciclo de refrigeração um compressor para produzir potência frigorífica, o condensador é o trocador de calor geotérmico terra-água, e a unidade interna de troca térmica

(evaporadora), nos dois casos a expansão é reversível para possibilitar além do resfriamento o aquecimento quando necessário. Na Figura 3.13, por fim, é explicitado uma configuração de resfriamento passivo utilizando vigas-frias (sem uso de compressor).

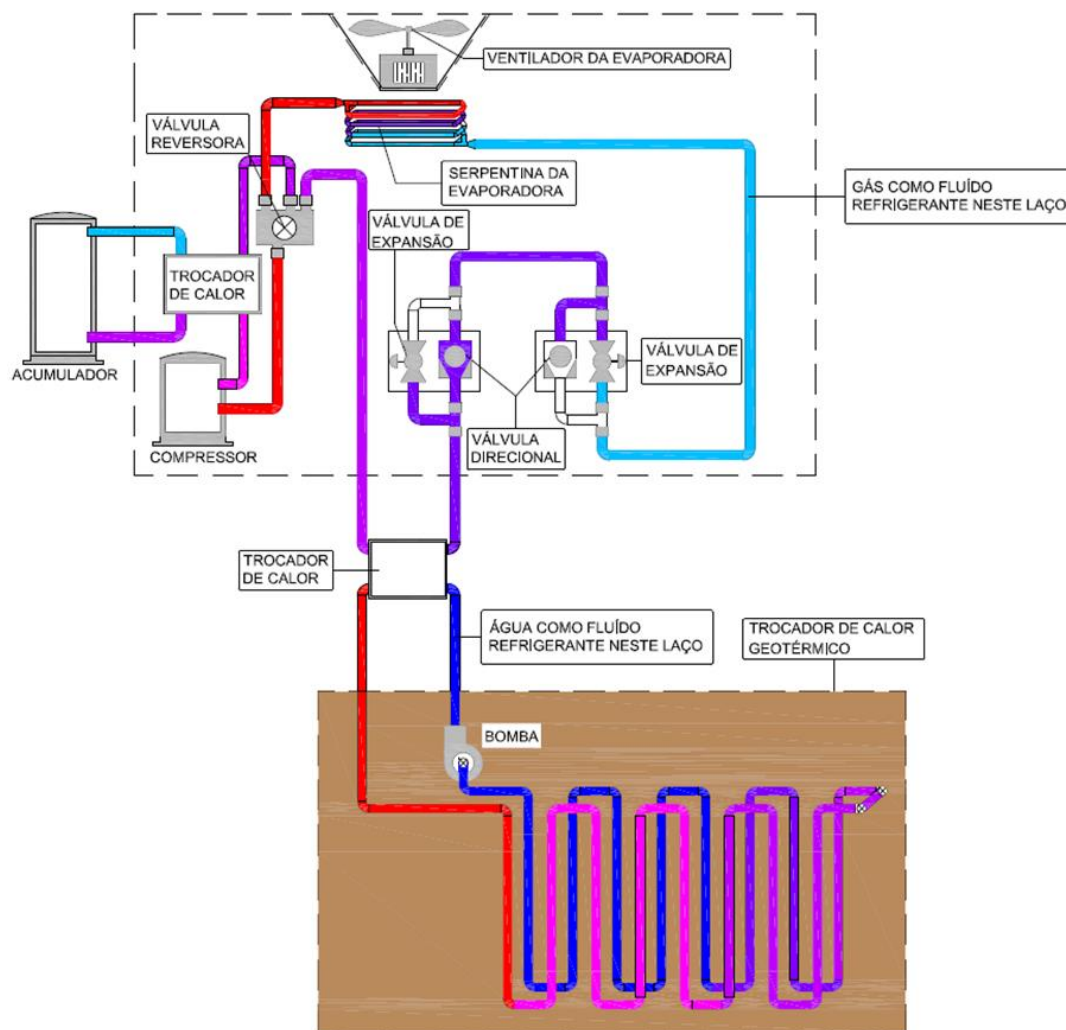


Figura 3.11: Esquemático de ciclo de refrigeração geotérmico tipo split

Fonte: Autoria Própria

Para o ciclo tipo *Split*, verifica-se em primeiro lugar que dois circuitos de fluido refrigerante são utilizados. No primeiro deles, o fluido utilizado é um gás, que parte do compressor com alta pressão e alta temperatura. Passa pelo condensador o qual remove calor do fluido, com conseqüente redução da temperatura, mas sem alterações significativas na pressão. A partir de então, o

fluido passa pela válvula de expansão a qual produz queda drástica na pressão e na temperatura. O fluido, agora em baixa temperatura, troca calor com o ambiente e retorna ao compressor com baixa pressão e maior temperatura. Vale ressaltar, que a troca de calor no condensador ocorre via dissipação no solo através de tubos enterrados que circulam água como meio de transporte do calor.

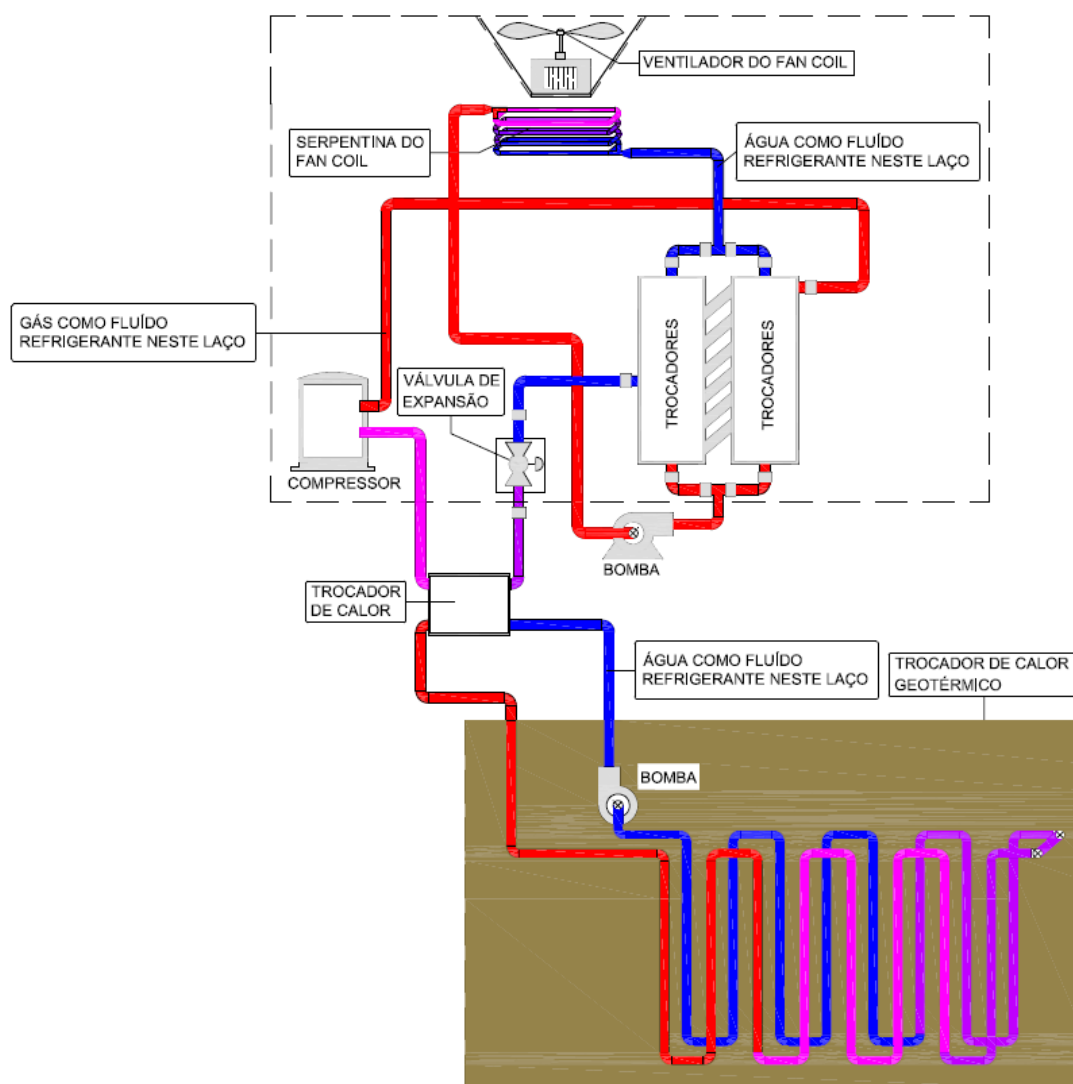


Figura 3.12: Esquemático de ciclo de refrigeração geotérmico tipo Chiller

Fonte: Autoria Própria

O sistema tipo *Chiller*, apresenta os princípios de funcionamento muito parecidos com o sistema *Split*, nesse caso, porém, três circuitos de fluido

refrigerante estão presentes. No primeiro deles, o fluido de trabalho também é um gás, que parte do compressor com alta pressão e temperatura, passa pelo condensador mantendo a pressão, porém com mais baixa temperatura e então parte para a válvula de expansão que diminui a pressão e a temperatura drasticamente. Nesse ponto, porém, o fluido passa por trocadores de calor internos à máquina; não vai para o ambiente condicionado. Esses trocadores resfriam água em outro circuito e a água gelada que alimenta as unidades internas trocando calor com o ambiente. O condensador funciona em um circuito de água separado da mesma maneira do primeiro ciclo.

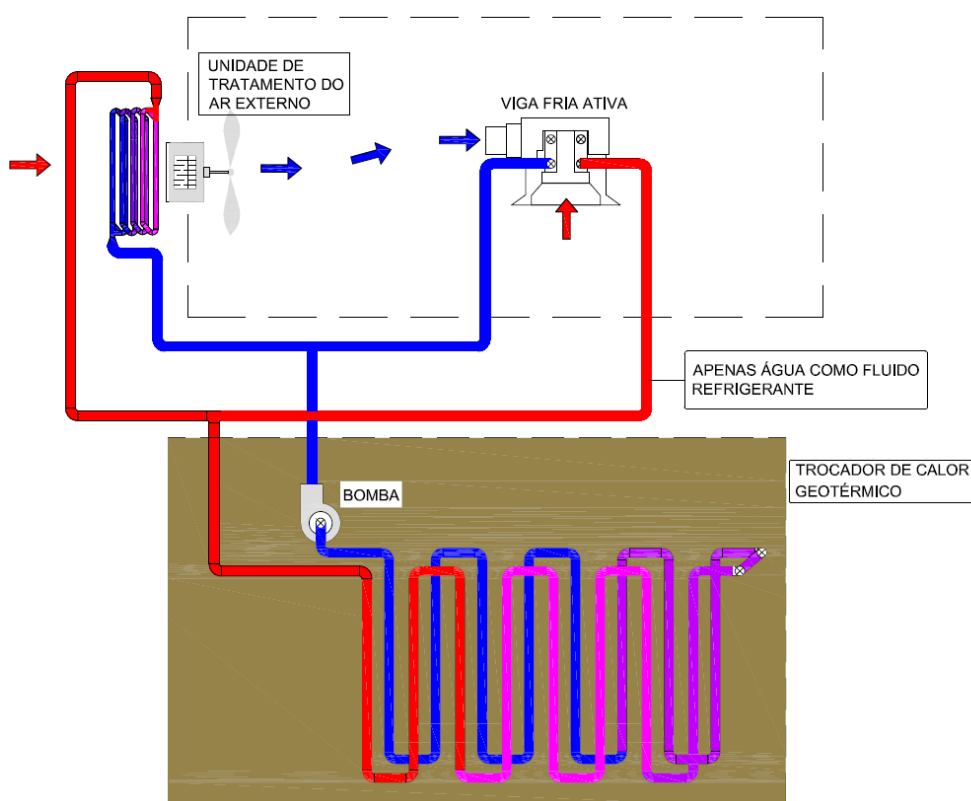


Figura 3.13: Esquemático de ciclo de resfriamento geotérmico passivo utilizando viga-fria ativa

Fonte: Aatoria Própria

Os dois ciclos anteriores, utilizaram um compressor para acionar o ciclo de refrigeração; esses dois sistemas já possuem aplicações e instalações no mundo. Uma maneira diferente, mostrada na Figura 3.13, não utiliza compressor no ciclo, apenas uma fonte fria e uma fonte quente. O fluido de trabalho (água) parte do trocador de calor subterrâneo com a temperatura

atingida na troca com o solo. Atinge as serpentinas internas trocando calor com o ambiente. O fluido retorna ao solo com temperatura maior e para ele dissipa.

4 METODOLOGIA

4.1 Introdução

O projeto, objeto deste trabalho, se desenvolveu em quatro macro etapas: Cálculo de carga térmica, análise termodinâmica de um ciclo de refrigeração, análise térmica de um sistema geotérmico, anteprojeto dos sistemas analisados, análise de resultados.

Em primeiro lugar, foi determinado um ambiente modelo para os cálculos. O layout desse ambiente e as considerações da construção foram determinados com base em um escritório típico de pequeno porte.

Para o cálculo de carga térmica, foi utilizado o método da *ASHRAE CLTD/CLF – Cooling Load Temperature Difference/ Cooling Load Factor*, conforme item 6.1.3.3 da ABNT NBR 16401:1 (ABNT, 2008), que determina a metodologia que deve ser aplicada no cálculo de carga térmica no Brasil.

A análise termodinâmica dos ciclos de refrigeração foi feita com base em um ciclo de refrigeração comum, utilizando o software EES e a literatura básica para esse assunto que será referenciada em cada caso a seguir.

O anteprojeto dos sistemas analisados foi realizado com base na experiência dos autores, os dados comerciais para os equipamentos selecionados e os dados normativos pertinentes ao projeto de sistemas de climatização.

Por fim, foi realizada uma análise comparativa entre os sistemas com base nos dos parâmetros técnicos, os custos de instalação, os espaços e interferências com a construção buscando estudar a viabilidade das opções.

4.2 Cálculo de carga térmica

4.2.1 Ambiente modelo

O ambiente modelo foi considerado conforme layout a seguir:

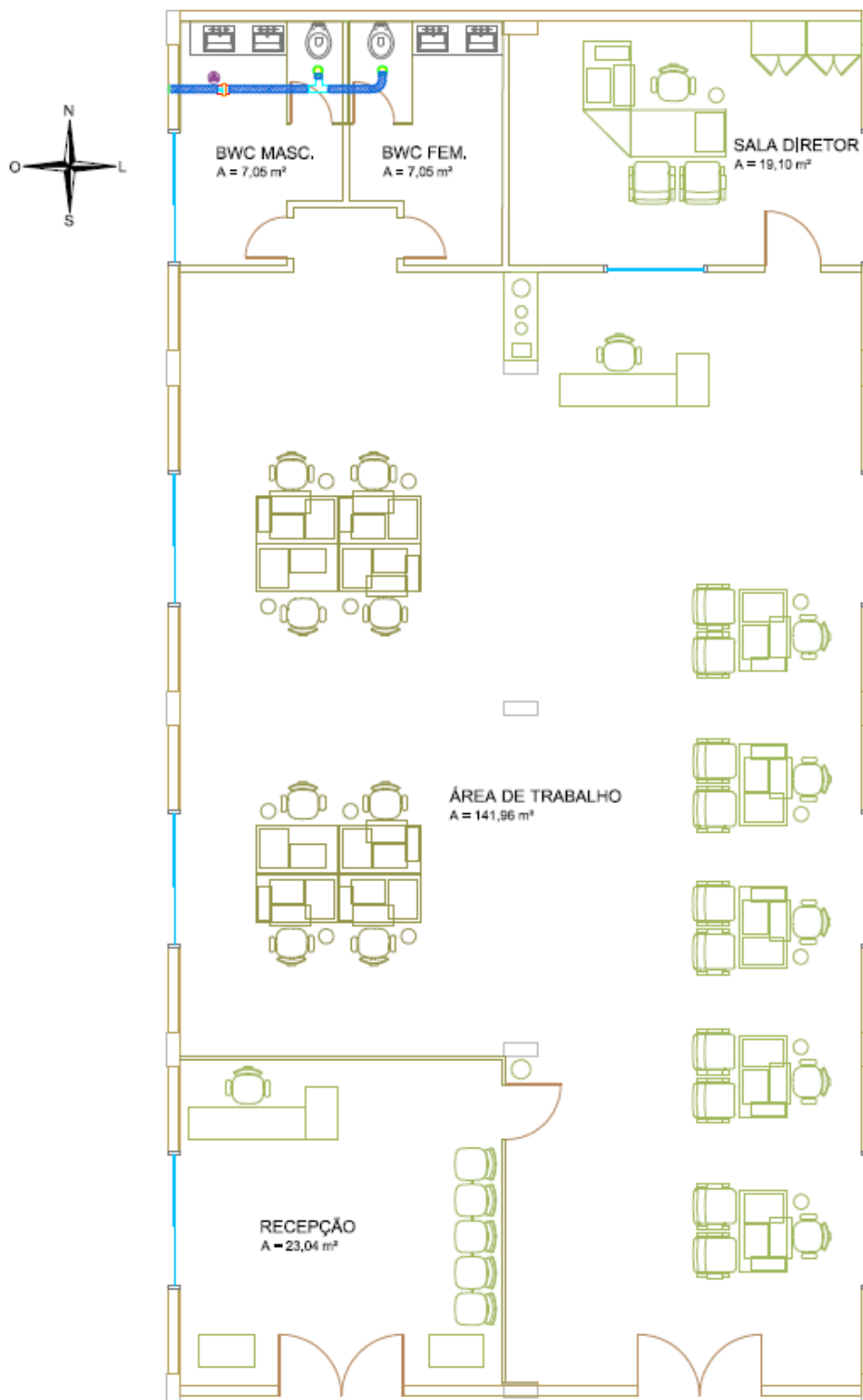


Figura 4.1: Layout Arquitetônico para ambiente modelo

Fonte: Autoria Própria

Para esse ambiente foram considerados alguns dados da construção como parede de alvenaria com tijolo comum, paredes internas com bloco de concreto, e piso e teto em concreto leve. Todos os dados estão resumidos no Apêndice A.1.

Além dos aspectos construtivos, a localização geográfica da construção e as condições climáticas a que é submetida são outros fatores importantes na definição das hipóteses para cálculo da carga térmica. Nesse caso, tomamos como exemplo a cidade de Curitiba que tem suas condições descritas no Apêndice A.2.

4.2.2 Premissas de cálculo

Os ganhos de calor de um ambiente envolvem o ganho de calor sensível q_s e o ganho de calor latente q_l . O primeiro refere-se aos ganhos pela insolação através do armazenamento térmico, a transmissão pelas paredes, janelas e teto e as fontes de calor internas que são representadas pelos ocupantes, iluminação e eletrônicos. Já o calor latente envolve ao transporte de massa do vapor de água nas misturas de ar ambiente através da infiltração de ar externo, através das pessoas, através de tubulações (ASHRAE, 2012 a). As equações abaixo expressam a representação do cálculo de cada ganho de calor.

$$q_s = U_s A \Delta T \quad (4.1)$$

$$q_l = U_l A \Delta W \quad (4.2)$$

$$q_t = U_t A \Delta h \quad (4.3)$$

$$q_t = q_s + q_l \quad (4.4)$$

Onde, q_s é o ganho de calor sensível. [Btu / h], q_l é o ganho de calor latente. [Btu / h], q_t é o ganho de calor total. [Btu / h], U_s é o fator de ganho de calor sensível. [$Btu / h.m^2$], U_l é o fator de ganho de calor latente. [$Btu / h.m^2$], U_t é o fator de ganho de calor total. [$Btu / h.m^2$], A é a área de análise do fluxo de calor [m^2], ΔT é a diferença equivalente de temperatura [$^{\circ}C$], ΔW é a diferença equivalente de umidade [$kg_{vapor} / kg_{ar\ seco}$] e Δh é a diferença equivalente de entalpia [kJ / kg]

O segmento de refrigeração e ar condicionado atualmente utiliza a unidade $[Btu/h]$ para tratar de taxa de troca de calor. Para fins da facilidade de comparação e dimensionamento dos sistemas essa será a unidade principal utilizada. Em alguns casos, será apresentado o equivalente em Watts para facilidade de compreensão.

A metodologia do cálculo consiste em verificar as situações de ganho de calor pertinentes à construção modelo. Então, para cada situação de ganho selecionar os dados tabelados normativos para os coeficientes “U” e, por fim, utilizando as condições climáticas e termoigrométricas e as definições de projeto, estimar o fluxo de calor normal e fluxo crítico que o sistema deve suprir.

4.2.3 Ganho de calor sensível

Segundo a ABNT NBR 16401:1 (2008), pode-se definir calor sensível como o calor que produz uma variação de temperatura do ar sem alteração do conteúdo de umidade. Vale acrescentar, que esse fluxo de calor se dá pelo processo de condução, convecção e por radiação.

4.2.3.1 Ganho de calor sensível através das janelas

O primeiro ganho de calor sensível a ser analisado é o solar através de janelas pelo armazenamento térmico. Para encontrar este valor serão necessários dados como a área de janelas, o pico do ganho de calor e fatores de correção, estes em horários diferenciados, entre outros dados necessários para encontrar a carga. (CARRIER, 1972).

O primeiro fator de análise é o pico de ganho de calor solar através dos vidros que depende da localização geográfica, orientação em relação ao sol e o mês do ano que está sendo analisado (CARRIER, 1972). No Apêndice A.3 estão listados esses picos de ganho de calor por área, considerando uma latitude à sul aproximada de 30° para Curitiba.

No caso da construção modelo, as orientações que irão sofrer influência solar no armazenamento térmico são oeste e leste, destacadas no Apêndice

A.3. Com esses dados, foram plotados gráficos do comportamento do armazenamento térmico ao longo do ano, interpolando com o uso do software Microsoft Excel linha de tendência polinomiais, e com isso foram selecionadas as condições normal e crítica, respectivamente.

A primeira consideração para as janelas da construção é que todas elas têm a mesma dimensão com área de 2 m² e também o mesmo material e acabamento, vidro comum sem nenhuma sombra com persianas internas na cor branca. Tem-se assim os fatores de correção globais para ganho de calor solar através dos vidros como demonstrado e destacado no Apêndice A.4.

Outra hipótese adotada foi que o sistema irá operar por doze horas, sendo que o horário de acionamento foi selecionado para as nove horas da manhã.

Considerou-se ainda que o vidro é externamente sombreado. Nesse caso, a carga inicial do sistema considera a carga adicional do armazenamento térmico a ser suprida. No Apêndice A.5, explicita-se os fatores de carga armazenada através do ganho solar pelos vidros, considerando uma operação de doze horas e a temperatura do espaço condicionado constante.

Com os dados relacionados até aqui é possível prever o comportamento do ganho efetivo de calor solar em cada orientação geográfica através dos vidros por armazenamento térmico ao longo do ano realizando a multiplicação dos fatores de pico com os fatores de correção e as áreas correspondentes, conforme Equação 4.1.

Mantendo as hipóteses utilizadas até aqui, o próximo ganho de calor a ser analisado é o ganho de calor através de transmissão solar pelos vidros, levando em conta a variação constante do ganho de calor solar ao longo do ano e até ao longo de cada dia. Para que a análise não se estenda muito, iremos analisar alguns dados tabelados, estipular o efeito combinado nas duas janelas e avaliar as situações de fluxo normal e crítico. Nos Apêndices A.6 e A.7, explicita-se os ganhos de calor por transmissão através dos vidros na exposição leste e oeste respectivamente. No Apêndice A.8, explicita-se o efeito combinado dos ganhos de calor nas faces oeste e leste.

4.2.3.2 Ganho de calor sensível através das estruturas

O próximo passo de análise são os ganhos de calor por transmissão através das estruturas da construção. O fluxo de calor através de uma estrutura pode ser calculado com uso da equação de calor em regime permanente e uma diferença de temperatura equivalente, conforme equação (4.1).

Os coeficientes de transmissão “U” constituem dados tabelados para cada tipo de estrutura (parede, piso ou teto). A área é a área correspondente de cada estrutura. Resta definir o gradiente de temperatura equivalente. As hipóteses para estimar a diferença de temperatura equivalente são as seguintes:

- a) O ganho de calor através dos componentes externos da construção (paredes e teto) é calculado normalmente no momento de maior fluxo de calor.
- b) A perda de calor através dos componentes externos da construção (paredes e teto) é calculada normalmente no momento de maior fluxo de calor.
- c) O fluxo de calor nos componentes internos da construção foi desprezado, uma vez que todo o ambiente será climatizado e mantido a mesma temperatura.
- d) As temperaturas interna e externa de bulbo seco e úmido serão consideradas inicialmente iguais.
- e) A temperatura de projeto para o interior do ambiente será estimada em 22° C com umidade relativa de 50 %.
- f) As condições externas serão consideradas as de maior frequência anual em Curitiba. De acordo com o Apêndice A.2, temos a Tabela 4.1:

Tabela 4.1: Condições externas de maior frequência em Curitiba.

Resfriamento e desumidificação			
TBS	TBUc	TBU	TBSc
28,7	20,2	22,0	25,6

Fonte: Adaptado de ABNT (2008)

- g) A variação diária da temperatura de bulbo seco foi considerada como mostrado no apêndice A.2. A Tabela 4.2 mostra esta variação.

Tabela 4.2: Variação diária da temperatura de bulbo úmido.

Mês no período com maior média de temperaturas máximas	
Janeiro	
Variação média da T diária no mês + quente	
9,5	

Fonte: Adaptado de ABNT (2008)

Para o cálculo do gradiente de temperatura equivalente, primeiramente, foram extrapolados os valores normativos para os valores de projeto. Isso porque os dados tabelados, consideraram uma variação média na temperatura de bulbo seco diária de 11,1 °C contra 9,5 °C da cidade de Curitiba. Adicionalmente, os fatores de correção são dependentes, também, da diferença de temperatura entre a ambiente e a de projeto, portanto, a partir das hipóteses supracitadas, determinou-se a diferença de temperatura como 6,7 °C.

No Apêndice A.9, demonstram-se alguns fatores de correção para alguns valores de projeto. A partir dos dados desta tabela, selecionaram-se as diferenças de temperatura tabeladas e aplicou-se a correção. No Apêndice A.10, explicitam-se as diferenças de temperatura equivalentes para cada hora do dia.

Os coeficientes de transmissão “U” são listados em várias tabelas, para diversas situações. Para facilitar a análise realizada, optou-se por resumir apenas os fatores utilizados em uma única tabela. Assim a Tabela 4.3 lista os coeficientes “U” de transmissão considerando as condições da estrutura da construção já determinadas no Apêndice A.1.

Tabela 4.3: : Resumo coeficientes de transmissão U utilizados

Resumo coeficientes de transmissão U utilizados - Btu/h.m².º C	
Fonte: Manual de Projeto Carrier	
Paredes externas	4,456
Paredes internas	Não se aplica*
Piso e teto	8,913

* Ver hipótese para estimar diferença de temperatura equivalente (c).

Fonte: Adaptado de CARRIER (1972)

4.2.3.3 Ganho de calor sensível por fatores internos

Os próximos efeitos que contribuem no ganho de calor sensível são os fatores como ocupação de pessoas, iluminação, eletrodomésticos e outros. Como o ambiente modelo é um escritório de pequeno porte, as únicas contribuições com o ganho de calor sensível consideradas foram a ocupação, a iluminação e os computadores. As hipóteses, nesse ponto, para definir os ganhos de calor internos foram definidas da seguinte maneira:

- a) A ocupação normal foi definida como dezesseis pessoas em repouso e a ocupação eventual para o fluxo crítico de vinte pessoas em repouso.
- b) A iluminação foi considerada fluorescente.
- c) Os computadores foram considerados, conforme NBR 16401:1 (2008), com valor com fator de segurança e os monitores de médio porte.

Novamente, para facilitar a análise, a Tabela 4.4 resume os dados utilizados para as fontes de ganho de calor interno.

Tabela 4.4: Resumo ganhos de calor interno

Tipo	Observação	TBS (°C) ambiente	Calor Sensível (Btu/h)	Calor Latente (Btu/h)
Pessoas	Trabalhador escritório	22	257,8	192,2
Fluorescente	-	22	Potência iluminação total x 1,25 x 3,4	-
Valor médio	Uso contínuo	22	187,67	-

Fonte: Adaptado de CARRIER (1972) e ABNT (2008)

4.2.4 Ganho de calor latente

Segundo a NBR 16401-1 (2008), calor latente é definido como “calor de evaporação ou condensação do vapor de água ou ar, que produz uma variação do conteúdo de umidade do ar sem alteração da temperatura”.

O primeiro fator de influência no ganho de calor latente é a infiltração de vapor por entre as estruturas da construção, como paredes, piso e teto. Para essa determinação é necessário definir a diferença de umidade absoluta entre as condições do ar ambiente e as condições de projeto. A umidade absoluta do ar ambiente foi definida no Apêndice A.2 como 0,0176 kg/kg_{ar seco} para a cidade de Curitiba. A umidade absoluta para as condições de projeto pode ser definida

a partir da carta psicrométrica e os dados da hipótese “e” para definir a diferença de temperatura equivalente e analisando a carta tem-se o valor de 0,0134 kg/kg_{ar seco}. Portanto, a diferença de umidade absoluta é:

$$\Delta W = 0,0176 - 0,0134 = 0,0042 \text{ kg/kg}_{ar \text{ seco}}$$

Novamente para facilitar a análise, os fatores utilizados de infiltração foram resumidos em uma única tabela como se segue na Tabela 4.5.

Tabela 4.5: Resumo permeação pelas estruturas da construção

Tipo	Observação	Permeação
		(Btu/h.m ² .kg/kg ar seco)
Paredes externas	Tijolo Comum 406 mm de espessura	0,000053
Piso e teto	Bloco de madeira 13/16” sobre laje com acabamento em concreto leve com 152 mm de espessura	0,00068

Fonte: Adaptado de CARRIER (1972)

Outra fonte de calor latente é a própria ocupação, pois atividade metabólica humana envolve também evaporação. Assim, como já explicitado na Tabela 4.12 cada trabalhador de escritório produz 192,2 Btu/h de calor latente.

4.3 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

De forma geral, ciclos de refrigeração transferem energia térmica de uma região de baixa temperatura para uma região de alta temperatura (SHAPIRO, 2008).

Os ciclos podem ser definidos como ideal e real, onde o primeiro como o nome já sugere é uma idealização dos processos de forma perfeita, um ciclo completamente reversível. Já o ciclo real é a representação do que ocorre na natureza, um sistema com irreversibilidades, que podem ser geradas por atrito, por ineficiência, por perda de carga, entre outros.

O primeiro ciclo real a ser analisado no presente trabalho é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor com expansão direta. Este ciclo é caracterizado por quatro processos, conforme a Figura 4.2.

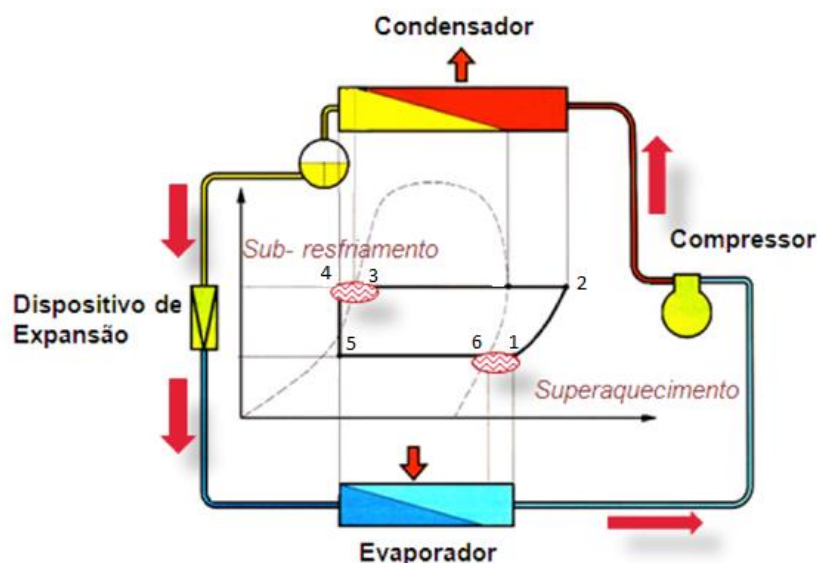


Figura 4.2: Esquema do ciclo de refrigeração por compressão com expansão direta

Fonte: Adaptado <http://www.ambientegegado.com.br>

O processo que ocorre entre os pontos 1 e 2 da Figura 4.2 denomina-se compressão, na qual o fluido refrigerante é comprimido com alteração da pressão e temperatura. Passando de um estado de baixa temperatura e pressão para alta temperatura e pressão.

O processo entre os pontos 2 e 3 da Figura 4.2 denomina-se condensação, no qual o fluido proveniente do compressor a alta temperatura é resfriado a pressão constante, forçando uma mudança de fase, saindo do condensador como líquido comprimido. Durante o percurso entre o início do condensador e a válvula de expansão o líquido é sub-resfriado e isso garante que na válvula de expansão não exista fluido refrigerante na fase vapor que prejudicaria o funcionamento da válvula. (STOECKER, 1985)

Na válvula de expansão ocorre o processo dos pontos 4 a 5 da Figura 4.2 o fluido vem de um estado de alta pressão e então é submetido a uma repentina queda de pressão com conseqüente queda brusca de temperatura (STOECKER, 1985)

No evaporador, entre os pontos 4 e 1 da Figura 4.2 o fluido refrigerado troca calor com o ar ambiente e conseqüentemente é aquecido. No trajeto do início do evaporador até a entrada do compressor o vapor é superaquecido para

garantir que no compressor não exista líquido, uma vez que este prejudica o funcionamento do compressor. Este superaquecimento varia entre 5 e 14 °C de aumento dependendo da aplicação (STOECKER, 1985).

Os sistemas atuais de refrigeração têm seus ciclos diferenciados do ciclo reversível em muitos aspectos: Quedas de pressão ocorrem em todas as etapas do ciclo, com exceção do compressor. Ocorrem transferências de calor entre o fluido refrigerante e os vizinhos em todas as etapas. O processo de compressão não é isoentrópico. O fluido de trabalho não é uma substância pura, mas uma mistura de refrigerante e óleo (ASHRAE, 2013).

Na Figura 4.3 mostra-se o aspecto de um ciclo pressão-entalpia de refrigeração real por compressão de vapor com expansão direta típico:

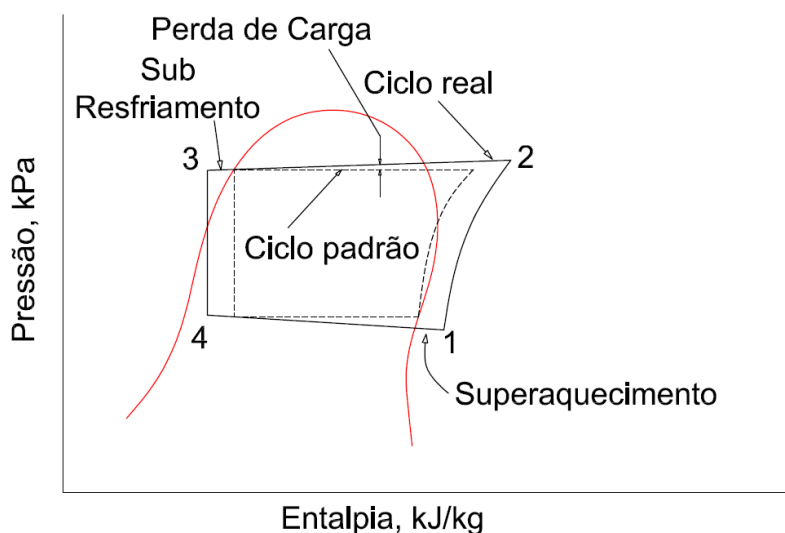


Figura 4.3: Diagrama P-h para os ciclos de Carnot e real

Fonte.: Adaptado de Stoecker and Jones (1985)

Para o dimensionamento de cada processo serão utilizadas as equações de balanço de massa e energia. A equação (4.5) representa o balanço de energia e a Equação 4.6 a conservação da massa para regime permanente (SHAPIRO, 2008).

$$\dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} = \sum_{SAÍDA} \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) - \sum_{ENTRADA} \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (4.5)$$

$$\sum_{ENTRADA} \dot{m}_e - \sum_{SAÍDA} \dot{m}_s = 0 \quad (4.6)$$

Aplicando a equação do balanço de massa no evaporador e considerando os pontos da Figura 4.2 obtém-se.

$$\dot{m}_5 - \dot{m}_1 = 0 \quad (4.7)$$

Aplicando o balanço de energia no evaporador, onde o trabalho é nulo, a variação da energia cinética e potencial desprezíveis e a operação em regime permanente obtém-se a equação (4.8).

$$\dot{Q}_{evap} + \dot{m}_5 (h_6 - h_5) = 0 \quad (4.8)$$

Onde, \dot{Q}_{evap} é a carga térmica absorvida no evaporador em [W], \dot{m}_5 é a vazão mássica de fluido refrigerante em [Kg/s], h_5 é a entalpia na entrada do evaporador em [J/Kg] e h_6 é a entalpia na saída do evaporador em [J/kg].

Considerando que o processo realizado do compressor é adiabático ($\dot{Q}_{comp} = 0$) e que a variação da energia cinética e potencial desprezíveis e a operação em regime permanente obtém-se.

$$0 = -\dot{W}_{comp} + \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (4.9)$$

Para o condensador utiliza-se as mesmas considerações do evaporador, obtendo-se.

$$0 = \dot{Q}_{cond} + \dot{m}_1 (h_3 - h_2) \quad (4.10)$$

Um dos coeficientes para avaliação do desempenho do sistema é o COP (coeficiente de operação e performance) demonstrado na equação (4.11).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\text{Energia líquida fornecida por fontes externas}} \quad (4.11)$$

Outra medida de desempenho de um ciclo de refrigeração é dada pela eficiência de refrigeração descrita na equação (4.12), que mensura quão irreversível é o ciclo, ou seja, é uma comparação entre o ciclo estudado e um ciclo ideal (ASHRAE, 2013).

$$\eta_R = \frac{COP_{REAL}}{COP_{REVERSÍVEL}} \quad (4.12)$$

O ciclo reversível de referência é definido geralmente pelo ciclo de Carnot, o qual caracteriza-se pela operação em duas temperaturas fixas, a temperatura de condensação e a temperatura de evaporação. Além disso, nenhum ciclo de refrigeração pode obter um coeficiente de performance maior que o ciclo de Carnot e ciclos reversíveis quaisquer que operem nas mesmas temperaturas terão o mesmo coeficiente de performance (ASHRAE, 2013).

Nesse contexto, o coeficiente de performance reversível para o ciclo de Carnot é definido.

$$COP_{REVERSÍVEL} = \frac{T_R}{T_O - T_R} \quad (4.13)$$

Onde, T_R é a temperatura de evaporação [k] e T_O é a temperatura de condensação [k].

4.4 Anteprojeto de sistema de ar condicionado comum

Como o foco do projeto é comparar os parâmetros de viabilidade de diferentes aplicações, a metodologia para projetos de climatização não foi profundamente abordada; sendo destacados apenas os pontos chave para zoneamento e dimensionamento dos sistemas. Maiores informações devem ser consultadas principalmente na ABNT NBR 16401, Parte 1, 2 e 3 (2008), complementadas pelo *Handbook ASHRAE* (2013).

Em geral, o projeto de um sistema de climatização convencional se inicia pelo selecionamento de um equipamento de condicionamento de ar adequado as condições de projeto do ambiente. A escolha do equipamento envolve o tipo de aplicação, porte, demanda da distribuição do ar, pé-direito do ambiente, estética e ambientação arquitetônica, compatibilidade com outras instalações e outros fatores.

Para o sistema convencional foi selecionado um equipamento tipo Multisplit de Alta Capacidade (CARRIER, 2013a), baseado na carga térmica do ambiente modelo e da análise termodinâmica do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Na Figura 4.4 mostra-se um esquema geral da instalação de um sistema tipo Multisplit.

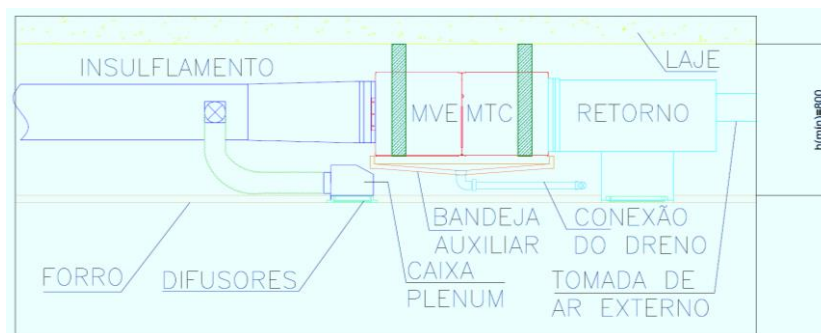


Figura 4.4: Esquema geral de uma instalação tipo “splitão”

Fonte: Autoria própria

No Anexo A.1 constam as informações técnicas do equipamento, segundo o fabricante, para selecionamento.

Definido o equipamento a ser utilizado tem-se a vazão nominal da máquina. Essa vazão que é utilizada para o dimensionamento do sistema de distribuição de ar. Vale ressaltar, que em geral a vazão nominal dos equipamentos já é dimensionada não só para absorver a carga térmica necessária, mas também para promover a circulação do ar. Em alguns casos específicos, ventiladores auxiliares são necessários no sistema para induzir a correta circulação e renovação de ar.

A distribuição de ar no ambiente é feita de maneira proporcional. Isso significa que é calculada a razão entre a vazão total que a máquina irá distribuir e a área total do ambiente condicionado (CARRIER, 1972). Esse fator de vazão por área é multiplicado pela área de cada ambiente em separado, como por exemplo, a recepção do ambiente modelo. A vazão demandada para cada sala fica então determinada.

O próximo passo é o selecionamento dos difusores de ar que envolve também uma série de parâmetros. Uma distribuição mal feita de ar pode resultar em bolsões de ar quente no ambiente, defeitos no efeito coanda e outros problemas. Para o ambiente modelo, foi escolhido o difusor direcional de quatro vias quadrado, com modelo de referência ADLQ (TROX, 2013).

Com a vazão de cada ambiente determinada divide-se por um número de difusores que adequadamente atinjam bons resultados de alcance e velocidade do ar insuflado. O Anexo A.2 demonstra os dados para seleção do difusor.

Com os difusores selecionados, traça-se o layout dos difusores no ambiente que deve ser feito para distribuição homogênea do ar, garantido a maior simetria possível.

O próximo passo após a distribuição dos difusores é a locação, no projeto, do equipamento interno de condicionamento de ar. No presente trabalho, o equipamento foi locado acima do forro do banheiro, pois, uma vez que abaixo do equipamento deve existir um alçapão de manutenção, nesse local a instalação fica mais discreta.

Após o posicionamento do equipamento interno, traça-se um diagrama unifilar dos dutos de distribuição do ar buscando o caminho mais curto para atingir todos os difusores.

Em seguida, realiza-se o dimensionamento dos dutos de distribuição do ar, sendo que alguns métodos são válidos na ABNT NBR 16401, Parte 1. Para o presente trabalho foi utilizado o método da recuperação estática que “procura compensar a perda de pressão estática de um trecho entre duas junções divergentes, reduzindo a velocidade no trecho seguinte, convertendo a redução de parte da pressão dinâmica resultante em ganho de pressão estática” (ABNT, 2008).

A definição do método de recuperação estática se traduz no equacionamento da perda de carga em cada trecho dos dutos, sendo que a velocidade não se mantém constante; existe uma queda de velocidade em cada trecho. Para isso, foi elaborada uma planilha Apêndice D.4, que calcula a velocidade em cada trecho do duto. Após isso, a dimensão dos dutos é determinada com base nas vazões e a perda de carga é calculada em cada trecho.

As considerações para construção dos dutos e dimensionamento estão listadas a seguir:

- a) Os dutos foram considerados de chapa de aço carbono galvanizada, NBR7008, nas bitolas #24 e #26, com isolamento térmico em lã de vidro, de 50 mm de espessura e agrupados com fita aluminizada. A rugosidade para esse material foi considerada de 0,00016 mm. Foram escolhidos estes materiais por atenderem as ações técnicas ser fácil de encontrar e baixo custo;
- b) O critério para divisão de trechos foi que cada trecho deveria possuir entre oito e dez metros, somando-se os comprimentos de todas as ramificações no trecho;
- c) Os dutos foram considerados inicialmente com altura de 400 mm diminuindo gradativamente até 200 mm;
- d) O diâmetro hidráulico, de acordo com (CARRIER, 1972) foi definido por:

$$D_H = \frac{4 \times B \times H}{2 \times (B + H)} \quad (4.14)$$

Onde, D_H é Diâmetro hidráulico [m], B é a Largura do duto [m], H é a Altura do duto [m]

- e) A gravidade foi definida em 9,81 m/s²
- f) A massa específica do ar foi definida em 1,23 kg/m³
- g) A viscosidade dinâmica do ar, nas condições de projeto, foi definida em 1,74 e -5 Pa.s
- h) O número de Reynolds foi calculado por:

$$Re = \frac{\rho \vartheta D_H}{\mu} \quad (4.15)$$

Sendo, Re é o Número de Reynolds, ρ é a massa específica [kg/m³], ϑ é a velocidade do fluido [m/s], D_H é o diâmetro hidráulico [m], μ é a viscosidade dinâmica do fluido [Pa.s].

- i) O fator de atrito inicial f_0 foi definido como:

$$f_0 = 0,25 \cdot \left[\log \left(\frac{e/D_H}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^{-2} \quad (4.16)$$

Onde, e é a rugosidade do material [m]

- j) O fator de atrito aprimorado foi considerado com apenas uma iteração a partir da fórmula de Colebrook e o fator de atrito inicial.

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -2,0 \cdot \log \left(\frac{e/D_H}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot f^{0,5}} \right) \quad (4.17)$$

Onde, f é o fator de atrito.

Os dutos metálicos, em geral, não são diretamente conectados aos difusores. Quando um ramal de duto fica próximo a um difusor é conectado a ele através de dutos flexíveis em alumínio corrugado com isolamento térmico em lã de vidro.

Os dutos de retorno e ar externo são considerados de um só um trecho, portanto com velocidade constante. A vazão de retorno, nesse caso, considerou-se como a vazão de insuflamento subtraída da vazão de ar externo. A vazão sobressalente no insuflamento, naturalmente, serve para circulação do ar dos banheiros e por eles é extraída.

Para o posicionamento da condensadora, foi considerada uma instalação na parede lateral externa mais próxima possível da máquina interna, fixa através de suportes tipo mão francesa. A alimentação elétrica do sistema deve ser fornecida na condensadora.

A interligação frigorígena entre o evaporador e o condensador foi considerada de tubos de cobre unidos com solda "*Fooscooper*" aos derivadores de cobre, sem costura, com espessuras recomendadas pelos fabricantes dos equipamentos. O isolamento térmico para essa tubulação foi considerado em borracha esponjosa deslizante. A interligação elétrica entre o evaporador e o condensador deve percorrer no mesmo suporte da interligação frigorígena. Estes suportes foram considerados em perfil galvanizado com braçadeiras.

Alguns dos detalhes mais importantes construtivos foram complementados no Apêndice B.

Para controle da temperatura do sistema foi prevista a instalação de um termostato digital. É importante que o sensor do termostato esteja posicionado próximo as grelhas de retorno do sistema, por que este é o ponto do sistema onde a temperatura é mais elevada, garantindo a que o termostato não desligue a condensadora antes que todo o ambiente esteja na temperatura selecionada.

4.5 Anteprojeto de sistema de vigas frias

Para o presente projeto foi definido o uso de vigas frias ativas, sendo que o sistema foi dimensionado para a carga térmica em fluxo crítico. Para quantificar e configurar cada uma delas foi utilizado o software do fabricante *Trox Easy Product Finder*.

O modelo de viga fria escolhido foi a DID-312 (TROX, 2009), uma vez que o formato alongado proporciona maior área de troca. Lembrando que o dimensionamento nesse projeto teve o objetivo de que a maior parte da carga térmica fosse retirada pela água que circula entre as vigas e o trocador geotérmico, e não o ar de indução; todas as considerações no software de seleção foram direcionadas com esse objetivo.

A Figura 4.5 apresenta a DID-312 com um esquemático de funcionamento. O produto não possui ventilação forçada, nem sistema de bombeamento próprio. O único acionamento próprio do produto é o da iluminação. Todo o circuito de água de avanço e retorno deve ser projetado em separado com previsão de bombas e instrumentação. O funcionamento está baseado no princípio fluidodinâmico da indução pelo ar, sendo que pequenos bocais recebem alimentação de ar primário refrigerado e insuflam em uma caixa de mistura; a velocidade desse escoamento e a temperatura mais fria do ar induz a tomada do ar ambiente no centro da viga fazendo-lhe passar pelas serpentinas de água fria. As serpentinas resfriam o ar de retorno, que antes de ser insuflado no ambiente, é misturado ao ar de indução (TROX, 2009).

Os dados de entrada para dimensionamento das vigas no software supracitado são: a temperatura da água de entrada (t_{wV}), as distâncias entre as vigas (a) e as paredes (x), a altura da viga até a área de conforto ($H1$), a temperatura (t_R) e umidade relativa (φ) que se deseja climatizar o ambiente, a temperatura do ar de indução (t_{Pr}) e a vazão de água (V_W). Os dados de saída são a carga térmica total que cada viga retira (Q_{ges}), a parcela da carga térmica que as serpentinas retiram (Q_{sec}), a perda de carga em cada viga (Δp_W), a temperatura de retorno da água (t_{wR}) e temperatura de orvalho (t_{Tau}).

A temperatura de entrada da água será definida adiante no dimensionamento do trocador geotérmico, pois depende da temperatura do solo, dos fenômenos de transferência de calor e do escoamento interno da água.

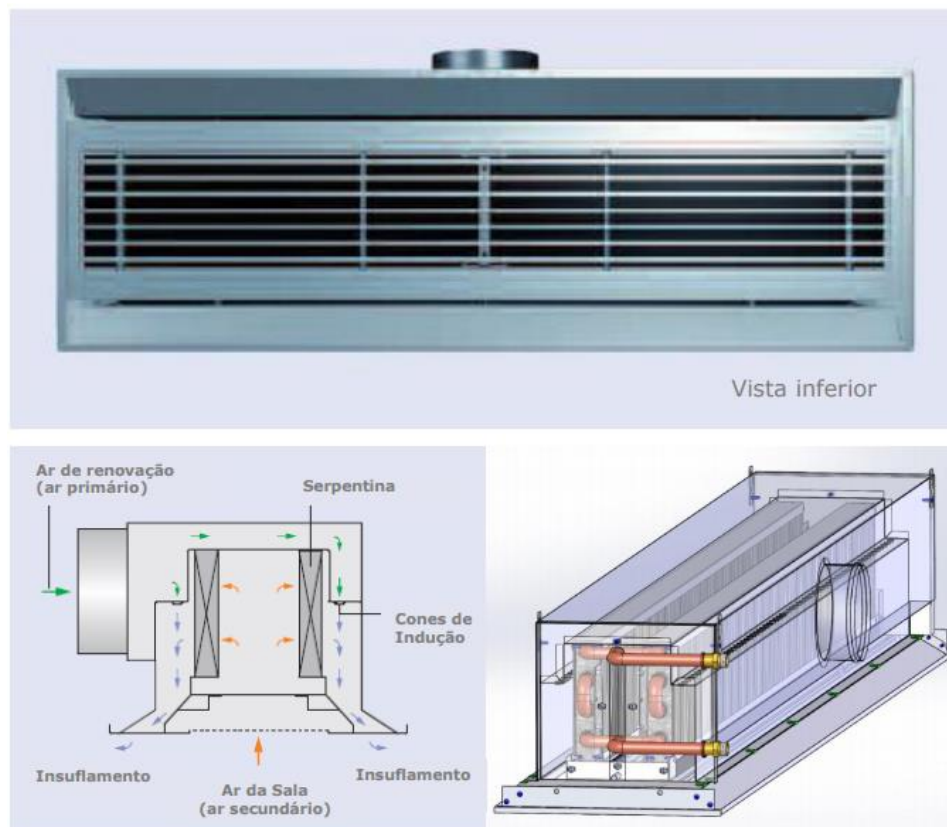


Figura 4.5: Viga Fria Ativa DID-312

Fonte: (TROX, 2012)

Após a quantificação e dimensionamento das vigas frias realizou-se a distribuição das mesmas adequadamente no ambiente climatizado. Lembrando que uma distribuição diversa da escolhida apresenta outros resultados térmicos e, portanto, exige um novo dimensionamento no software. Da mesma maneira que os difusores, a distribuição das vigas deve ser a mais simétrica e homogênea possível.

Em seguida, foi projetado o circuito hidráulico interno de alimentação e retorno de água nas vigas frias. Para isso, tomaram-se as vazões de água selecionadas anteriormente. Nesse caso, as bitolas de avanço e retorno são iguais e, além disso, foram considerados três circuitos diferentes de alimentação: circuito da área de trabalho, circuito da recepção e circuito da sala do diretor. O

esquema da instalação pode ser visto no Apêndice F-2. Para seleção das bitolas dos tubos foi utilizada a Tabela 4.6.

Tabela 4.6: Parâmetros máximos para a seleção de tubulação de água.

Diâmetro do tubo (mm)		Sistema Fechado	
	Pol	Vazão (m ³ /h)	Velocidade
19	3/4"	1,5	1,2
25	1"	3	1,5
32	1.1/4"	6	1,7
38	1.1/2"	9	1,9
50	2"	17	2,2
65	2.1/2"	28	2,5
75	3"	48	2,8
100	4"	90	3,1
125	5"	143	3,1
150	6"	215	3,2

Fonte: Adaptado da NBR 6401 (ABNT,1980)

Ainda sobre a tubulação cada viga fria precisa de uma válvula reguladora de vazão individual que no presente projeto não será detalhada e/ou especificada. Cada circuito precisa também de uma válvula eletrônica proporcional controladora próximo a bomba do sistema, que no presente projeto também não será abordada e/ou detalhada. O detalhe construtivo da tubulação é idêntico ao da tubulação do equipamento convencional conforme no Apêndice B.

Definidos os circuitos hidráulicos de avanço e retorno, o próximo passo no projeto do sistema é a distribuição para as vigas do ar primário de indução. Para isso o primeiro dado que se deve determinar é a carga térmica retirada pelo ar primário (Q_{Pr}) diferença entre a carga térmica total retirada (Q_{ges}) e carga térmica retirada pelas serpentinas de resfriamento (Q_{sec}).

O valor de Q_{Pr} é utilizado para o selecionamento da máquina de indução que nesse caso foi definida como equipamento tipo *Split inverter* dutado, uma vez que, busca-se um sistema mais eficiente possível. Esse tipo de equipamento possui duas características importantes na composição do sistema: baixas vazões e temperatura de insuflamento em cerca de 12 °C.

Assim, como o ar primário tem operação de trabalho de 16 ° C e vazão do equipamento é menor do que a necessária para distribuição para as vigas, optou-se por utilizar uma caixa de mistura com maior vazão e com alimentação do ar de retorno do ambiente.

Definido o sistema que irá operar como máquina de indução, resta o dimensionamento dos dutos. A metodologia para dimensionamento dos dutos é idêntica ao anteprojeto do sistema convencional.

O anteprojeto das vigas frias deve incluir também a representação do trocador geotérmico para obtenção da água fria que será tratado adiante, a representação da bomba de circulação e seu ponto de força e a vazão e ponto de força da caixa de mistura.

4.6 Trocador geotérmico

4.6.1. Taxa de transferência de calor

A primeira hipótese para maximizar a economia energética é a utilização de um trocador de calor geotérmico terra-água, que consiste em uma tubulação enterrada que tem função de rejeitar ou absorver calor da vizinhança.

A Equação 4.18, análoga a lei do resfriamento de Newton, utiliza o conceito de coeficiente global de transferência de calor (U) (INCROPERA, 2008).

$$\dot{q} = UA\Delta T_{ml} \quad (4.18)$$

Onde, \dot{q} é a taxa de transferência de calor [W], ΔT_{ml} é a média logarítmica de temperatura [K] e A é a área de troca de calor [m^2]

A partir do que pode-se definir a resistência térmica de acordo com a Equação 4.19 (INCROPERA, 2008).

$$R_{eq} = \frac{1}{UA} \quad (4.19)$$

A resistência térmica total do sistema é modelada conforme a Figura 4.6.

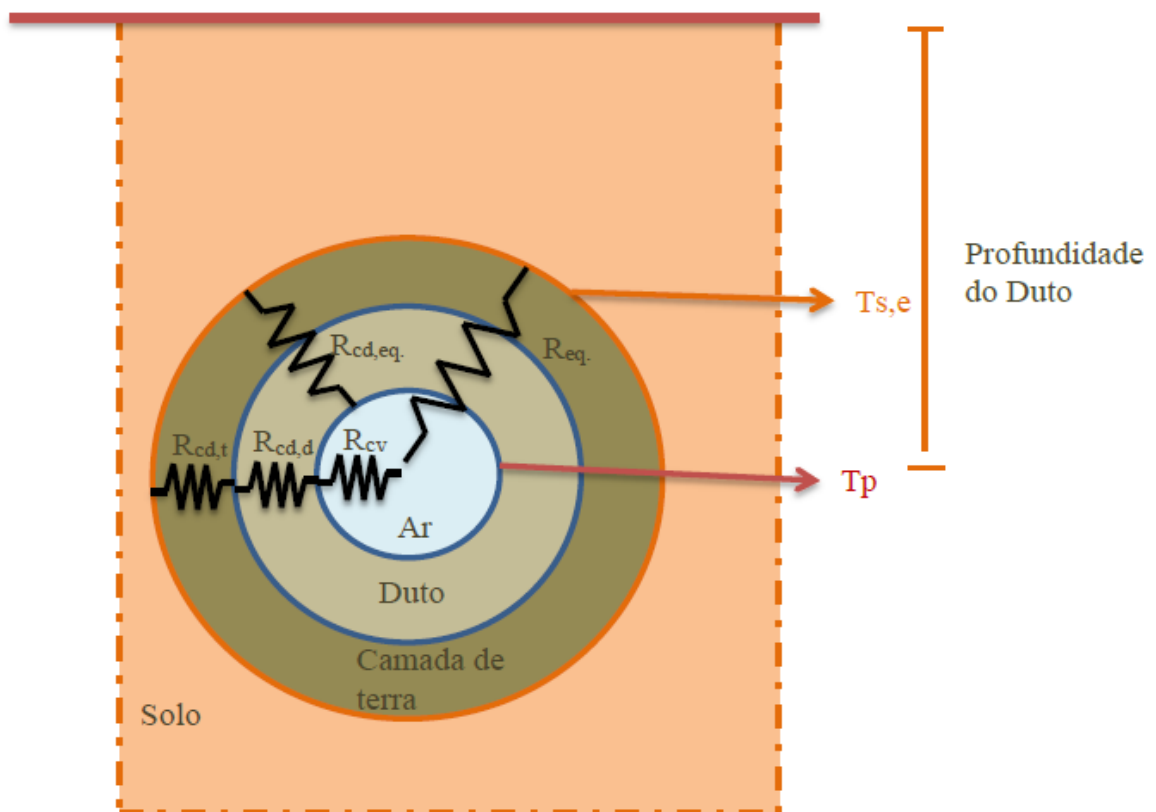


Figura 4.6: Esquema circuito térmico – Trocador geotérmico

Fonte: (PINTO, 2014)

$$R_{eq} = R_{cv} + R_{cd,t} + R_{cd,s} \quad (4.20)$$

Onde

R_{cv} = resistência de convecção no interior do tubo

$R_{cd,t}$ = resistência de condução no tubo

$R_{cd,s}$ = resistência de condução no solo

4.6.2. Influência do raio solo na temperatura de saída.

Para esta aplicação se faz necessário encontrar qual raio de solo é necessário para a dissipação do calor proveniente do trocador. Esta determinação foi realizada com base em artigos específicos sobre esses estudos como o de HollMuller (2014). Segundo ele, a espessura aproximada para

dissipação de todo o calor é de aproximadamente 170 mm. Para fins de projeto e segurança, no presente projeto foi adotado um raio de 200 mm. A Figura 4.7 mostra a distribuição da tubulação no solo, onde a primeira camada de tubos está a 1m de profundidade, e a segunda camada 0,5m abaixo da primeira, e a distancia entre tubo é de 400mm. Este arranjo garante o raio mínimo de influência do solo.

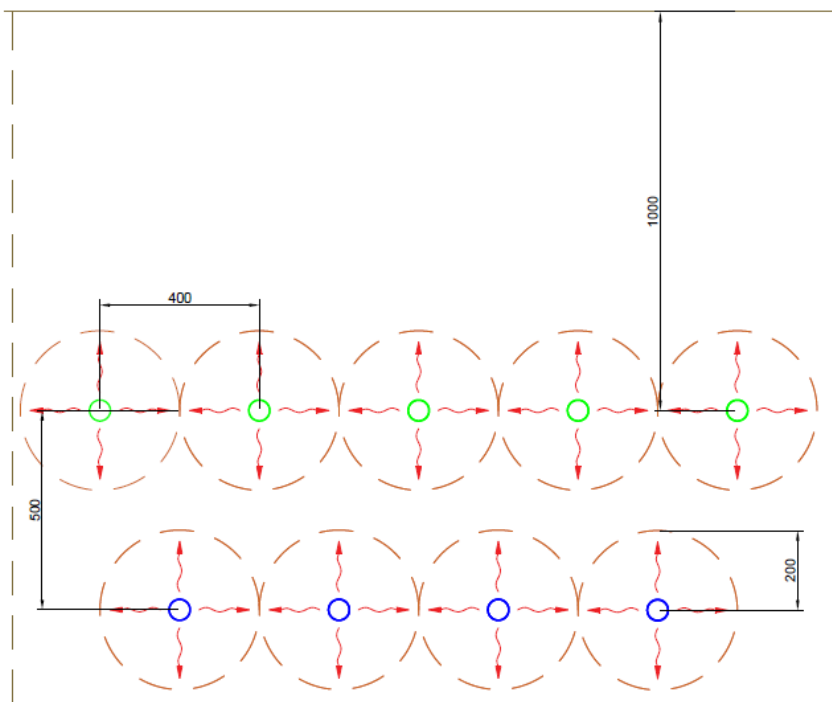


Figura 4.7: Arranjo da distribuição de tubos no solo.

Fonte.: Autoria própria.

4.6.3. Transferência de calor por condução.

Para a resistência de condução radial cilíndrica empregada para modelar a parede do tubo, e a camada de solo que o envolve utiliza-se a Equação 4.21 (INCROPERA, 2008).

$$R_{t,cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi Lk} \quad (4.21)$$

Onde, r_2 é o raio externo [m], r_1 é o raio interno [m], L é o comprimento de tubo [m] e k é a condutividade térmica do tubo [W/m.K].

Para a resistência de condução do solo, o raio interno é o raio externo do tubo, já o raio externo, é o valor do raio externo do tubo somado ao raio de interferência do solo, conforme definido na seção (4.6.2) de 200mm. O comprimento é o mesmo do tubo e a condutividade térmica é a do solo úmido.

4.6.4. Transferência de calor por convecção.

Para a resistência de convecção interna no tubo utiliza-se. (INCROPERA, 2008).

$$R_{t,conv} = \frac{1}{hA} \quad (4.22)$$

Onde, h é o coeficiente convectivo do sistema fluido/tubo [W/m².K] e A é a área da parede do tubo [m²].

Para os cálculos do sistema foi considerado escoamento plenamente desenvolvido.

Para encontrar o coeficiente convectivo utilizou-se o método do número de Nusselt, que para escoamento turbulento é obtido através da equação (4.23). (INCROPERA, 2008).

$$Nu_D = \frac{h.D}{k} \quad (4.23)$$

Onde, D é o diâmetro da tubulação [m], k é o coeficiente de condutividade térmica do fluido [W/m.K]

A equação (4.24) é a correlação de Nu_D para um erro de aproximadamente 10%,

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.24)$$

Correlação válida para $0,5 \leq Pr \leq 2000$ e $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$, onde f é o fator de atrito que para tubos lisos é determinado a partir da equação (4.25) (INCROPERA, 2008).

$$f = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^2 \quad (4.25)$$

Para encontrar a temperatura de filme utilizou-se a equação (4.26) (INCROPERA, 2008).

$$T_{filme} = \frac{T_p + T_m}{2} \quad (4.26)$$

Onde T_p é a média da temperatura da superfície do tubo entre o seu início e seu fim,

$$T_p = \frac{T_e + T_s}{2} \quad (4.27)$$

Onde T_m é a média das temperatura de entrada e saída do fluido no tubo,

$$T_m = \frac{T_{ef} + T_{sf}}{2} \quad (4.28)$$

4.7 Seleção da bomba

Para a seleção da bomba partiu-se da vazão necessária para atender as vigas frias, e uma tubulação de diâmetro interno de 2" em PVC, assim utilizando a equação (4.29) obteve-se a velocidade do fluido

$$V = \frac{Q}{A} \quad (4.29)$$

Onde, Q é a Vazão do fluido na tubulação [m^3/h], V é a Velocidade média do fluido na tubulação [m/s] e A é a Área da secção transversal da tubulação [m]

Para a seleção da bomba será utilizado a curva característica da bomba conforme Anexo B.4, onde os dados de entrada são a altura de recalque e vazão necessária. (KSB, 2001)

A determinação da vazão necessária foi definida como a soma da vazão necessária em cada viga fria. Os dados foram tirados do catálogo do fabricante. (TROX, 2012)

Para a determinação da altura de recalque será levado em conta a altura geométrica de recalque e a perda de carga na tubulação. As perdas de carga

serão divididas entre sucção e recalque, conforme equação (4.30), que é utilizada para sistemas com reservatório aberto. (GERMER, 2014)

$$H = H_{geo} + H_{pcs} + H_{pcr} \quad (4.30)$$

Onde, H_{pcs} é a altura de perda de carga na sucção [mca], H_{pcr} é a altura de perda de carga no recalque [mca] e H_{geo} é a altura geométrica [mca]

Para a definição de H_{pcs} e H_{pcr} utiliza-se o método de Hazen-Williams, que é utilizado para água e tubos com mais de 50mm de diâmetro, descrita na equação (4.31).

$$H_{pc} = 10,643Q^{1,85} \cdot \lambda^{-1,85} \cdot D^{-4,87} \cdot L \quad (4.31)$$

Onde, Q é a vazão total [m³/s], λ é o Coeficiente de Hazen-Williams, D é o diâmetro interno do tubo [m] e L é o comprimento da tubulação [m].

A determinação do comprimento total é encontrada através do comprimento equivalente das conexões existentes na tubulação (KSB, 2001).

Somando o comprimento equivalente ao comprimento da tubulação tem-se o comprimento total e assim é possível calcular as perdas de carga na sucção e recalque, e com ela determinar o “H” altura dinâmica total que a bomba terá que recalcar o fluido.

Definido “H”, “Q” e “n” com o catálogo do fabricante seleciona-se a bomba que melhor atende ao sistema desejado.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Ganho de calor

Para o levantamento completo da carga térmica, o ambiente em estudo foi dividido em duas partes, calor sensível e calor latente. O equacionamento completo encontra-se no capítulo 4, e os resultados estão apresentados a seguir.

5.1.1 Ganho de calor sensível

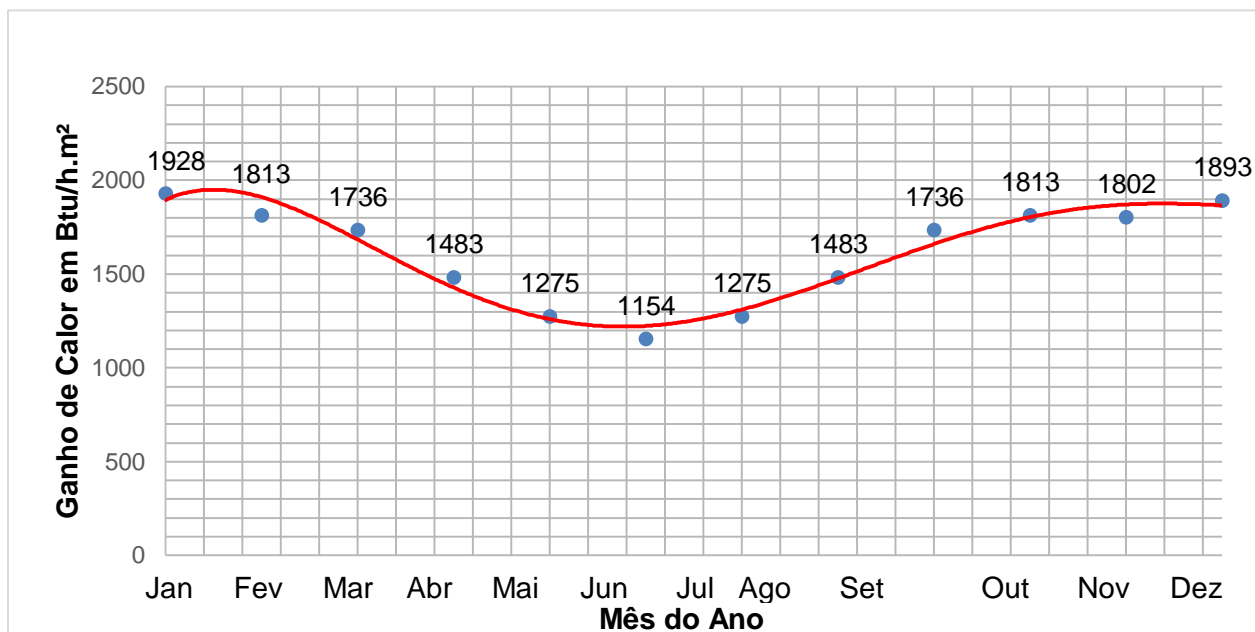
O ganho de calor sensível foi subdividido em: armazenamento térmico pelas janelas, transmissão pelas janelas, transmissão através das estruturas e ganho de calor interno. Adotando, assim os processos mais significantes na carga térmica.

5.1.1.1 Armazenamento térmico

O armazenamento térmico, que é o ganho de calor através dos vidros que tem seus valores de pico tabelados foram plotados em um gráfico do ganho de calor em função do mês do ano. Este método é utilizado para estimar o comportamento desse tipo de ganho ao longo do ano, na face leste Gráfico 5.1 e oeste Gráfico 5.2 da construção (faces que possuem janelas). Em cada gráfico foi ajustada uma curva de tendência polinomial de quarta ordem.

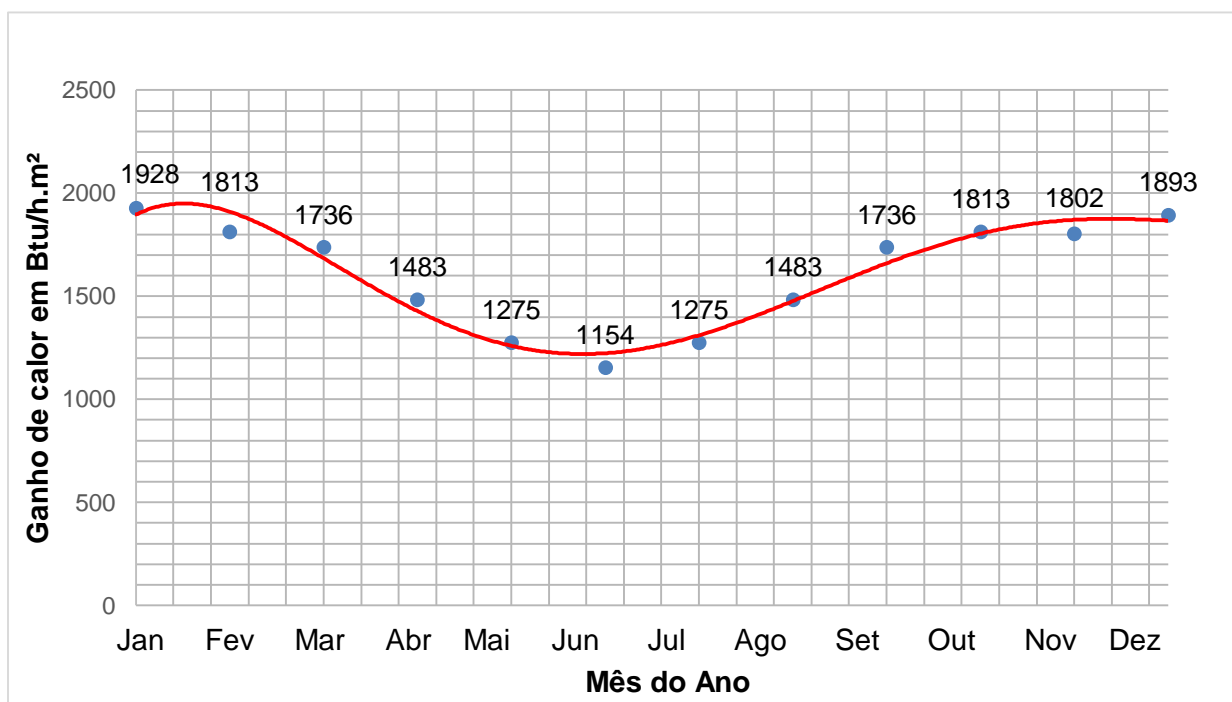
Para a construção dos Gráficos 5.1 e 5.2, baseou-se no Apêndice A.3, dados para o hemisfério Sul. (CARRIER,1972),

Gráfico 5.1: Picos de ganho de calor solar através dos vidros – Face Leste



Fonte.: Autoria própria

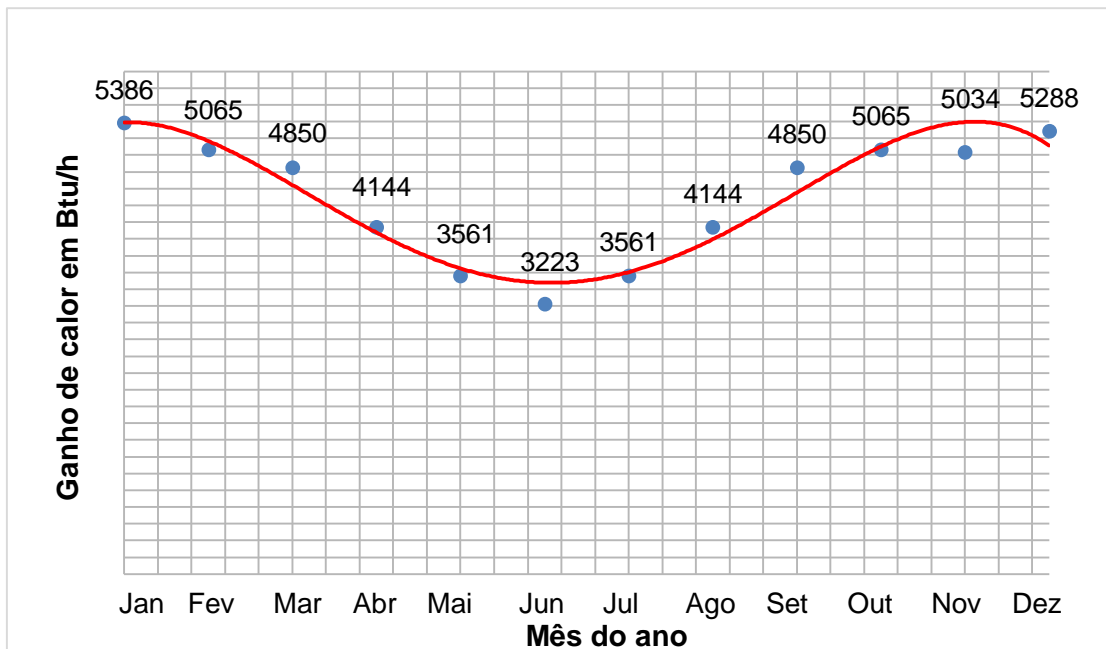
Gráfico 5.2: Picos de ganho de calor solar através dos vidros – Face Oeste



Fonte.: Autoria própria

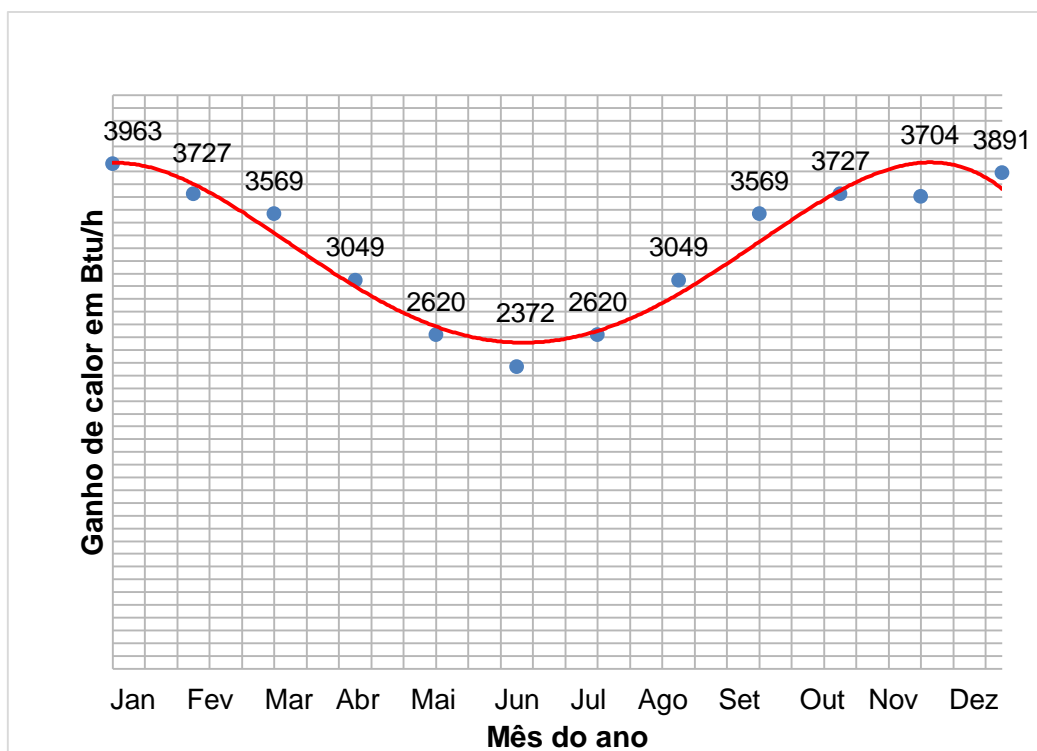
Após isso, para encontrar o ganho efetivo por armazenamento térmico foram aplicados em cada curva os fatores de correção e multiplicou-se este valor pela área de incidência solar. Estes resultados estão plotados no Gráfico 5.3 para a face leste, e Gráfico 5.4 para face oeste.

Gráfico 5.3: Ganho efetivo de calor por armazenamento térmico através dos vidros – Face Leste



Fonte.: Autoria própria

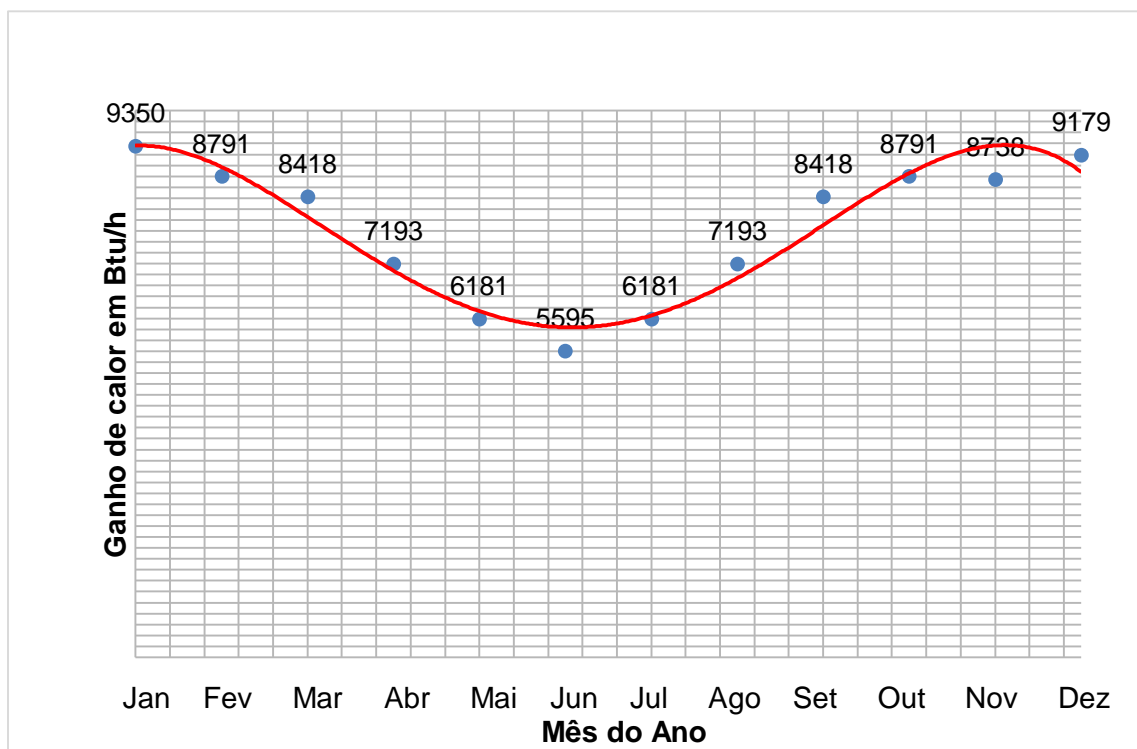
Gráfico 5.4: Ganho efetivo de calor por armazenamento térmico através dos vidros – Face Oeste



Fonte.: Autoria própria

Por fim foi definido um gráfico de efeito combinado dos ganhos de calor efetivos pelas duas faces e assim definidos os valores médio e crítico do fluxo de calor por área conforme Gráfico 5.5.

Gráfico 5.5: Ganho efetivo de calor por armazenamento térmico através dos vidros – Efeito combinado



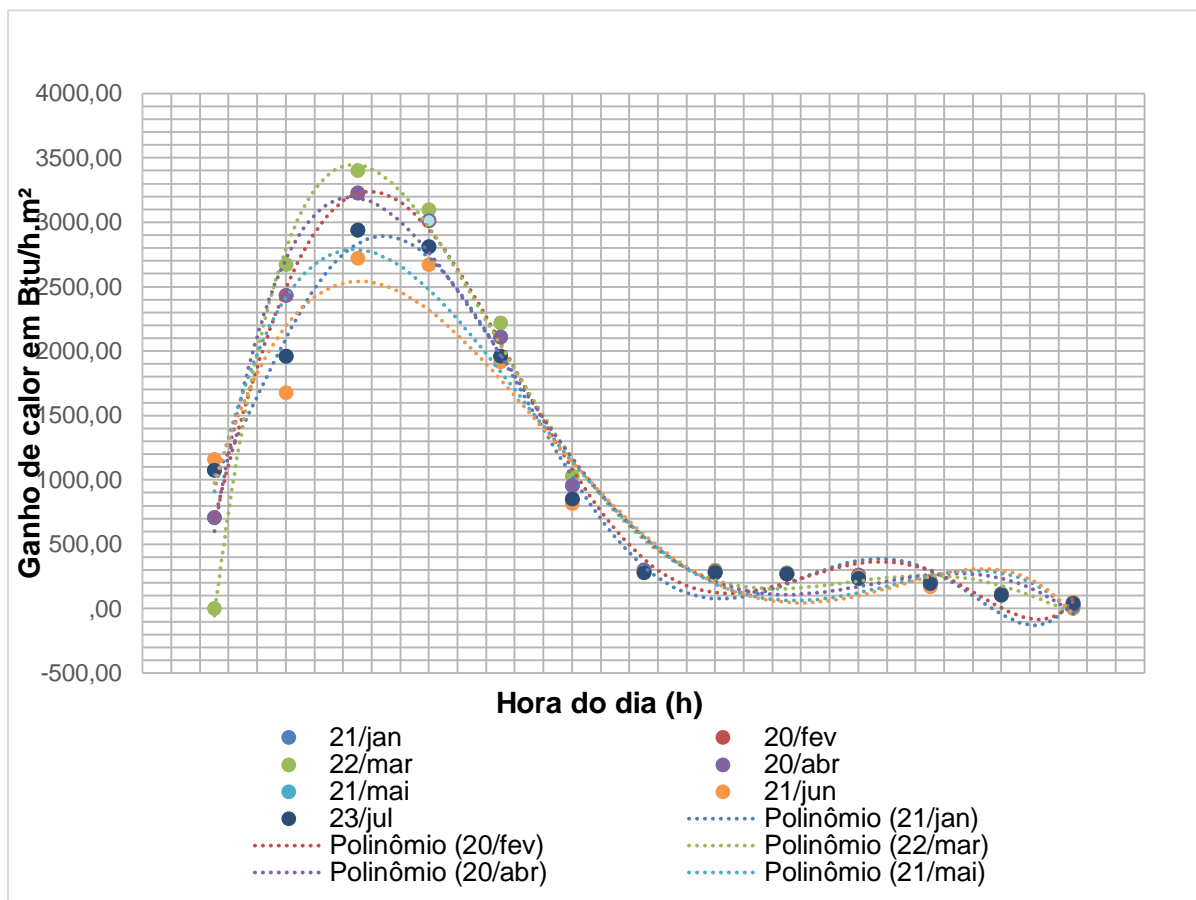
Fonte: Autoria própria

A partir do Gráfico 5.5 definiu-se que a carga de calor sensível para o efeito do armazenamento térmico em fluxo normal como 7193 Btu/h que é o valor mediano dos valores observados e em fluxo crítico como 9350 Btu/h que é o maior valor observado.

5.1.1.2 Transmissão solar pelos vidros

A partir dos dados do Apêndice A.4, foram plotadas várias linhas de tendência polinomiais de quinta ordem sobrepostas para cada data, para definir um fluxo normal e um fluxo crítico durante o dia. Foram utilizados valores para os meses de janeiro a junho, que são os meses de maior incidência de calor solar.

Gráfico 5.6: Ganho de calor por transmissão solar – Efeito combinado



Com base nos dados do gráfico 5.6, definiu-se o fluxo de calor por área normal por transmissão solar através dos vidros como sendo 1500 Btu/h.m² e o fluxo crítico como sendo 3500 Btu/h.m². Considerando que a área de janelas no modelo é de 8 m² temos que o fluxo normal e crítico são respectivamente 12000 Btu/h e 28000 Btu/h.

5.1.1.3 Transmissão por entre as estruturas

Levando em conta que os dados da Tabela 4.5 não atendem as condições de projeto, foi realizada uma interpolação linear para os valores pertinentes como se segue na Tabela 5.1 destacado em fundo verde:

Tabela 5.1: Correções para diferença de temperatura equivalente

Correções para diferença de temperatura equivalente								
Fonte: Manual de Projeto Carrier								
Diferença de Temperatura de Projeto (°C)	Variação diária de temperatura (°C)							
	4,44	5,56	6,67	7,78	8,89	9,50	10,00	11,11
2,78	-2,22	-2,78	-3,33	-3,89	-4,44	-4,75	-5,00	-5,56
5,56	0,56	0,00	-0,56	-1,11	-1,67	-1,97	-2,22	-2,78
6,70	1,70	1,14	0,59	0,03	-0,52	-0,83	-1,08	-1,63
8,33	3,33	2,78	2,22	1,67	1,11	0,81	0,56	0,00
11,11	6,11	5,56	5,00	4,44	3,89	3,58	3,33	2,78

Fonte: Adaptado de CARRIER, 1972

A partir da tabela 5.1, definiu-se a correção para temperatura equivalente nas condições de projeto como -0,83 °C.

Do Apêndice A.1 sabe-se que a densidade de área para o teto é de 86,02 kg/m² que nesse caso foi aproximada para a densidade mais próxima tabelada de 81,93 kg/m². E portanto definiu-se as diferenças de temperatura equivalentes como se segue:

$$\Delta t_{e-normal} = 1,67 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{e-crítica} = 8,89 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{e-normal_{corrigida}} = 1,67 - 0,83 = 0,84 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{e-crítica_{corrigida}} = 8,89 - 0,83 = 8,06 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Onde, $\Delta t_{e-normal}$ é a diferença de temperatura equivalente em fluxo normal [°C],

$\Delta t_{e-crítica}$ é a diferença de temperatura equivalente em fluxo crítico [°C],

$\Delta t_{e-normal_{corrigida}}$ é a diferença de temperatura equivalente em fluxo normal corrigida [°C] e

$\Delta t_{e-crítica_{corrigida}}$ é a diferença de temperatura equivalente em fluxo crítico corrigida [°C].

Com as diferenças de temperatura equivalentes determinadas, os dados de área pertinentes definidos no Apêndice A.1 e os valores dos coeficientes de transmissão “U” determinados na Tabela 4.3, determina-se o fluxo normal e

crítico de calor por transmissão solar através dos vidros no ambiente modelo, conforme equação (4.1), com dados compilados na Tabela 5.2.

Tabela 5.2: Resumo dos ganhos de calor sensível por transmissão por entre as estruturas

Elemento	Área (m ²)	Coef. U de transmissão (Btu/h.m ² .°C)	Diferença de temperatura equivalente (°C)		Fluxo Normal (Btu/h)	Fluxo Crítico (Btu/h)
			Normal	Crítica		
Paredes Externas	125,5	4,456	Normal	0,84	469,75	4507,38
			Crítica	8,06		
Piso e teto	400	8,913	Normal	0,84	2994,77	28735,51
			Crítica	8,06		
SUBTOTAL					3464,52	33242,89

Fonte: Adaptado (CARRIER, 1972)

5.1.1.4 Ganhos de calor internos

A partir dos dados da Tabela 4.5, as hipóteses para definir os ganhos de calor internos “a”, “b” e “c”, explicados no item (4.2.3.3) e ainda os dados Tabela 4.1, tem-se que os ganhos de calor internos são como se segue na Tabela 5.3:

Tabela 5.3: Resumo dos ganhos de calor sensível internos

Tipo	Observação	Fluxo normal (Btu/h)	Fluxo Crítico (Btu/h)
Pessoas	Trabalhador escritório	4124,8	5156
Fluorescente	-	1700	1700
Computadores	Uso contínuo	3002,72	3002,72
SUBTOTAL		8827,52	9858,72

Fonte: Autoria própria

Para facilidade de análise, a Tabela 5.4 resume os ganhos de calor sensível do ambiente modelo.

Tabela 5.4: Resumo dos ganhos de calor sensível

RESUMO DO GANHO DE CALOR SENSÍVEL PARA O AMBIENTE MODELO				
Tipo do ganho de calor	Fluxo normal		Fluxo Crítico	
	W	Btu/h	W	Btu/h
Ganho solar através de vidros por armazenamento térmico	2108,05	7193	2740,20	9350
Ganho por transmissão solar através dos vidros	3516,84	12000	8205,96	28000
Ganho por transmissão nas paredes externas	137,67	469,75	1320,98	4507,38
Ganho por transmissão pelo piso e pelo teto	877,68	2994,77	8421,52	28735,51
Ganho por ocupação de pessoas	1208,86	4124,8	1511,07	5156
Ganho por computadores	880,01	3002,72	880,01	3002,72
Ganho por iluminação	498,22	1700	498,22	1700
Subtotal	9227,32	31485,04	23577,95	80451,61
Coeficiente de Satisfação	5%			
Total	9688,69	33059,29	24756,85	84474,19

Fonte: Autoria própria

5.1.2 Ganho de calor latente

A partir dos dados da Tabela 4.4 e 4.5, a hipótese para definir os ganhos de calor internos “a” e ainda os dados Tabela 4.1, tem-se que os ganhos de calor latente são como se segue na tabela 5.5:

Tabela 5.5: Resumo dos ganhos de calor latente

RESUMO DO GANHO DE CALOR LATENTE PARA O AMBIENTE MODELO				
Tipo do ganho de calor	Fluxo normal		Fluxo Crítico	
	W	Btu/h	W	Btu/h
Ganho por permeação pelas paredes externas	8,2007E-06	2,80E-05	8,2007E-06	2,80E-05
Ganho por permeação no piso e teto	0,000333255	0,001137119	0,000333255	0,001137119
Ganho por ocupação de pessoas	901,25	3075,2	1126,56	3844
Subtotal	901,25	3075,20	1126,56	3844,00
Coeficiente de Satisfação	5%			
Total	946,31	3228,96	1182,89	4036,20

Fonte: Autoria própria

Assim a carga térmica total para o ambiente modelo foi definida como a soma dos ganhos de calor sensível e latente em duas estâncias, fluxo normal e crítico. Sendo que os resultados estão resumidos na Tabela 5.6:

Tabela 5.6: Resumo da carga térmica total para o ambiente modelo

RESUMO DA CARGA TÉRMICA TOTAL				
Tipo do ganho de calor	Fluxo normal		Fluxo Crítico	
	W	Btu/h	W	Btu/h
Ganho de calor sensível	9688,69	33059,29	24756,85	84474,19
Ganho de calor latente	946,31	3228,96	1182,89	4036,20
Subtotal	10635,00	36288,25	25939,74	88510,39

Fonte: Autoria própria

5.2 Sistema convencional

5.2.1 Seleção da unidade frigorífica

Com a carga térmica definida, estabeleceu-se os parâmetros técnicos para o sistema convencional utilizando o software EES (*Engineering Equation Solver*), obtendo os dados na Tabela 5.7.

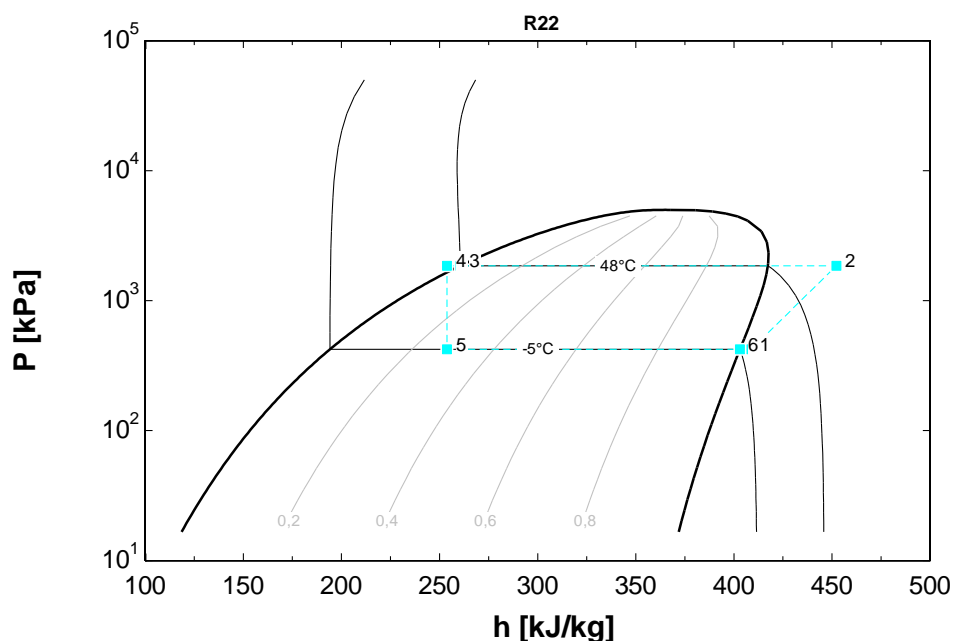
Tabela 5.7: Cálculo da potência teórica do compressor

Dados de entrada			Dados de saída		
Carga térmica	[Kw]	25,94	COP		3,57
Eficiência Isentrópica	[%]	90	Trabalho compressor	[kW]	7,25
Superaquecimento (evaporador)	[°C]	8			
Subresfriamento (condensador)	[°C]	5			
Temp. Evaporação	[°C]	-5			
Temp. Condensação	[°C]	48			

Fonte: Autoria própria

O programa completo pode ser visualizado no Anexo C.1. O Gráfico 5.7 mostra o diagrama P-h para o sistema convencional com as condições descritas acima.

Gráfico 5.7: Diagrama P-h do ciclo de refrigeração teórico.



Fonte: Autoria própria

Com base na carga térmica requerida foi selecionado o conjunto *Split* com capacidade compatível com a nominal de códigos 40MSC090TFR, 40MSC090236V e 38CCD090535MC para o módulo trocador de calor, o módulo de ventilação e unidade condensadora, respectivamente (CARRIER, a). O Anexo A.3, demonstra dados dimensionais de cada um dos três equipamentos e a posição de montagem selecionada para o presente projeto.

O consumo de energia foi estimado conforme a Tabela 5.8, para a unidade frigorífica completa considerando compressor, condensador e evaporador. Dados retirados do Anexo A.4, com exceção dos fatores de demanda para as estações do ano, que foram baseados na experiência dos autores.

Tabela 5.8: Cálculo do consumo anual de energia elétrica para o sistema convencional.

		Fator de demanda para as estações do ano			
		Inverno	Outono	Primavera	Verão
Potência nominal total [kW]	11,54	40%	70%	70%	90%
Potência demandada (nominal) [kW]		4,616	8,078	8,078	10,386
	Tempo Operação	Potência consumida (Kwh)			
Horas trabalhadas (diária)	12 h	55,392	96,936	96,936	124,632
Dias trabalhados (mês)	20 dias	1107,84	1938,72	1938,72	2492,64
Meses trabalhados (estação)	3 meses	3323,52	5816,16	5816,16	7477,92
Total anual [Kwh/ano]		22433,76			

Fonte: Autoria própria

5.2.2 Dimensionamento da instalação

A Tabela 5.9 demonstra o balanço de vazão utilizado na distribuição do ar no ambiente.

Tabela 5.9: Distribuição do ar nos ambientes

Distribuição de ar		Ambientes	Área (m ²)	Vazão Calculada (m ³ /h)	Vazão considerada (m ³ /h)	Difusores
Vazão total (m ³ /h)	5100	Recepção	23,04	632,08	630,00	2 un. ADLQ 300x300mm
Área total climatizada (m ²)	185,9	Área de trabalho	141,96	3894,55	3900,00	10 un. ADLQ 356x356mm
Fator vazão por área (m ³ /h/m ²)	27,43	Sala do diretor	19,1	523,99	570,00	2 un. ADLQ 300x300mm

Fonte: Autoria própria

O Apêndice D.1, apresenta o layout da distribuição dos difusores, após realizado o balanço de vazão. Vale ressaltar, que o que se busca é uma

distribuição homogênea com a maior simetria possível, respeitando os parâmetros de alcance e velocidade dispostos no catálogo.

A Figura 5.1 mostra a distribuição dos dutos dimensionados para a instalação do sistema tipo “Splitão”. Os dutos são projetados levando em conta a vazão necessária para atender determinada região, após o posicionamento dos difusores de ar.

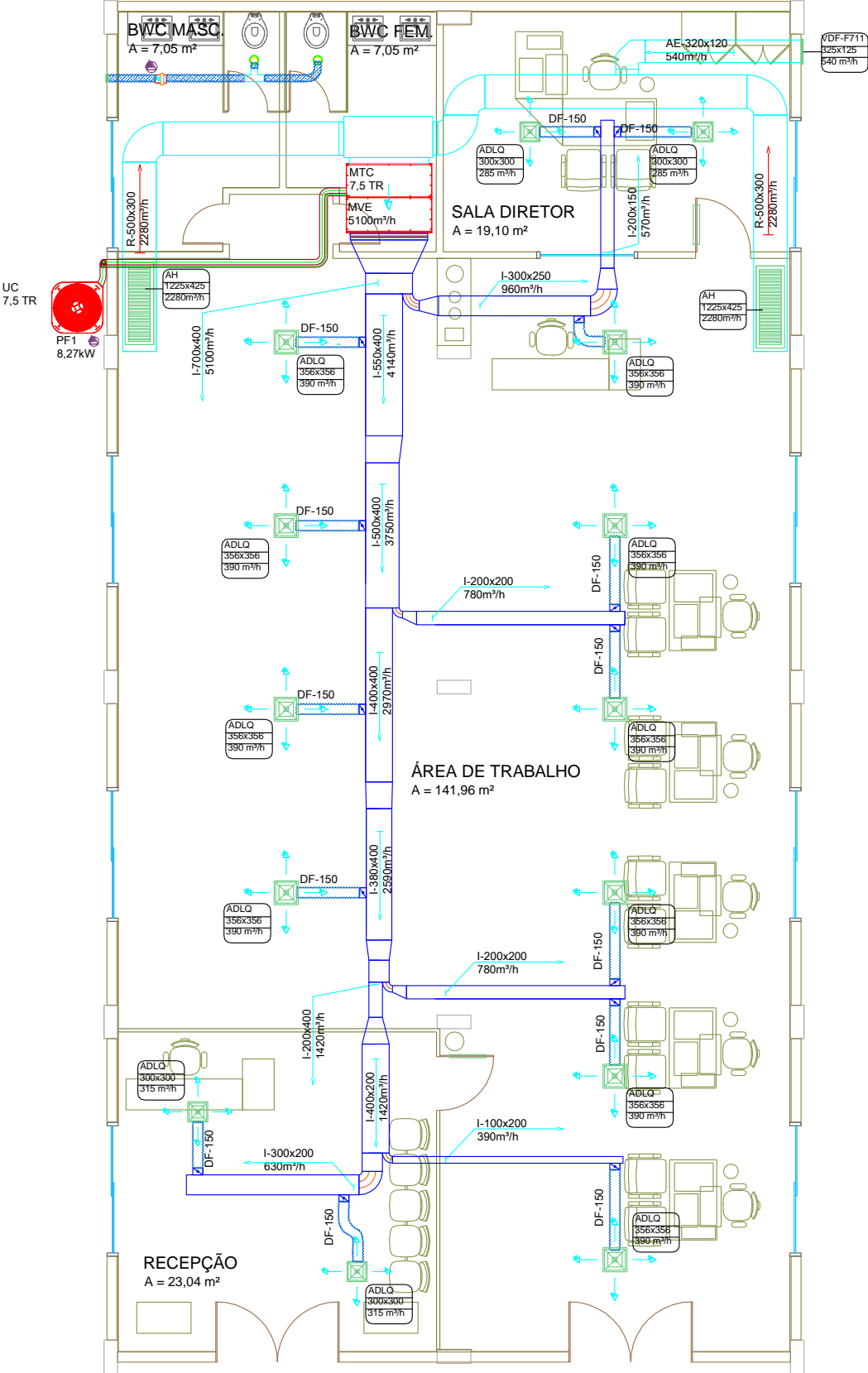


Figura 5.1: Anteprojeto do sistema de ar condicionado comum
Fonte: Autoria própria

Após a distribuição dos difusores, locou-se o equipamento interno composto pelo módulo trocador de calor e módulo de ventilação aqui denominados de MTC e MVE, respectivamente. O Apêndice D.2, indica o local escolhido para o equipamento interno.

O próximo passo após o posicionamento do equipamento interno é o diagrama unifilar para os dutos de distribuição. O Apêndice D.3, apresenta esse diagrama e nele foi considerado que o código “RXY” significa uma identificação para cada ramo de duto, onde “X” é um número que indica de qual trecho o ramo é pertencente e o “Y” é um número ordinal que identifica o ramo no trecho.

Por fim, os dutos são corretamente traçados considerando as curvas e reduções. A unidade condensadora é posicionada e a interligação frigorígena também. Todos os dutos são identificados com dados dimensionais e de vazão.

Muitos outros detalhes devem ser analisados no projeto executivo do sistema como *dampers* (controladores de fluxo) de regulagem de vazão para balanceamento, filtros na tomada de ar externo e retorno, veias de difusão nas curvas para diminuir a perda de carga e evitar má circulação, espaços para limpeza e manutenção, etc. O presente projeto, porém, limita-se à fase de anteprojeto e na Figura 5.1 demonstra-se o anteprojeto finalizado.

A Apêndice D.4 resume o dimensionamento dos dutos de distribuição do ar.

Foi desenvolvido um levantamento de custos para o sistema convencional a fim de efetuar as comparações entre os sistemas estudados, a Tabela 5.10 é baseada no Apêndice D.5, que demonstra o levantamento completo de custos para o sistema convencional.

Tabela 5.10: Resumo do levantamento de custos para sistema convencional

DESCRIÇÃO	VALOR
Equipamentos	R\$ 11.500,00
Grelhas e difusores	R\$ 4.338,30
Dutos	R\$ 5.846,81
Tubulação Frigorífica	R\$ 975,35
Mão de Obra	R\$ 7.785,05
CUSTO TOTAL	R\$ 30.445,51
BDI 25%	R\$ 7.611,38
PREÇO VENDA	R\$ 38.056,89

Fonte: Autoria própria

5.3 Sistema de viga fria geotérmica

5.3.1 Selecionamento da unidade frigorífica

O ponto de partida para o sistema geotérmico projetado foi o selecionamento das vigas frias feito através do software *Easy Product Finder* da Trox, a Tabela 5.11 resume os principais dados obtidos no selecionamento que pode ser visualizado na íntegra no Apêndice E.

Tabela 5.11: Resumo dos resultados do selecionamento das vigas-frias

			Composição (un.)
Viga Fria com 2700 mm de comprimento	Carga térmica da Água (W)	538	
	Carga térmica do Ar de Indução (W)	538	
	Carga térmica Total em cada viga (W)	1076	22
Viga Fria com 2400 mm de comprimento	Carga térmica da Água (W)	511	
	Carga térmica do Ar de Indução (W)	538	
	Carga térmica Total em cada viga (W)	1049	2
Total Carga Térmica Vigas (W)			25770
Trocador Geotérmico (W)			12912
Máquina de Indução (W)			12858

Fonte: Autoria Própria

Como o objetivo dessa configuração é a economia de energia elétrica, a unidade de indução foi selecionada com tecnologia *inverter*, conforme dados do Anexo C, resultando na Unidade Evaporadora FBQ42DVL - 42000 Btu/h - 2720m³/h + Unidade Condensadora RZR42LUVL - 3,83kW.

Para a unidade de ar de indução selecionada realizou-se o estudo energético conforme Tabela 5.12.

Tabela 5.12: Cálculo do consumo anual de energia elétrica da unidade de ar de indução.

		Fator de demanda para as estações do ano			
		Inverno	Outono	Primavera	Verão
Potencia nominal [kW]	3,83	30%	55%	55%	90%
Potencia demandada (nominal) [kW]		1,149	2,1065	2,1065	3,447
	Tempo Operação	Potência consumida (Kwh)			
Horas trabalhadas (diária)	12	13,788	25,278	25,278	41,364
Dias trabalhados (mes)	20	275,76	505,56	505,56	827,28
Meses trabalhados (estação)	3	827,28	1516,68	1516,68	2481,84
Total anual [Kwh/ano]		6342,48			

Fonte: Autoria própria

5.3.2 Selecionamento do sistema de bombeamento

Para suprir a carga térmica retirada pelo sistema de água utilizou-se um trocador geotérmico. Neste sistema há uma bomba operando, que foi selecionada primeiramente analisando o material do tubo como sendo de PVC. Sabe-se que o cobre tem condutividade térmica maior que o PVC, mas quando comparado o custo de instalação o PVC é o melhor recurso a ser utilizado, pois embora a tubulação tenha que ser um pouco maior o custo de instalação cai. E para a seleção da bomba utilizando $\lambda = 140$ conforme Anexo B.1 que também contém o valor do cobre. Conforme o isométricos do sistema de bombeamento Figura 5.2 e os outros dados de entrada utilizando as equações (4.31) e (4.32) obteve-se os dados de saída conforme Tabela 5.13.

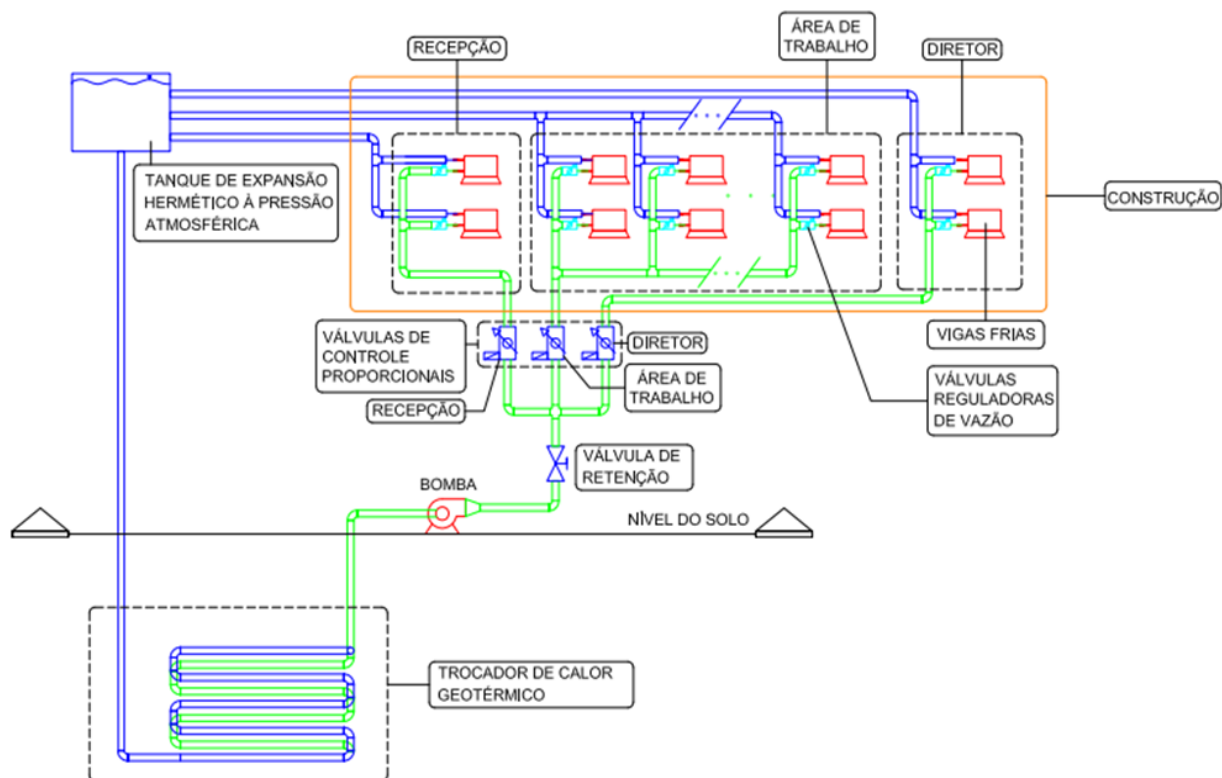


Figura 5.2: Isométrico do sistema de bombeamento.

Fonte: Autoria própria

Tabela 5.13: Cálculo da altura de bombeamento considerando perdas.

Dados de entrada			Dados de saída		
Comprimento da tubulação de recalque	[m]	1369	Altura de recalque (H _{pcr})	[m]	24,25
Comprimento da tubulação de sucção	[m]	264	Altura de sucção (H _{pcs})	[m]	0,96
Vazão total de água	[m ³ /h]	6	Altura geométrica (H _{geo})	[m]	5,00
Conexões de 2"	[pç]	85	Altura total	[m]	30,21
Conexões de 7/8"	[pç]	88			
Comprimento equivalente curva 90° 2"	[m]	1,1			
Comprimento equivalente curva 90° 7/8"	[m]	0,4			

Fonte: Autoria própria

Com a altura, vazão e rotação definida utiliza-se Anexo B.3 para definir a bomba e assim sua potência, conforme Tabela 5.14.

Tabela 5.14: Selecionamento da bomba de recalque de água gelada.

Dados de entrada			Dados de saída		
Altura total	[m]	30,21	Modelo	Meganorm 25-160	
Rotação	[rpm]	3500	Rotor	diâmetro 145	
Vazão total de água	[m ³ /h]	6	Potência	[kW]	1,60

Fonte: Autoria própria

Com o dado de potência nominal da bomba, realizou-se o estudo energético conforme Tabela 5.15.

Tabela 5.15: Cálculo do consumo anual de energia elétrica da bomba de água gelada.

		Fator de demanda para as estações do ano				
		Inverno	Outono	Primavera	Verão	
Potencia nominal [kW]	1,6	100%	100%	100%	100%	
Potencia demandada (nominal) [kW]		1,6	1,6	1,6	1,6	
		Tempo Operação	Potência consumida (Kwh)			
Horas trabalhadas (diária)	12		19,2	19,2	19,2	19,2
Dias trabalhados (mes)	20		384	384	384	384
Meses trabalhados (estação)	3		1152	1152	1152	1152
Total anual [Kwh/ano]			4608			

Fonte: Autoria própria

5.3.3 Dimensionamento da instalação

Para o dimensionamento da instalação do sistema geotérmico realizou-se a distribuição das vigas frias conforme recomendação do fabricante, e a partir da sua localização traçou-se a distribuição do ar de indução e água gelada, e dimensionou-se os dutos e tubulação necessários. A Figura 5.2 mostra a posição dos equipamentos e distribuição do ar de indução e tubulação de água gelada.

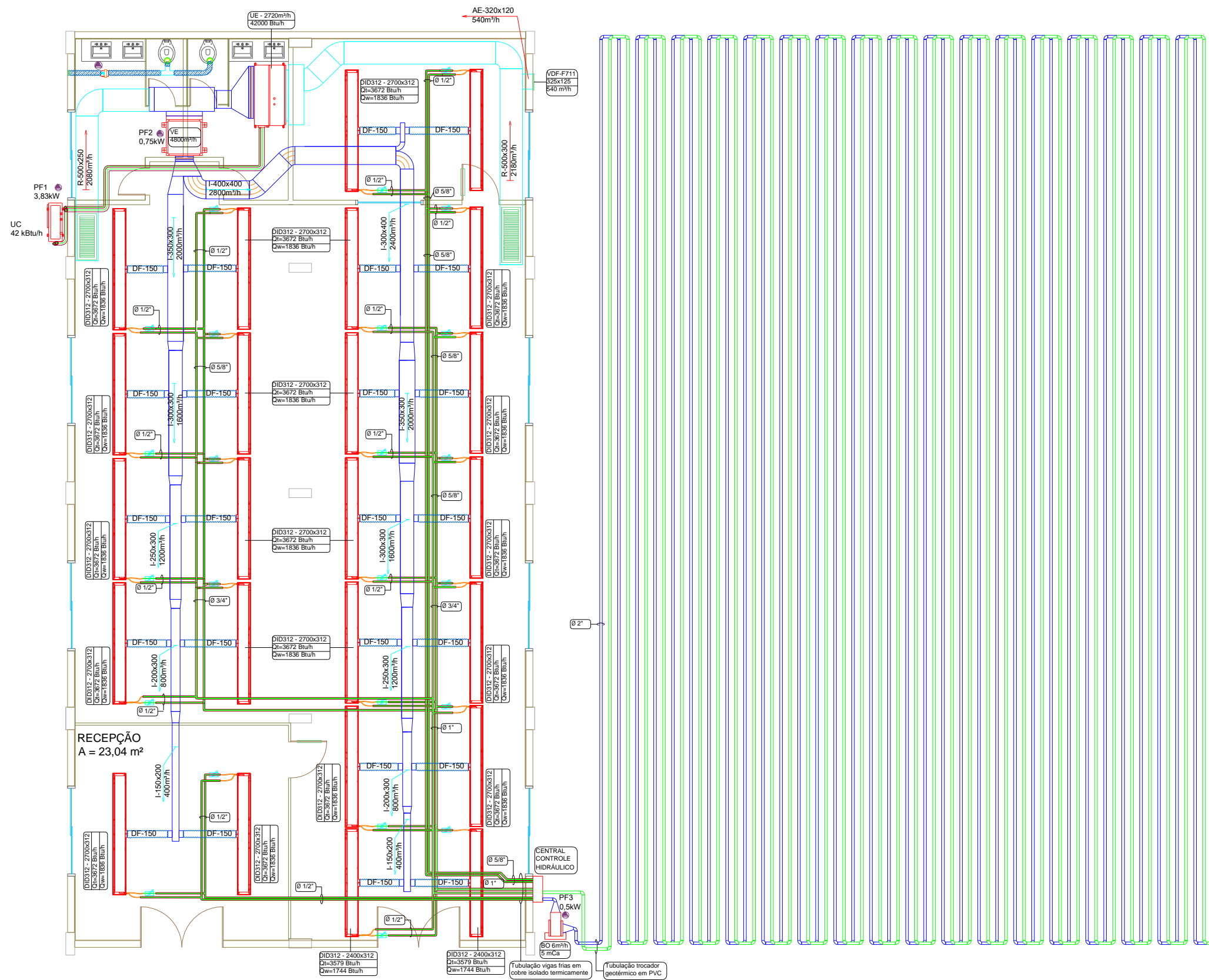


Figura 5.3: Anteprojeto do Sistema Geotérmico com Vigas Frias

Fonte: Autoria Própria

O Apêndice E.3 mostra o levantamento de custos de instalação e equipamentos para o sistema geotérmico. Com base nesta tabela gerou-se a Tabela 5.16 que mostra os custos por item de projeto.

Tabela 5.16: Resumo do levantamento de custos para sistema convencional

DESCRIÇÃO	VALOR
Kit equipamentos frigoríficos	R\$ 52.744,00
Kit grelhas e difusores	R\$ 1.199,18
Kit dutos	R\$ 4.981,35
Kit tubulação frigorífica	R\$ 4.375,55
Kit mão de obra	R\$ 22.220,01
Kit trocador geotérmico	R\$ 21.136,00
CUSTO TOTAL	R\$ 106.656,09
BDI 25%	R\$ 26.664,02
PREÇO VENDA	R\$ 133.320,11

Fonte: Autoria própria

5.4. Análises

5.4.1. Energética

Para as opções mencionadas neste projeto, elaborou-se a Tabela 5.17 que é o comparativo energético entre o sistema convencional e o sistema com viga fria e trocador geotérmico.

Tabela 5.17: Comparativo do consumo anual de energia elétrica dos sistemas.

Descrição	Sistema convencional	Sistema geotérmico
	Potencia	Potencia
	[kWh/ano]	[kWh/ano]
Unidade frigorífica	22433,76	6342,48
Bomba	N/A	4608
Caixa de mistura	N/A	2160
TOTAL	22433,76	13110,48

Fonte: Autoria própria

Analisando a Tabela 5.17 observa-se uma redução de 42% no consumo de energia, entre o sistema convencional e o sistema geotérmico.

5.4.2. Custo

Como forma de analisar a viabilidade da opção pelo novo sistema é necessário analisar o custo inicial de instalação e o custo operacional. Para os custos de instalação a Tabela 5.18 demonstra o comparativo entre os sistemas.

Tabela 5.18: Comparativo do custo de instalação dos sistemas.

DESCRIÇÃO	Sistema convencional	Sistema geotérmico
Investimento inicial (instalação + equipamentos)	R\$ 38.056,89	R\$ 133.320,11

Fonte: Autoria própria

Os custos referentes a operação dos sistemas, estão relacionados na Tabela 5.19, onde o quesito de análise adotado é custo do consumo de energia.

Tabela 5.19: Comparativo do custo operacional anual de energia elétrica dos sistemas.

Descrição	Sistema convencional	Sistema geotérmico
Consumo total anual [kwh/ano]	22433,76	13110,48
Valor do kWh (base maio 2015)	R\$ 0,78	R\$ 0,78
Custo total anual	R\$ 17.498,33	R\$ 10.226,17

Fonte: Autoria própria

Para a análise global considerando o custo da instalação dividida pela economia anual em energia elétrica o tempo de retorno é de 13.1 anos.

6 CONCLUSÕES

Analisando apenas o custo do investimento e operação o retorno do investimento se dá em 13 anos, o que é considerado lento para o mercado. A economia de energia de 42% é significativa, e considerando um cenário energético de pouca oferta de energia, e a possível elevação do custo da energia, o sistema pode ser visto com outros olhos, sendo necessário novos estudos de materiais e métodos. A possibilidade de regionalizar o estudo, um mapeamento da temperatura do solo durante um período maior, e a construção de um modelo prático para verificação e homologação deste modelo teórico poderiam aproximar ainda mais esta solução técnica da viabilidade comercial.

Durante a pesquisa, na tentativa de buscar uma solução comercialmente melhor foram analisadas outras possibilidades de aproveitar a energia geotérmica. Efetuou-se o estudo da substituição do trocador terra-água por um trocador água-água utilizando um poço de baixa profundidade, isso para diminuir o espaço necessário para o trocador, e ainda a redução dos custos do mesmo. Este estudo está no Apêndice F e retrata esta nova condição.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABDELKRIM. Sehli, ABDELHAFID. Hasni, MOHAMMED. Tamali. The potential of earth-air heat exchangers for low energy cooling of buildings in South Algeria. **Energy Procedia**, Bechar, v. 18, p. 496-506. 2012.

AL-AJMI, F. LOVEDAY, D.L., HANBY, V.I. The cooling potencial of earth-air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate. **Building and Environment**. Kuwait, v. 41, p. 235-244, 2006.

ASHRAE. American Society of Heating, Refrigerations and Air-Conditioning Engineers.. **Fundamentals**. Chapter 1: Psychrometrics, 2012(a). 16 p.

_____. _____. **Fundamentals**. Chapter 2: Thermodynamics and Refrigeration Cycles. Atlanta, 2012(b). 22 p.

_____. _____. **Fundamentals**. Chapter 13: Hydronic Heating and Cooling. Atlanta, 2012(c). 25 p.

_____. _____. **Fundamentals**. Chapter 17: Residential Cooling and Heating Load Calculations, 2012(d). 16 p.

_____. _____. **Fundamentals**. Chapter 20: Space Air Diffusion. 2012(e). 9 p.

_____. _____. **System and Equipment**. Chapter 1: HVAC System Analysis and Selection. Atlanta, 2013. 10 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-1-3: Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários**. Rio de Janeiro, 2008. 105 p.

BARBIER, Enrico. Geothermal energy technology and current status: an overview. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Pisa, v. 6, p. 3-65, 2002.

BLOOMQUIST, R. Gordon, Ph. D. Geothermal heat pumps four plus decades of experience. Geo-Heat Center, Washington, p. 13-18. dez. 1999.

BRONZATTI, Fabrício Luiz.; IAROZINSKI NETO, Alfredo. Matrizes energéticas no Brasil: Cenário 2010-2030. In: ENCONTRO NACIONAL DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO, 28., 2008, Rio de Janeiro. **A integração de cadeias produtivas com a abordagem da manufatura sustentável.** Disponível em: <http://www.abepro.org.br/biblioteca/enegep2008_TN_STO_077_541_11890.pdf>. Acesso em 22 jan 2015.

BUENO, Julio. **A Matriz Energética Brasileira: Situação Atual e Perspectivas.** Rio Capital da Energia, 2013. Disponível em: <<http://www.riocapitaldaenergia.rj.gov.br/Publico/MostrarArquivo.aspx?C=gH1eLtuxzlw%3d>>. Acesso: em 30 jan. 2015.

CARRIER. **Handbook of Air Conditioning System Design.** Carrier Air Conditioning Company. New York, N.Y., 1972.

_____. **Manual de Instalação, Operação e Manutenção: Modelo Multisplit.** Manaus, s.n., 2013(a). 56 p.

_____. Turn to the experts. **Geothermal Applications. Aplying Geothermal Comfort to Residential Construction.** Carrier Geo, 2014(a). Disponível em: <http://www.carriergeo.com/downloads/Section_2_Applications.pdf>. Acesso em: 10 nov. 2014.

_____. United Technologies Business and Industrial System. **About Willis Carrier,** 2013(b).

_____. United Technologies Business and Industrial System. **Para minha casa e Para meu negócio.** Carrier do Brasil. 2014(b). Disponível em: <<http://www.carrierdobrasil.com.br>>. Acesso em: 05 jan. 2015.

CASTRO, Nivalde José de. et. al. **A importância das fontes alternativas e renováveis na evolução da Matriz Elétrica Brasileira.** In: Seminário de Geração e Desenvolvimento sustentável, 5., 2009, Rio de Janeiro. Disponível em: <[http://www.nuca.ie.ufrj.br/gesel/artigos/GESEL_-_Estudo_Mapfre_-_260809\[1\].pdf](http://www.nuca.ie.ufrj.br/gesel/artigos/GESEL_-_Estudo_Mapfre_-_260809[1].pdf)>. Acesso em: 05 fev. 2015.

CONTI, José Bueno. Considerações sobre as mudanças climáticas globais. **Revista do Departamento de Geografia,** São Paulo, v. 16, p. 70-75, 2005.

DAINKIN. Sistema de ar condicionado inteligente. **Super Inverter SkyAir R-410A**, 2013. p.14

DEPARTMENT OF ENERGY – DOE. Energy efficiency and renewable energy. **Geothermal Heat Pumps**. Washington, set. 1998. p.6

DUARTE, D. KOMBRA, S. FERNANDEZ, J. **Sistemas trocadores de calor geotérmico**: AUT221 Arquitetura, Ambiente e Desenvolvimento sustentável. FAU USP, 2011. Disponível em: <http://www.usp.br/fau/cursos/graduacao/arq_urbanismo/disciplinas/aut0221/Trabalhos_Finais_2011/Sistemas_Trocadores_de_Calor_Geotermico.pdf>. Acesso em: 14 nov. 2014.

EES, (*Engineering Equation Solver*), Software versão estudante.

EICKER, Ursula; et al. **Geothermal energy use for heating and cooling of a low energy building**. In: International scientific and technical conference on New building technologies and design problems, 9, 2011, Krakow. p. 1-4

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). **Balço Energético Nacional**. EPE, 2014. Disponível em: <https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2013.pdf>. Acesso em: 24 nov. 2014.

FARIAS, Leonel Marques; SELLITTO, Miguel Afonso. **Uso da energia ao longo da história: evolução e perspectivas futuras**. Novo Hamburgo: Revista Liberato. v. 12, n. 17, p. 7-16, jan./jun. 2011.

FOX, Robert W.; MACDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip. **Introdução a Mecânica dos Fluidos**. 8 ed. Rio de Janeiro. LTC, 2014.

FUJITSU. **Piso/Teto Universal Inverter**. São Paulo, s.n., 2013. 4 p.

_____. **Sistema Multi Flexível**. São Paulo, s.n., 2011. 32 p.

GUO, Weihua. JI, GaoFeng. ZHAN, Honghong. WANG, Dan. **R32 Compressor Development for Air Conditioning Applications in China**. Purdue University. 2012. Disponível em: <<http://docs.lib.purdue.edu/icec/2098>>. Acesso em: 20 jan. 2015.

INATOMI, Thais Aya Hassan; UDAETA, Miguel Edgar Morales. **Análise dos Impactos Ambientais na Produção de Energia dentro do Planejamento Integrado de Recursos**. In: Workshop Internacional Brasil-Japão, 3, 2005, Campinas. Disponível em: <http://seeds.usp.br/portal/uploads/INATOMI_TAHI_IMPACTOS_AMBIENTAIS.pdf>. Acesso em: 12 jan. 2015.

INCROPERA, Frank P. et. al. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **Brazil: Balances for 2012**. IEA, 2012. Disponível em: <<http://www.iea.org/statistics/statisticssearch/report/?country=BRAZIL&product=balances&year=2012>>. Acesso em: 24 nov. 2014.

ISWD, International School of Well Drilling. **Geothermal heating & cooling systems**. Well Drilling School, s.d. Disponível em: <<http://welldrillingschool.com/courses/pdf/geothermal.pdf>>. Acesso em: 10 jan. 2015.

JACOBI, Pedro. Educação ambiental, cidadania e sustentabilidade. **Caderno Pesquisa**, São Paulo, n.118, p. 1-17, mas. 2003. Disponível em: <<http://www.scielo.br/scielo>>. Acesso em: 09 nov. 2014.

KSB, **Folheto de curvas características**, 2014.

KSB, Manual de treinamento – seleção e aplicação de bombas centrífugas. 4ª Ed. 2001.

LORA, E. ANDRADE, R. **Geração elétrica em pequena escala a partir da gaseificação de biomassa**. In: ENCONTRO DE ENERGIA NO MEIO RURAL, n. 5, 2004, Campinas.

MIDEA. **Manual de Projeto Unidades Internas VRF. MDV4+. V4 Plus DC Inverter**. Canoas, s.n., 2013. 196 p.

MORALES, Clayton. **Indicadores de consumo de energia elétrica como ferramentas de apoio à gestão**: classificação por prioridade de atuação na

universidade de São Paulo. 2007. 114 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

NEGRÃO, César. **Apostila de Refrigeração de Ar condicionado**, versão 2014.

PAHUD, Daniel; FROMENTIN, Antoine. Heat exchanger pile system for heating and cooling at Zurich Airport. s.n.: Zurich, 1999.

PEREIRA, Natanael C. **Apostila de Introdução à Administração**. Introdução à Administração do Curso Superior de Tecnologia em Análise e Desenvolvimento de Sistemas do Instituto Federal de São Paulo. São Carlos, 2009.

PLUMBING & HVAC. Hydronic cooling. **Refrigeration**. Toronto, May/Jun. 2011.

PINTO, Geraldo S.P. **Proposta de edificação experimental com balanço energético nulo para a universidade de Brasília**. 2014, 148 f. Projeto de Graduação, Universidade de Brasília, 2014. Disponível em: <http://bdm.unb.br/bitstream/10483/8044/1/2014_GeraldoSouzaPythonPinto.pdf>. Acesso em: 15 mai 2015.

PORTAL ENERGIA, **Como funciona as bombas de calor geotérmico**. Portal Energia, s.d. Disponível em: <<http://www.portal-energia.com/como-funcionam-as-bombas-calor-geotermico/>>. Acesso em: 27 dez. 2014.

REVISTA ENGENHARIA E ARQUITETURA. **Climatização por vigas frias**. Disponível em: <<http://www.engenhariaearquitetura.com.br/noticias/633/Caberj-adota-climatizacao-por-vigas-frias.aspx>>. Acesso em 17 abril 2015.

SHAPIRO, Howard N.; MORAN, Michael J. **Princípios da Termodinâmica para Engenharia**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

SILVA, Débora Rosa Barbosa da. **Dimensionamento de sistema geotérmico para climatização de residências em Curitiba**. 2009. 68 f. (12): Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia de Produção) – Faculdade de Engenharia de Produção, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2009.

SILVA, Jesué Graciliano. **Introdução à tecnologia da refrigeração e da climatização**. São Paulo: Artliber, 2003.

STOECKER, Wilbert F.. JONES, Jerold W.. **Refrigeração e Ar Condicionado**. Tradução: José M. Saiz Jabardo, et al, São Paulo: Mc-Graw-Hill, 1985.

TERCIOTE, Ricardo. **A energia eólica e o meio ambiente**. In: ENCONTRO DE ENERGIA NO MEIO RURAL, n. 4., 2002, Campinas.

TROX. **Dados Técnicos**: Séries ADLQ, ADLR. São Paulo, s.n., 2013. 6 p.

_____. The art of handling air. **Air-Water systems for air conditioning**: Design Manual. Neukirchen-Vluyn, s.n., 2009. 59 p.

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – USP. **Resfriamento geotérmico será testado pela Poli em prédio escolar**. USP, 2014. Disponível em: <<http://www5.usp.br /43270/resfriamento-geotecnico-sera-testado-pela-poli-em-predio-escolar/>>. Acesso em: 07 fev. 2015.

APÊNDICES

APÊNDICE A – Tabelas para cálculo de carga térmica

Os dados tabelados utilizados na metodologia foram separados e resumidos a partir dos dados do Manual de Projeto da Carrier, 1972; referência baseada no *Handbook ASHRAE Fundamentals*. Alguns dados foram retirados da ABNT NBR 16401 – Parte 1.

APÊNDICE A.1: Considerações dos materiais para a construção modelo

<i>Elemento</i>	<i>Material Considerado</i>	<i>Área total estimada (m²)</i>	<i>Fator de Densidade (kg/m² de piso)</i>	<i>Densidade de Área (kg/m² de piso)</i>
<i>Paredes Externas</i>	Tijolo Comum 406 mm de espessura	125,50	354,33	222,34
<i>Paredes Internas</i>	Bloco oco de concreto com 305 mm	65,60	108,55	35,59
<i>Piso e Teto</i>	Bloco de madeira 13/16" sobre laje com acabamento em concreto leve com 152 mm de espessura	400	86,02	172,04
			TOTAL	229,97

Fonte: Autoria própria

APÊNDICE A.2: Condições climáticas e termoigrométricas de projeto

CONDIÇÕES CLIMÁTICAS E TERMOIGROMÉTRICAS DE PROJETO							
Fonte: ABNT NBR 16401-1:2008							
Estado	Cidade	Latitude	Longitude	Altitude (m)	Pr. Atm	Período	
Paraná	Curitiba	25,52 S	49,17 W	908	90,88	1982/2001	
Mês no período com maior média de temperaturas máximas					Mês no período com menor média de temperaturas mínimas		
Janeiro							
Variação média da T diária no mês + quente							
9,5							
					Julho		
Freq. Anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade		
	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	W	TBSc
0,4%	30,9	20,2	23,2	26,8	22,2	18,9	24,3
1,0%	29,8	20,2	22,6	26,2	21,7	18,3	23,9
2,0%	28,7	20,2	22,0	25,6	21,1	17,6	23,2
Extrem. Anuais	TBU	TBSmx	S	TBSmn	S		
	27,4	32,9	1,0	-1,4	2,0		
Freq. Anual	Aquecimento		Umidificação				
	TBS	TPO	w	TBSc			
99,6%	2,4	-1,2	3,8	6,7			
99,0%	4,8	1,7	4,8	9,3			

Fonte: (ABNT, 2008a)

APÊNDICE A.3: Pico de ganho de calor através de vidros

PICO DE GANHO DE CALOR ATRAVÉS DE VIDROS										
Btu/(h)(m ²) - Fonte: Manual de Projeto Carrier										
Latitude Sul	Mês do Ano	Exposição de Latitudes à Sul								
		S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	Hor.
30 °	Dez.	215	1496	1733	969	226	969	1733	1496	2691
	Nov. e Jan	172	1410	1765	1076	323	1076	1765	1410	2648
	Out. e Fev.	118	1163	1776	1389	678	1389	1776	1163	2530
	Set. e Mar.	97	969	1701	1636	1130	1636	1701	969	2282
	Ago. e Abr.	86	420	1453	1755	1561	1755	1453	420	1927
	Jul. e Mai.	75	172	1249	1744	1711	1744	1249	172	1561
	Junho	65	129	1130	1744	1755	1744	1130	129	1410
Correções do ganho solar	Caixilho de Metal	Neblina	Altitude		Ponto Orvalho > 36° C		Ponto Orvalho < 36° C		Latitudes à Sul	
	x 1/ (0,85 ou 1,17)	-15%	+ 0,7 % a cada 305 m		- 7% a cada 5,55 ° C		+7% a cada 5,55°C		Dez. ou Jan + 7%	

Fonte: (CARRIER, 1972)

APÊNDICE A.4: Fatores globais para ganho de calor solar através de vidros.

FATORES GLOBAIS PARA GANHO DE CALOR SOLAR ATRAVÉS DE VIDRO				
(com e sem dispositivos de sombreamento)				
Fonte: Manual de Projeto Carrier				
Tipo de Vidro	Vidro sem nenhuma sombra	Persianas internas (45°)		
		Cor clara	Cor média	Cor escura
VIDRO COMUM	1,00	0,56	0,65	0,75

Fonte: (CARRIER, 1972)

APÊNDICE A.5: Fator de carga armazenada através de ganho solar pelos vidros

FATOR DE CARGA ARMAZENADA ATRAVÉS DE GANHO SOLAR PELOS VIDROS								
Operação de 12h, Temperatura do Espaço Constante								
Fonte: Manual de Projeto Carrier								
Exposição (Lat. Sul)	Densidade de Área (kg/m ² de piso)	Sombreamento externo						
		Hora da Insolação - AM						
		6	7	8	9	10	11	12
Leste	307,22 ou mais	0,36	0,44	0,5	0,53	0,53	0,5	0,44
	204,82	0,34	0,44	0,54	0,58	0,57	0,51	0,44
	61,44	0,36	0,56	0,71	0,76	0,7	0,54	0,39
Oeste	307,22 ou mais	0,56	0,49	0,44	0,39	0,36	0,33	0,31
	204,82	0,6	0,52	0,44	0,39	0,34	0,31	0,29
	61,44	0,77	0,56	0,38	0,28	0,22	0,18	0,16

Fonte: (CARRIER, 1972)

APÊNDICE A.6: Ganho por transmissão solar através dos vidros – Exposição Leste

Ganho por transmissão solar através dos vidros													
Btu/h.m ² - Exposição Leste - Latitude 30° Sul													
Fonte: Manual de Projeto Carrier													
Dia	Hora do dia												
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
21/jan	1076,4	1668,4	1765,3	1560,8	1065,6	473,6	150,7	150,7	150,7	139,9	129,2	96,9	43,1
20/fev	710,4	1582,3	1776,0	1593,1	1097,9	495,1	150,7	150,7	139,9	139,9	118,4	86,1	21,5
22/mar	0,0	1334,7	1700,7	1550,0	1108,7	516,7	150,7	150,7	139,9	129,2	107,6	53,8	0,0
20/abr	0,0	850,3	1453,1	1420,8	1011,8	462,8	150,7	139,9	129,2	118,4	86,1	32,3	0,0
21/mai	0,0	290,6	1173,3	1248,6	893,4	376,7	129,2	129,2	118,4	96,9	64,6	10,8	0,0
21/jun	0,0	0,0	990,3	1130,2	861,1	344,4	129,2	129,2	118,4	96,9	43,1	0,0	0,0
23/jul	0,0	290,6	1173,3	1248,6	893,4	376,7	129,2	129,2	118,4	96,9	64,6	10,8	0,0
24/ago	0,0	850,3	1453,1	1420,8	1011,8	462,8	150,7	139,9	129,2	118,4	86,1	32,3	0,0
22/set	0,0	1334,7	1700,7	1550,0	1108,7	516,7	150,7	150,7	139,9	129,2	107,6	53,8	0,0
23/out	710,4	1582,3	1776,0	1593,1	1097,9	495,1	150,7	150,7	139,9	139,9	118,4	86,1	21,5
21/nov	1076,4	1668,4	1765,3	1560,8	1065,6	473,6	150,7	150,7	150,7	139,9	129,2	96,9	43,1
22/dez	0,0	0,0	43,1	96,9	118,4	129,2	129,2	129,2	118,4	96,9	43,1	0,0	0,0
Correções do ganho solar	Caixilho de Metal	Neblina	Altitude		Ponto Orvalho > 36° C			Ponto Orvalho < 36° C		Latitudes à Sul			
	x 1/ (0,85 ou 1,17)	-15%	+ 0,7 % a cada 305 m		- 7% a cada 5,55 ° C			+7% a cada 5,55°C		Dez. ou Jan + 7%			

Fonte: (CARRIER, 1972)

APÊNDICE A.7: Ganho por transmissão solar através dos vidros – Exposição Oeste

Ganho por transmissão solar através dos vidros													
Btu/hr.m ² - Exposição Oeste - Latitude 30° Sul													
Fonte: Manual de Projeto Carrier													
Dia	Hora do dia												
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
21/jan	0,00	290,63	1173,27	1248,61	893,40	377	129,17	129,17	118,40	96,88	64,58	10,76	0,00
20/fev	0,00	850,35	1453,13	1420,84	1011,8	463	150,69	139,93	129,17	118,40	86,11	32,29	0,00
22/ma	0,00	1334,72	1700,70	1550,00	1108,7	517	150,69	150,69	139,93	129,17	107,64	53,82	0,00
20/abr	710,42	1582,29	1776,05	1593,06	1097,9	495	150,69	150,69	139,93	139,93	118,40	86,11	21,5
21/ma	1076,4	1668,41	1765,28	1560,77	1065,6	474	150,69	150,69	150,69	139,93	129,17	96,88	43,1
21/jun	1162,5	1679,17	1732,99	1539,24	1054,8	474	150,69	150,69	150,69	150,69	129,17	107,6	53,8
23/jul	1076,4	1668,41	1765,28	1560,77	1065,6	474	150,69	150,69	150,69	139,93	129,17	96,88	43,1
24/ag	710,42	1582,29	1776,05	1593,06	1097,9	495	150,69	150,69	139,93	139,93	118,40	86,11	21,5
22/set	0,00	1334,72	1700,70	1550,00	1108,6	517	150,69	150,69	139,93	129,17	107,64	53,82	0,00
23/out	0,00	850,35	1453,13	1420,84	1011,8	463	150,69	139,93	129,17	118,40	86,11	32,29	0,00
21/no	0,00	290,63	1173,27	1248,61	893,40	377	129,17	129,17	118,40	96,88	64,58	10,76	0,00
22/dez	0,00	0,00	990,28	1130,21	861,11	345	129,17	129,17	118,40	96,88	43,06	0,00	0,00
Correções do ganho solar	Caixilho de Metal		Neblina	Altitude		Ponto Orvalho > 36° C			Ponto Orvalho < 36° C		Latitudes à Sul		
	x 1/ (0,85 ou 1,17)		-15%	+ 0,7 % a cada 305 m		- 7% a cada 5,55 ° C			+7% a cada 5,55°C		Dez. ou Jan + 7%		

Fonte: (CARRIER, 1972)

APÊNDICE A.8: Ganho por transmissão solar através dos vidros – Efeito Combinado

Ganho por transmissão solar através dos vidros													
Btu/h.m ² - Efeito Combinado - Latitude 30° Sul													
Dia	Hora do dia												
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
21/jan	1076,4	1959,0	2938,5	2809,4	1959,0	850,3	279,9	279,9	269,1	236,8	193,8	107,6	43,1
20/fev	710,4	2432,6	3229,2	3013,9	2109,7	958,0	301,4	290,6	269,1	258,3	204,5	118,4	21,5
22/mar	0,0	2669,4	3401,4	3100,0	2217,4	1033,3	301,4	301,4	279,9	258,3	215,3	107,6	0,0
20/abr	710,4	2432,6	3229,2	3013,9	2109,7	958,0	301,4	290,6	269,1	258,3	204,5	118,4	21,5
21/mai	1076,4	1959,0	2938,5	2809,4	1959,0	850,3	279,9	279,9	269,1	236,8	193,8	107,6	43,1
21/jun	1162,5	1679,2	2723,3	2669,4	1916,0	818,1	279,9	279,9	269,1	247,6	172,2	107,6	53,8
23/jul	1076,4	1959,0	2938,5	2809,4	1959,0	850,3	279,9	279,9	269,1	236,8	193,8	107,6	43,1
24/ago	710,4	2432,6	3229,2	3013,9	2109,7	958,0	301,4	290,6	269,1	258,3	204,5	118,4	21,5
22/set	0,0	2669,4	3401,4	3100,0	2217,4	1033,3	301,4	301,4	279,9	258,3	215,3	107,6	0,0
23/out	710,4	2432,6	3229,2	3013,9	2109,7	958,0	301,4	290,6	269,1	258,3	204,5	118,4	21,5
21/nov	1076,4	1959,0	2938,5	2809,4	1959,0	850,3	279,9	279,9	269,1	236,8	193,8	107,6	43,1
22/dez	0,0	0,0	1033,3	1227,1	979,5	473,6	258,3	258,3	236,8	193,8	86,1	0,0	0,0
Correções do ganho solar	Caixilho de Metal		Neblina	Altitude			Ponto Orvalho > 36° C			Ponto Orvalho < 36° C		Latitudes à Sul	
	x 1/ (0,85 ou 1,17)		-15%	+ 0,7 % a cada 305 m			- 7% a cada 5,55 ° C			+7% a cada 5,55°C		Dez. ou Jan + 7%	

Fonte: Autoria própria

APÊNDICE A.9: Correções para diferença de temperatura equivalente

Correções para diferença de temperatura equivalente							
Fonte: Manual de Projeto Carrier							
Diferença de Temperatura de Projeto (°C)	Variação diária de temperatura (°C)						
	4,44	5,56	6,67	7,78	8,89	10,00	11,11
2,78	-2,22	-2,78	-3,33	-3,89	-4,44	-5,00	-5,56
5,56	0,56	0,00	-0,56	-1,11	-1,67	-2,22	-2,78
8,33	3,33	2,78	2,22	1,67	1,11	0,56	0,00
11,11	6,11	5,56	5,00	4,44	3,89	3,33	2,78

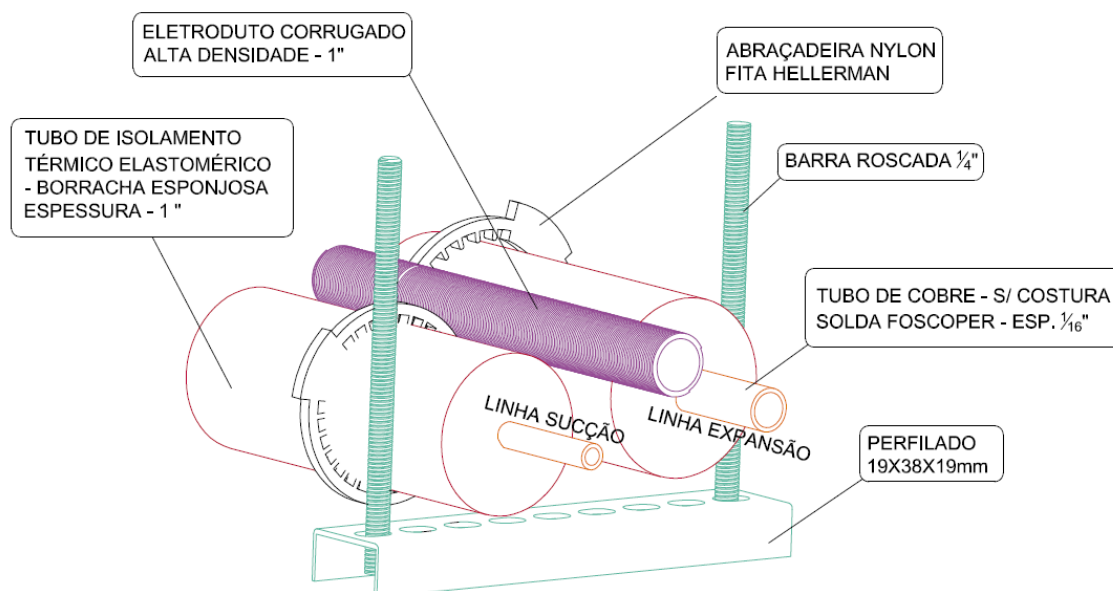
Fonte: Adaptado de CARRIER, 1972

APÊNDICE A.10: Diferença de temperatura equivalente em °C

Diferença de temperatura equivalente (°C)								
Baseado em 35 °C de temp. externa de projeto, temp. interna de projeto de 26,67°C, Variação Diária de 11,11° C								
Fonte: Manual de Projeto Carrier								
Condição	Densidade de Área do Teto (kg/m ²)	Hora do dia						
		6	7	8	9	10	11	12
Exposto ao sol	20,48	-2,22	-3,33	-3,89	-2,78	-0,56	3,89	8,33
	40,96	0,00	-0,56	-1,11	-0,56	1,11	5,00	8,89
	81,93	2,22	1,67	1,11	1,67	3,33	5,56	8,89
	122,89	5,00	4,44	3,33	3,89	4,44	6,11	8,89
	163,85	7,22	6,67	6,11	6,11	6,67	7,22	8,89

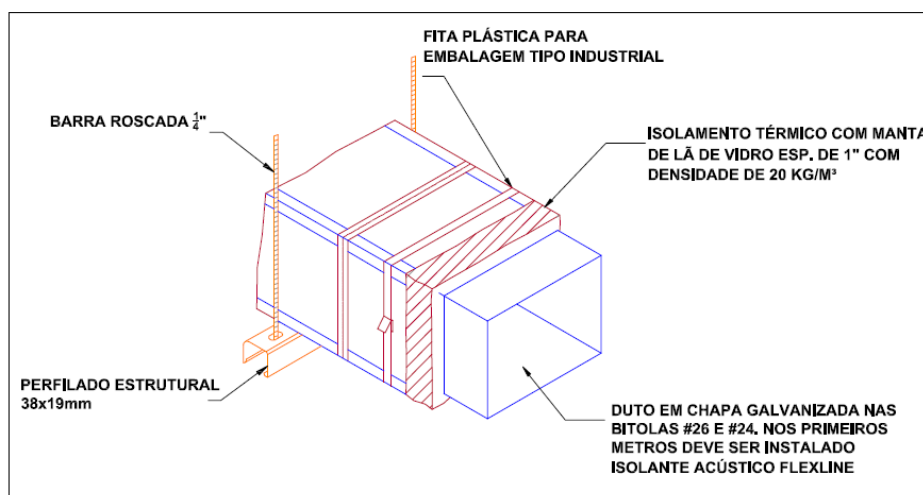
Fonte: Adaptado de CARRIER, 1972

APÊNDICE B – Detalhes construtivos das instalações



Detalhe geral da instalação da interligação frigorígena

Fonte: Autoria própria



Detalhe geral dos dutos de distribuição e retorno do ar

Fonte: Autoria própria

APÊNDICE C – Script dos programas do EES

APÊNDICE C1 –Ciclo de refrigeração por compressão a vapor

"CICLO DE REFRIGERAÇÃO PADRÃO COM SUPERAQUECIMENTO E SUBRESFRIAMENTO"

```

x[6]=1          "saída do evaporador"
T[1]=3         "Te mais superaquecimento de 8"
x[3]=0         "saída do condensador"
T[3]=48        "Temperatura na saída do condensador"
T[4]=43        "Tc menos subresfriamento de 5"
T[6]=-5        "temperatura na saída do evaporador"
eta_comp=0,9   "rendimento do compressor"
"Determinação de pressões do sistema"
p[6]=P_sat(R22;T=T[6])
p[3]=P_sat(R22;T=T[3])
p[2]=p[3]
p[4]=p[3]
p[1]=p[5]
p[5]=p[6]
"ponto 1"
h[1]=Enthalpy(R22;T=T[1];P=P[1])
s[1]=Entropy(R22;T=T[1];P=P[1])
"ponto 2"
s[2]=s[1]
h_2s=Enthalpy(R22;P=P[2];s=s[2])
T[2]=Temperature(R22;P=P[2];s=s[2])
eta_comp=w_ideal_comp/w_real_comp
0 = - w_ideal_comp + h[1] - h_2s
0 = - w_real_comp + h[1]-h[2]
"ponto 3"
h[3]=Enthalpy(R22;T=T[3];x=x[3])
s[3]=entropy(R22;T=T[3];x=x[3])
"ponto 4"
h[4]=Enthalpy(R22;T=T[4];P=P[4])
s[4]=entropy(R22;P=P[4];h=h[4])
"ponto 5"
h[5]=h[4]
s[5]=Entropy(R22;P=P[5];h=h[5])
T[5]=Temperature(R22;h=h[5];s=s[5])
"ponto 6"
s[6]=Entropy(R22;P=P[6];x=x[6])
h[6]=Enthalpy(R22;P=P[6];s=s[6])
"Equações"
"Evaporador"
Q_dot_evap=25,940
0=m[5]-m[1]
0=Q_dot_evap+m[5]*h[5]-m[1]*h[1]
"Compressor"
0=m[1]-m[2]
0=-W_dot_comp+m[1]*h[1]-m[2]*h[2]
"Condensador"
0=m[2]-m[3]
0=-Q_dot_cond+m[2]*h[2]-m[3]*h[3]
"Análise primeira lei da termodinamica"
DELTA_E=ABS(W_dot_comp)+ABS(Q_dot_evap)-ABS(Q_dot_cond)

```

$$\text{COP}=\text{ABS}(Q_{\text{dot_evap}}/W_{\text{dot_comp}})$$

APÊNDICE C2–Cálculo do trocador geotérmico

" Cálculo do Trocador Geotérmico"

"O sistema foi modelado considerando um tubo enterrado com escoamento interno vindo do sistema de vigas frias."

L=1 [m]

"Dados de Entrada"

"Dados do solo"

$$T_{\text{mín_anual_solo}} = (16+273) \text{ [K]}$$

$$T_{\text{méd_anual_solo}}=(17,7+273) \text{ [K]}$$

$$T_{\text{máx_anual_solo}}=(18,5+273) \text{ [K]}$$

$$k_{\text{solo_seco}}=0,3 \text{ [W/m.K]}$$

$$k_{\text{solo_florestal}}=0,8 \text{ [W/m.K]}$$

$$k_{\text{solo_úmido}}=2,0 \text{ [W/m.K]}$$

$$r_{\text{solo}}=0,2 \text{ [m]}$$

"Dados do escoamento"

$$T_{\text{entrada}}=(20,9+273) \text{ [K]}$$

$$T_{\text{saida}}=(19+273) \text{ [K]}$$

$$k_{\text{agua}}=0,613 \text{ [W/m.K]}$$

$$u_{\text{media}}=2,0 \text{ [m/s]}$$

$$\text{Pr}=6,996$$

$$\rho_{\text{mesp_h2o}}=1000 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

"Massa específica da

água"

$$\mu_{\text{h2o_Tf}}=0,0010074$$

"Viscosidade da água"

$$D_{\text{n}}=2*0,0254 \text{ [m]}$$

$$\text{Re}=(\rho_{\text{mesp_h2o}}*u_{\text{media}}*D_{\text{n}})/\mu_{\text{h2o_Tf}} \quad \text{"Reynolds"}$$

$$f_{\text{atrito}} = (1,82*\log_{10}(\text{Re})-1,64)^{-2}$$

$$\text{Numedio}=(f_{\text{atrito}}/8)*(\text{Re}-1000)*\text{Pr}/(1+12,7*((f_{\text{atrito}}/8)^{0,5})*(\text{Pr}^{(2/3)}-1))$$

$$h_{\text{medio}}=(\text{Numedio}*k_{\text{agua}})/D_{\text{n}}$$

$$R_{\text{conv}}=1/(h_{\text{medio}}*2*\pi*D_{\text{n}}^{0,5})$$

"Diferença de temperaturas logarítmicas."

$$T_{1_mín}=T_{\text{entrada}}-T_{\text{mín_anual_solo}}$$

$$T_{1_méd}=T_{\text{entrada}}-T_{\text{méd_anual_solo}}$$

$$T_{1_máx}=T_{\text{entrada}}-T_{\text{máx_anual_solo}}$$

$$T_{2_mín}=T_{\text{saida}}-T_{\text{mín_anual_solo}}$$

$$T_{2_méd}=T_{\text{saida}}-T_{\text{méd_anual_solo}}$$

$$T_{2_máx}=T_{\text{saida}}-T_{\text{máx_anual_solo}}$$

$$T_{\text{ml_mín}}=(T_{1_mín}-T_{2_mín})/\ln(T_{1_mín}/T_{2_mín})$$

$$T_{\text{ml_méd}}=(T_{1_méd}-T_{2_méd})/\ln(T_{1_méd}/T_{2_méd})$$

$$T_{\text{ml_máx}}=(T_{1_máx}-T_{2_máx})/\ln(T_{1_máx}/T_{2_máx})$$

"Resistência térmica"

$$k_{\text{tubo}}=0,15 \text{ [W/m.K]}$$

$$r_{\text{ext}}=0,0254+(0,0254/16)$$

$$r_{\text{int}}=0,0254$$

$$R_{\text{tubo}}=(\ln(r_{\text{ext}}/r_{\text{int}}))/(2*\pi*k_{\text{tubo}})$$

$$R_{\text{solo_seco}}=(\ln(r_{\text{solo}}/r_{\text{ext}}))/(2*\pi*k_{\text{solo_seco}})$$

$$R_{\text{solo_florestal}}=(\ln(r_{\text{solo}}/r_{\text{ext}}))/(2*\pi*k_{\text{solo_florestal}})$$

$$R_{\text{solo_úmido}}=(\ln(r_{\text{solo}}/r_{\text{ext}}))/(2*\pi*k_{\text{solo_úmido}})$$

$$\text{Req}_1=R_{\text{solo_seco}}+R_{\text{tubo}}+R_{\text{conv}}$$

$$\text{Req}_2=R_{\text{solo_florestal}}+R_{\text{tubo}}+R_{\text{conv}}$$

$$\text{Req}_3=R_{\text{solo_úmido}}+R_{\text{tubo}}+R_{\text{conv}}$$

$$Q=12858 \text{ [W]}$$

$$Q_{\text{Tml_mín_Req}_1}=T_{\text{ml_mín}}/\text{Req}_1$$

$$L_{\text{Tml_mín_seco}}=Q/Q_{\text{Tml_mín_Req}_1}$$

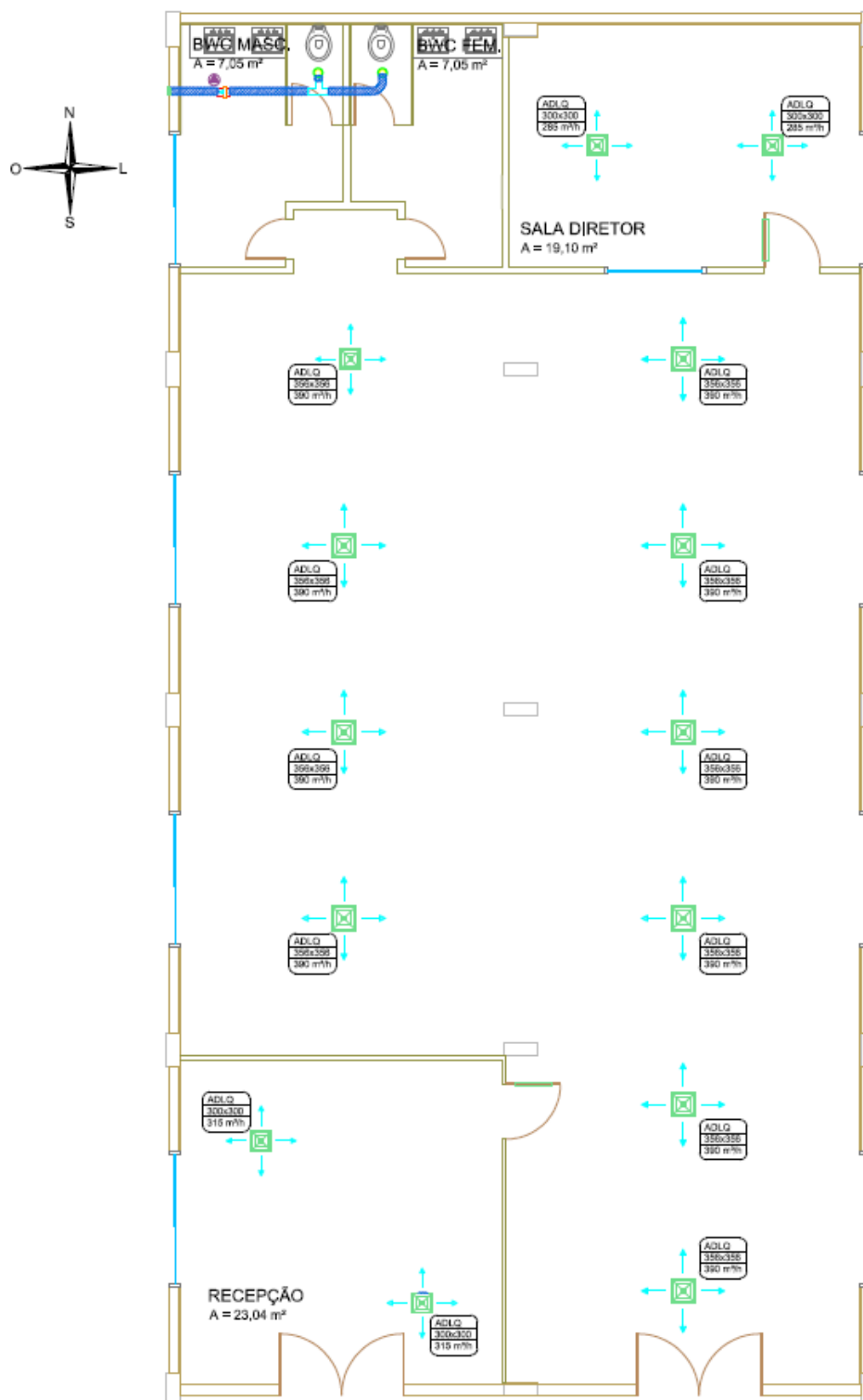
$$Q_{\text{Tml_mín_Req}_2}=T_{\text{ml_mín}}/\text{Req}_2$$

$$L_{\text{Tml_mín_florestal}}=Q/Q_{\text{Tml_mín_Req}_2}$$

$Q_Tml_mín_R_eq_3 = Tml_mín / Req_3$
 $L_Tml_mín_úmido = Q / Q_Tml_mín_R_eq_3$
 $Q_Tml_méd_R_eq_1 = Tml_méd / Req_1$
 $L_Tml_méd_seco = Q / Q_Tml_méd_R_eq_1$
 $Q_Tml_méd_R_eq_2 = Tml_méd / Req_2$
 $L_Tml_méd_florestal = Q / Q_Tml_méd_R_eq_2$
 $Q_Tml_méd_R_eq_3 = Tml_méd / Req_3$
 $L_Tml_méd_úmido = Q / Q_Tml_méd_R_eq_3$
 $Q_Tml_máx_R_eq_1 = Tml_máx / Req_1$
 $L_Tml_máx_seco = Q / Q_Tml_máx_R_eq_1$
 $Q_Tml_máx_R_eq_2 = Tml_máx / Req_2$
 $L_Tml_máx_florestal = Q / Q_Tml_máx_R_eq_2$
 $Q_Tml_máx_R_eq_3 = Tml_máx / Req_3$
 $L_Tml_máx_úmido = Q / Q_Tml_máx_R_eq_3$

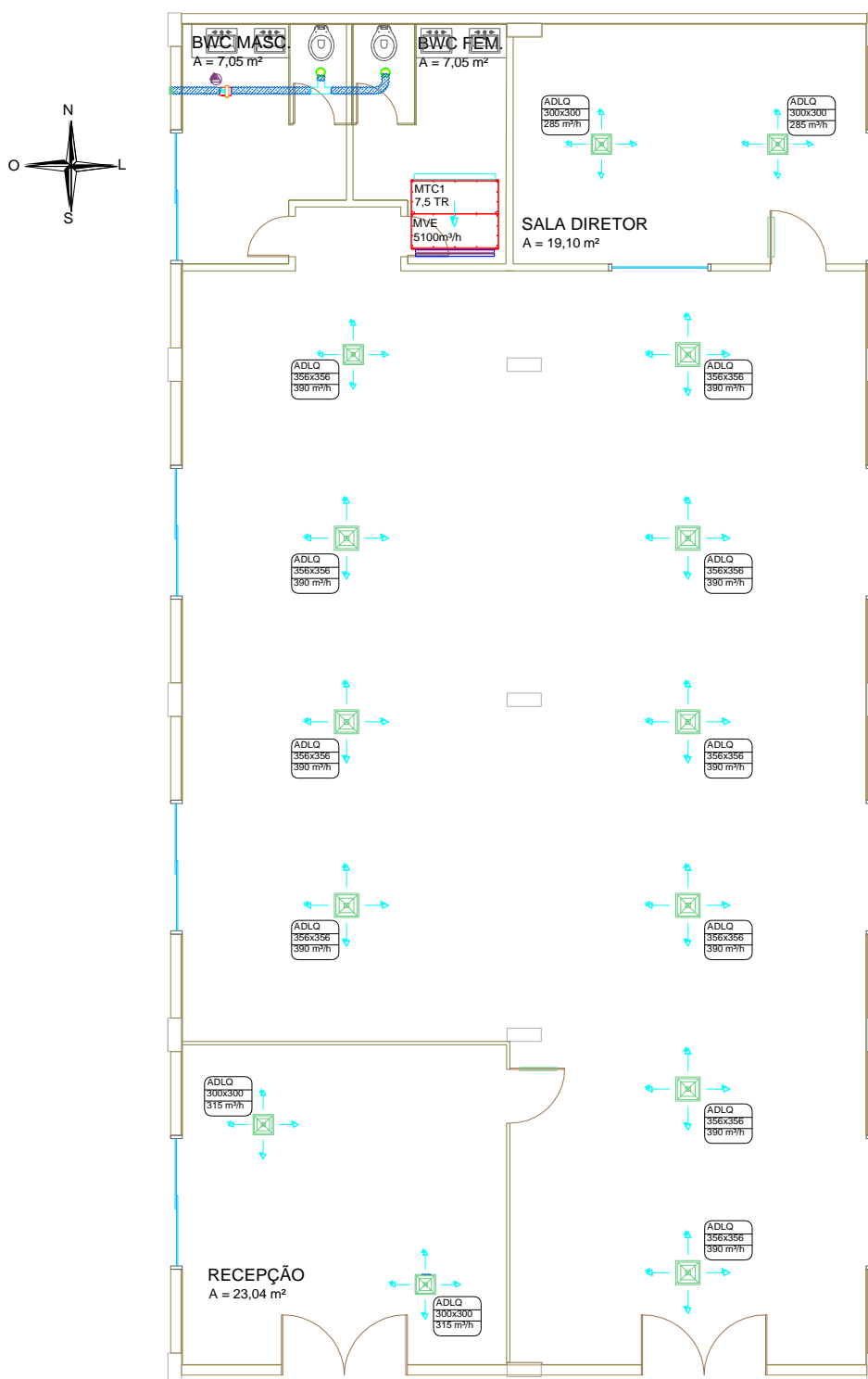
APÊNDICE D – Tabelas para o dimensionamento da instalação do sistema de refrigeração convencional

APÊNDICE D.1: Layout e distribuição dos difusores



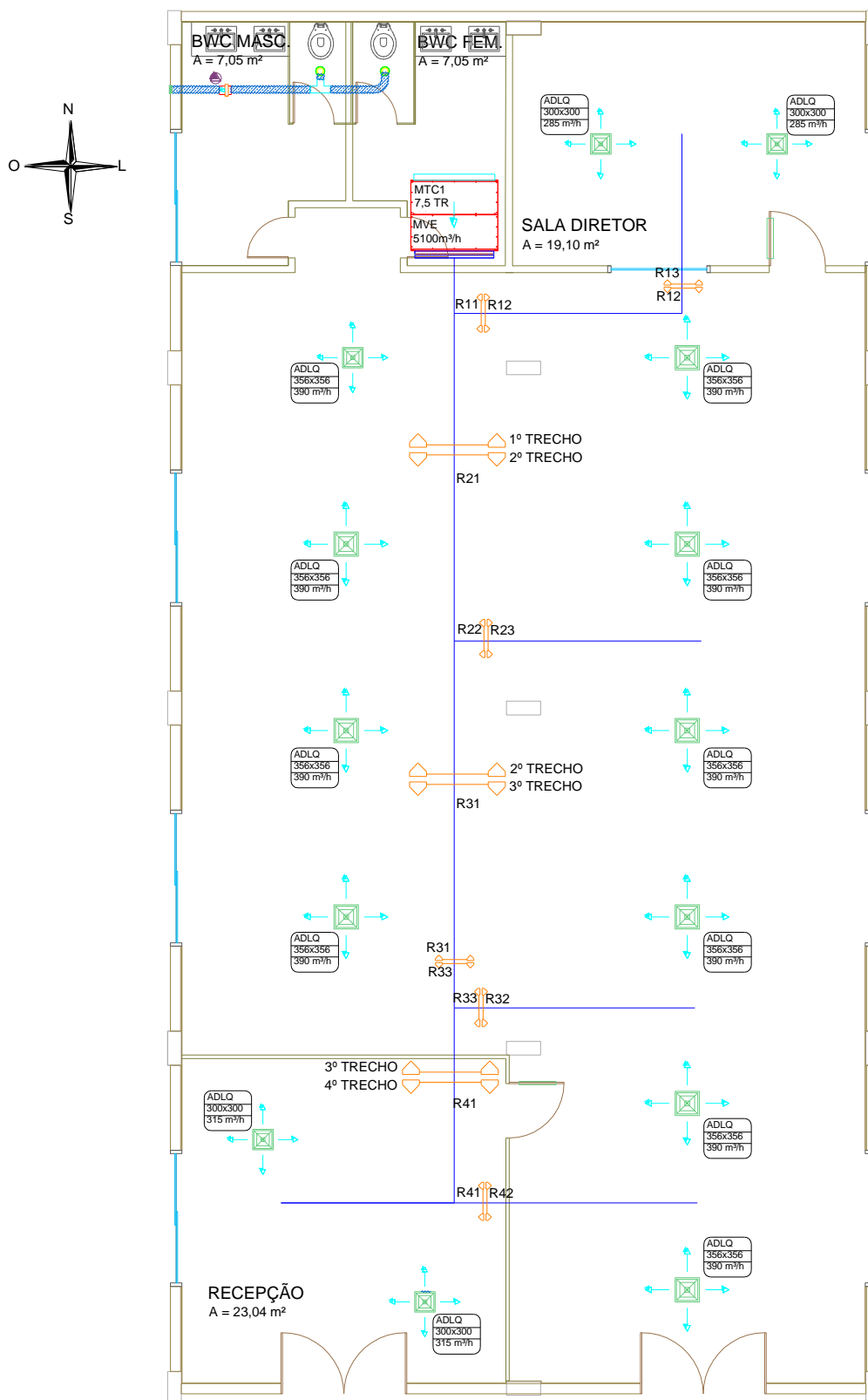
Fonte: Autoria própria

APÊNDICE D.2: Locação do equipamento interno



Fonte: Autoria própria

APÊNDICE D.3 - Diagrama unifilar para os dutos de distribuição



Fonte: Autoria própria

APÊNDICE D.4: Dimensionamento dos dutos de insuflamento

		DIMENSIONAMENTO DE DUTOS								
		Vi (m/s)	Vf (m/s)	L (m)	DH (m)	B (m)	H (m)	Q (m ³ /h)		
1º Trecho		5,00	5,00	8,60	0,51	0,7	0,40	5100,00		
2º Trecho		5,00	4,90	8,10	0,46	0,5	0,40	3750,00		
3º Trecho		4,90	4,80	7,60	0,70	0,7	0,30	3636,00		
4º Trecho		4,80	4,70	10,00	0,42	0,7	0,30	3636,00		
		FATORES DE ATRITO				RAMIFICAÇÕES				
		1º TRECHO	2º TRECHO	3º TRECHO	4º TRECHO	RAMO	V (m/s)	Q (m ³ /h)	B (m)	H (m)
Velocidade Inicial (m/s)		5	4,90	4,8	4,70	R11	5,00	570	0,2	0,2
Comprimento (m)		8,6	8,1	7,6	10	R12	5,00	960	0,3	0,2
Vazão Inicial (m ³ /h)		5100	3750	3636	3636	R13	5,00	960	0,1	0,4
Área (m ²)		0,28	0,21	0,21	0,22	R21	4,90	3750	0,5	0,4
Altura duto (m)		0,4	0,4	0,3	0,3	R22	4,90	780	0,2	0,2
Base (m)		0,71	0,53	0,70	0,72	R23	4,90	780	0,1	0,4
Diâmetro Hidráulico (m)		0,51	0,46	0,42	0,42	R31	4,80	2590	0,4	0,4
Gravidade (m/s ²)		9,81	9,81	9,81	9,81	R32	4,80	780	0,2	0,2
Rugosidade (m)		0,00016	0,00016	0,00016	0,00016	R33	4,80	2200	0,3	0,4
Massa específica (kg/m ³)		1,23	1,23	1,23	1,23	R41	4,70	1420	0,4	0,2
Viscosidade din.		0,0000174	0,0000174	0,0000174	0,0000174	R42	4,70	630	0,2	0,2
Reynolds		180710,40	158087,52	142595,05	140564,86					
Fator atr. Inicial		0,01808	0,01858	0,01898	0,01900					
Fator atrito		0,01801	0,01850	0,01890	0,01892					
Perda global (mmCa)		0,65971	0,50491	0,48914	0,61486					

Fonte: Autoria própria

APÊNDICE D.5: Levantamento de custos para sistema convencional

ITEM	DESCRIÇÃO	UNIDADE	QTD.	PREÇO UNIT. (R\$)	PREÇO TOTAL (R\$)
MATERIAIS					
Equipamentos					
1	Módulo trocador de calor 40MSC090TFR + Módulo de ventilação 40MSC090236V + Condensadora 38CCD090535MC. Multisplit Carrier - Conjunto Splitão para 7,5 TR - Quente e Frio	un.	1	R\$ 11.500,00	R\$ 11.500,00
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 11.500,00
Grelhas e difusores					
2	Difusor Insuflamento 4 vias - ADLQ - Trox - Tam. 3 - 356x356mm - Alumínio - Acabamento Anodizado + Cx. Plenum + Registro AG	un.	10	R\$ 211,93	R\$ 2.119,30
3	Difusor Insuflamento 4 vias - ADLQ - Trox - Tam. 3 - 356x356mm - Alumínio - Acabamento Anodizado + Cx. Plenum + Registro AG	un.	4	R\$ 180,77	R\$ 723,08
4	Grelha para porta - AGS - Trox - Em Al. Anodizado - 425x425mm	un.	4	R\$ 135,44	R\$ 541,76
5	Grelha para retorno - AH - Trox - Em Al. Anodizado - 1225x425mm	un.	2	R\$ 246,72	R\$ 493,44
6	Tomada de Ar externo com filtro F711 - VDF - Trox - 325x125mm	un.	1	R\$ 163,98	R\$ 163,98
7	Registro de Vazão - AG - 100x400mm - Em Aço Carbono. - Preto	un.	3	R\$ 25,49	R\$ 76,47
8	Registro de Vazão - AG - 550x400mm - Em Aço Carbono. - Preto	un.	1	R\$ 72,36	R\$ 72,36
9	Registro de Vazão - AG - 400x400mm - Em Aço Carbono. - Preto	un.	1	R\$ 56,74	R\$ 56,74
10	Registro de Vazão - AG - 200x400mm - Em Aço Carbono. - Preto	un.	1	R\$ 35,91	R\$ 35,91
11	Registro de Vazão - AG - 300x200mm - Em Aço Carbono. - Preto	un.	1	R\$ 34,98	R\$ 34,98
12	Registro de Vazão - AG - 100x200mm - Em Aço Carbono. - Preto	un.	1	R\$ 20,28	R\$ 20,28
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 4.338,30
Dutos					
13	Chapa de Aço Carbono Galvanizada - NBR7008 - Bitola #24 - 0,65mm	kg	423,976	R\$ 5,00	R\$ 2.119,88
14	Chapa de Aço Carbono Galvanizada - NBR7008 - Bitola #26 - 0,43mm	kg	74,7784	R\$ 5,00	R\$ 373,89
15	Dutos Flex. com Isol. Térmico - ISODEC - Multivac - Diam. 150mm	m	30	R\$ 35,00	R\$ 1.050,00
16	Manta de Isol. térmico de Lã de Vidro - 1" - 20 kg/m ³ - Aluminizada	m ²	91,92	R\$ 12,00	R\$ 1.103,04
17	Fixação: Perfil + Barra Rosc. + Porcas e par. + Fita perf. + Fit. Al.	un.	40	R\$ 30,00	R\$ 1.200,00
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 5.846,81
Tubulação Frigorígena					
18	Tubulação de Cobre s/costura - esp. 1/32" - Bitola 1/2"	m	15	R\$ 10,00	R\$ 150,00
19	Tubulação de Cobre s/costura - esp. 1/16" - Bitola 1.1/8"	m	15	R\$ 24,00	R\$ 360,00
20	Isolamento Térmico Elastomérico -esp. 20 mm - Bitola 1/2"	m	15	R\$ 3,21	R\$ 48,15
21	Isolamento Térmico Elastomérico -esp. 20 mm - Bitola 1.1/8"	m	15	R\$ 5,48	R\$ 82,20
22	Eletroduto 3/4"	m	15	R\$ 1,00	R\$ 15,00
23	Fita Heleman - Braçadeiras	un.	100	R\$ 0,50	R\$ 50,00
24	Cabo PP 6x2 vias 1"	m	15	R\$ 18,00	R\$ 270,00
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 975,35
MÃO DE OBRA					
25	Mão de Obra de Corte-Dobra e montagem dos dutos	kg	498,7544	R\$ 12,00	R\$ 5.985,05
26	Mão de Obra - Infra estrutura e Locação do Equipamentos	un.	1	R\$ 800,00	R\$ 800,00
27	Mão de Obra - Instalação e Start Up	un.	1	R\$ 1.000,00	R\$ 1.000,00
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 7.785,05
				CUSTO TOTAL (R\$)	R\$ 30.445,51
				BDI 25 %	R\$ 7.611,38
				PREÇO VENDA (R\$)	R\$ 38.056,89

Fonte: Autoria própria

APÊNDICE E – Tabelas para o dimensionamento da instalação do sistema geotérmico

APÊNDICE E.1: Selecionamento da Viga Fria de 2700mm

TROX® TECHNIK
The art of handling air

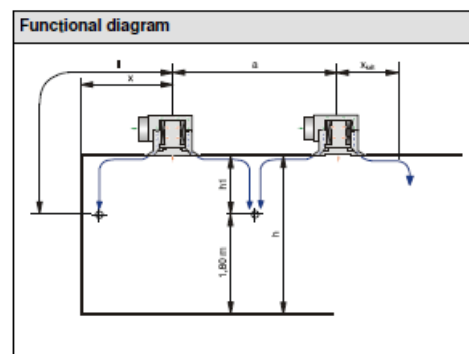
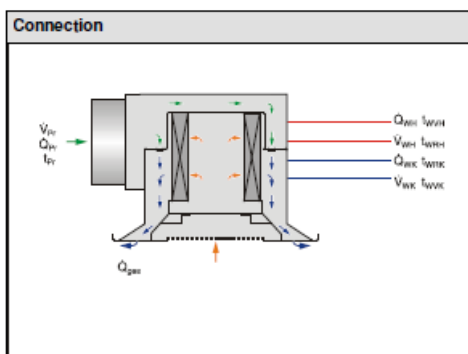
Easy Product Finder

Date: 05.06.2015 / BR
Project 1
Position.01

DID312-DE-LR-4-M-ML-0/2700x2700x312/0/RAL 9010/0



Induction grille	LR	round perforated sheet metal
Coil	4	four-pipe
Nozzle options	M	medium
Casing arrangement and water connections	ML	Casing middle, water connection left
Arrangement of extract air spigot	0	tube ending Ø12 mm
Size	2700	Total length
Size	2700	Nominal length
Size	312	Width
Surface	0	Standard finish RAL 9010 (Pure white) Gloss level 50%
Coil finish	0	Standard
Total amount	1	



Performance data	Cooling
Primary air temperature (t_{p1})	16,0 °C
Water flow temperature (t_{w1})	19,0 °C
Water volume flow (V_w)	250 l/h
Room air temperature (t_R)	24,0 °C
Humidity (ϕ)	50 %
Total thermal capacity ($Q_{ges.}$)	-1076 W
Water capacity ($Q_{sec.}$)	-538 W
Water pressure drop (Δp_w)	7,6 kPa
Water return temperature (t_{wR})	20,9 °C
Dew point (t_{TaLL})	12,9 °C

$a = 2,78$ m, $H1 = 1,60$ m, $x = 1,00$ m

Aerodynamic Data	
Volume flow (V_{p1})	200 m ³ /h
Air velocity at H1 (v_{H1})	0,25 m/s
Temperature difference at H1 (Δt_{H1})	-0,2 K
Air velocity at L (v_L)	0,62 m/s
Temperature difference at L (Δt_L)	-0,8 K

Acoustic Data - Supply air		
Δp_t	300	Pa
L_{WA}	50	dB(A)
L_{WNC}	46	

Description

Active chilled beams type DID312-DE with high thermal capacities using air-water systems. Suited for flush ceiling installation in rooms with heights from about 2.60 to 4 m. Consisting of a casing with hanging brackets, connection tails, non-combustible nozzles, and two heat exchangers.

Special characteristics:

- Four options of induced air grille
- Vertically mounted heat exchanger with condensate drip tray for low chilled water flow temperatures
- Heat exchanger for two or four pipe systems
- Supply-extract-air combination available

Nozzles in three sizes to optimise induction. Water-side connection tails with smooth 12 mm outer diameter.

Ceiling diffuser variant with: Water-side connecting tails with G1/2" external thread, flat end seal.

Ceiling diffuser variant: Supply air-extract air combination with additional connecting spigot for extract air.

Casing and plate made of galvanised sheet steel. Heat exchanger made of copper tubes and aluminium fins. Face frame made of aluminium profiles. Perforated induced air grille made of galvanised sheet steel. Visible surfaces of the face of the beam powder-coated white (RAL 9010) or other RAL colour. Heat exchanger optionally in black (RAL 9005), plate powder-coated in black (RAL 9005).

Fonte: Easy Product Finder, TROX, 2012

APÊNDICE E.2: Selecionamento da Viga Fria de 2400mm

TROX® TECHNIK
The art of handling air

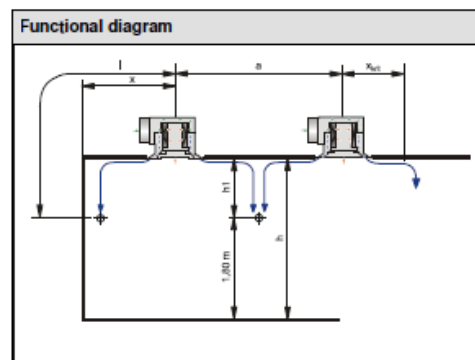
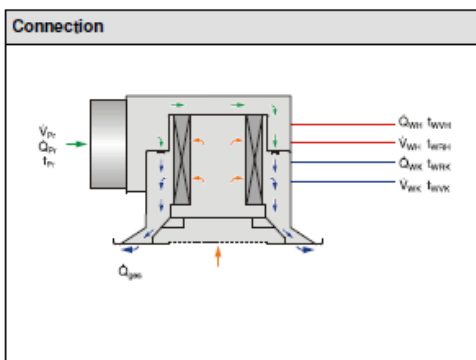
Easy Product Finder

Date: 05.06.2015 / BR
Project 1
Position.02

DID312-DE-LR-4-M-ML-0/2400x2400x312/0/RAL 9010/0



Induction grille	LR	round perforated sheet metal
Coil	4	four-pipe
Nozzle options	M	medium
Casing arrangement and water connections	ML	Casing middle, water connection left
Arrangement of extract air spigot	0	tube ending Ø12 mm
Size	2400	Total length
Size	2400	Nominal length
Size	312	Width
Surface	0	Standard finish RAL 9010 (Pure white) Gloss level 50%
Coil finish	0	Standard
Total amount	1	



Performance data	Cooling
Primary air temperature (t_{P1})	16,0 °C
Water flow temperature (t_{WW})	19,0 °C
Water volume flow (V_W)	250 l/h
Room air temperature (t_R)	24,0 °C
Humidity (ϕ)	50 %
Total thermal capacity ($Q_{ges.}$)	-1049 W
Water capacity ($Q_{sec.}$)	-511 W
Water pressure drop (Δp_W)	7,0 kPa
Water return temperature (t_{WR})	20,8 °C
Dew point ($t_{Tau.}$)	12,9 °C

$a = 2,78 \text{ m}$, $H1 = 1,60 \text{ m}$, $x = 1,00 \text{ m}$

Aerodynamic Data	
Volume flow (V_{P1})	200 m ³ /h
Air velocity at H1 (v_{H1})	0,28 m/s
Temperature difference at H1 (Δt_{H1})	-0,2 K
Air velocity at L (v_L)	0,68 m/s
Temperature difference at L (Δt_L)	-0,7 K

Acoustic Data - Supply air		
Δp_t	372	Pa
L_{WA}	52	dB(A)
L_{WNC}	48	

Description

Active chilled beams type DID312-DE with high thermal capacities using air-water systems. Suited for flush ceiling installation in rooms with heights from about 2.60 to 4 m. Consisting of a casing with hanging brackets, connection tails, non-combustible nozzles, and two heat exchangers.

Special characteristics:

- Four options of induced air grille
- Vertically mounted heat exchanger with condensate drip tray for low chilled water flow temperatures
- Heat exchanger for two or four pipe systems
- Supply-extract-air combination available

Nozzles in three sizes to optimise induction. Water-side connection tails with smooth 12 mm outer diameter.

Ceiling diffuser variant with: Water-side connecting tails with G1/2" external thread, flat end seal.

Ceiling diffuser variant: Supply air-extract air combination with additional connecting spigot for extract air.

Casing and plate made of galvanised sheet steel. Heat exchanger made of copper tubes and aluminium fins. Face frame made of aluminium profiles. Perforated induced air grille made of galvanised sheet steel. Visible surfaces of the face of the beam powder-coated white (RAL 9010) or other RAL colour. Heat exchanger optionally in black (RAL 9005), plate powder-coated in black (RAL 9005).

Fonte: Easy Product Finder, TROX, 2012

APÊNDICE E.3: Levantamento de custos para o sistema geotérmico

CUSTOS - CONSIDERANDO TUBULAÇÃO SUBTERRÂNEA					
ITEM	DESCRIÇÃO	UNIDADE	QTD.	PREÇO UNIT. (R\$)	PREÇO TOTAL (R\$)
MATERIAIS					
Equipamentos					
1	Unidade Evaporadora FBQ42DVL - 42000 Btu/h - 2720m ³ /h + Unidade Condensadora RZR42LUVL - 3,83kW	un.	1	R\$ 7.800,00	R\$ 7.800,00
2	Gabinete de Ventilação - BBS 315 - 4800 m ³ /h - 4 polos - 0,75 kw - 20 mmCa	un.	1	R\$ 3.850,00	R\$ 3.850,00
3	Viga fria ativa - DID312 - 2700x312 - De acordo com selec. -	un.	22	R\$ 1.732,00	R\$ 38.104,00
4	Viga fria ativa - DID312 - 2400x312 - De acordo com selec. -	un.	2	R\$ 1.495,00	R\$ 2.990,00
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 52.744,00
Grelhas e difusores					
5	Grelha para porta - AGS - Trox - Em Al. Anodizado - 425x425mm	un.	4	R\$ 135,44	R\$ 541,76
6	Grelha para retorno - AH - Trox - Em Al. Anodizado - 1225x425mm	un.	2	R\$ 246,72	R\$ 493,44
7	Tomada de Ar externo com filtro F711 - VDF - Trox - 325x125mm	un.	1	R\$ 163,98	R\$ 163,98
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 1.199,18
Dutos					
8	Lapa de Aço Carbono Galvanizada - NBR7008 - Bitola #24 - 0,65m	kg	184,755	R\$ 5,00	R\$ 923,78
9	Lapa de Aço Carbono Galvanizada - NBR7008 - Bitola #26 - 0,43m	kg	183,5792	R\$ 5,00	R\$ 917,90
10	Dutos Flex. com Isol. Térmico - ISODEC - Multivac - Diam. 150mm	m	30	R\$ 35,00	R\$ 1.050,00
11	Lanta de Isol. térmico de Lã de Vidro - 1" - 20 kg/m ³ - Aluminizada	m ²	74,14	R\$ 12,00	R\$ 889,68
12	Fixação: Perfil + Barra Rosc. + Porcas e par. + Fita perf. + Fit. Al.	un.	40	R\$ 30,00	R\$ 1.200,00
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 4.981,35
Tubulação Frigorígena					
13	Tubulação de Cobre s/costura - esp. 1/32" - Bitola 3/8"	m	15	R\$ 7,14	R\$ 107,10
14	Tubulação de Cobre s/costura - esp. 1/16" - Bitola 5/8"	m	80	R\$ 12,32	R\$ 985,60
15	Tubulação de Cobre s/costura - esp. 1/32" - Bitola 1/2"	m	80	R\$ 9,73	R\$ 778,40
16	Tubulação de Cobre s/costura - esp. 1/16" - Bitola 3/4"	m	20	R\$ 14,91	R\$ 298,20
17	Tubulação de Cobre s/costura - esp. 1/16" - Bitola 1"	m	25	R\$ 22,72	R\$ 568,00
18	Isolamento Térmico Elastomérico -esp. 20 mm - Bitola 3/8"	m	15	R\$ 3,89	R\$ 58,35
19	Isolamento Térmico Elastomérico -esp. 20 mm - Bitola 5/8"	m	80	R\$ 4,05	R\$ 324,00
20	Isolamento Térmico Elastomérico -esp. 20 mm - Bitola 1/2"	m	80	R\$ 3,21	R\$ 256,80
21	Isolamento Térmico Elastomérico -esp. 20 mm - Bitola 3/4"	m	20	R\$ 4,21	R\$ 84,10
22	Isolamento Térmico Elastomérico -esp. 20 mm - Bitola 1"	m	25	R\$ 5,20	R\$ 130,00
23	Eletróduto 3/4"	m	15	R\$ 1,00	R\$ 15,00
24	Fita Helerman - Braçadeiras	un.	1000	R\$ 0,50	R\$ 500,00
25	Cabo PP 6x2 vias 1"	m	15	R\$ 18,00	R\$ 270,00
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 4.375,55
Trocador Geotérmico					
26	Bomba Centrífuga Simples Aspiração - KSB - 1cv	m	1	R\$ 1.300,00	R\$ 1.300,00
27	Tubulação de PVC 2" - Tigre	m	1470	R\$ 7,80	R\$ 11.466,00
28	Curvas, Conexões, Luvas, etc.	un.	100	R\$ 4,00	R\$ 400,00
29	Válvulas de Controle de Vazão Proporcionais	un.	3	R\$ 1.800,00	R\$ 5.400,00
30	Painel, cabos, suportes	un.	1	R\$ 2.570,00	R\$ 2.570,00
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 21.136,00
MÃO DE OBRA					
31	Mão de Obra de Corte-Dobra e montagem dos dutos	kg	368,3342	R\$ 12,00	R\$ 4.420,01
32	Mão de Obra - Infra estrutura e Locação do Equipamentos	un.	25	R\$ 300,00	R\$ 7.500,00
33	Mão de Obra - Elétrica e Lógica Central de Controle do Geotérmico	un.	1	R\$ 1.800,00	R\$ 1.800,00
34	Mão de Obra - Instalação e Start Up	un.	3	R\$ 500,00	R\$ 1.500,00
35	Mão de Obra - Escavação, Instalação de Tubos Subterrâneos, Ate	un.	1	R\$ 7.000,00	R\$ 7.000,00
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 22.220,01
				CUSTO TOTAL (R\$)	R\$ 106.656,09
				BDI 25 %	R\$ 26.664,02
				PREÇO VENDA (R\$)	R\$ 133.320,11

Fonte: Autoria própria

APÊNDICE F – Estudo da utilização do trocador água-água substituindo o trocador terra-água.

Para realizar estudo do trocador água-água considerou-se um poço de baixa profundidade, com a temperatura da água igual a temperatura do solo a 1m de profundidade (17,7° C) com uma circulação de água de 500 l/h.

O equacionamento utilizado é similar ao trocador terra-água, com principal diferença na resistência de dissipação que antes utilizou-se a condução no solo, e neste estudo a convecção na água do poço. Modelou-se esta convecção conforme Equação 9.1.

$$R_{\text{poço}} = \frac{1}{h_{\text{medio};2} \cdot 2 \cdot \rho \cdot D_{\text{poço}} \cdot 0,5} \quad (9.1)$$

No restante o método é similar ao que se utilizou no trocador terra-água. Simulou-se esta opção no EES conforme script do programa no final do de Apêndice F.2.

Para comparar o custo dos sistema utilizou-se como base o estudo de instalação do trocador terra-água, substituindo apenas os trocadores. Este levantamento de custo encontra-se na tabela (Tabela 8.14).

Tabela F.1: Levantamento de custos da instalação do sistema água-água.

CUSTOS - CONSIDERANDO POÇO ARTESIANO					
ITEM	DESCRIÇÃO	UNIDADE	QTD.	PREÇO UNIT. (R\$)	PREÇO TOTAL (R\$)
MATERIAIS					
Equipamentos					
1	Unidade Evaporadora FBQ42DVL - 42000 Btu/h - 2720m ³ /h + Unidade Condensadora RZR42LUVL - 3,83kW	un.	1	R\$ 7.800,00	R\$ 7.800,00
2	Gabinete de Ventilação - BBS 315 - 4800 m ³ /h - 4 polos - 0,75 kw - 20 mmCa	un.	1	R\$ 3.850,00	R\$ 3.850,00
3	Viga fria ativa - DID312 - 2700x312 - De acordo com selec. -	un.	22	R\$ 1.732,00	R\$ 38.104,00
4	Viga fria ativa - DID312 - 2400x312 - De acordo com selec. -	un.	2	R\$ 1.495,00	R\$ 2.990,00
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 52.744,00
Grelhas e difusores					
5	Grelha para porta - AGS - Trox - Em Al. Anodizado - 425x425mm	un.	4	R\$ 135,44	R\$ 541,76
6	Grelha para retorno - AH - Trox - Em Al. Anodizado - 1225x425mm	un.	2	R\$ 246,72	R\$ 493,44
7	Tomada de Ar externo com filtro F711 - VDF - Trox - 325x125mm	un.	1	R\$ 163,98	R\$ 163,98
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 1.199,18
Dutos					
8	Tubulação de Aço Carbono Galvanizada - NBR7008 - Bitola #24 - 0,65m	kg	184,755	R\$ 5,00	R\$ 923,78
9	Tubulação de Aço Carbono Galvanizada - NBR7008 - Bitola #26 - 0,43m	kg	183,5792	R\$ 5,00	R\$ 917,90
10	Dutos Flex. com Isol. Térmico - ISODEC - Multivac - Diam. 150mm	m	30	R\$ 35,00	R\$ 1.050,00
11	Folha de Isol. térmico de Lã de Vidro - 1" - 20 kg/m ³ - Aluminizada	m ²	74,14	R\$ 12,00	R\$ 889,68
12	Fixação: Perfil + Barra Rosc. + Porcas e par. + Fita perf. + Fit. Al.	un.	40	R\$ 30,00	R\$ 1.200,00
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 4.981,35
Tubulação Frigorígena					
13	Tubulação de Cobre s/costura - esp. 1/32" - Bitola 3/8"	m	15	R\$ 7,14	R\$ 107,10
14	Tubulação de Cobre s/costura - esp. 1/16" - Bitola 5/8"	m	80	R\$ 12,32	R\$ 985,60
15	Tubulação de Cobre s/costura - esp. 1/32" - Bitola 1/2"	m	80	R\$ 9,73	R\$ 778,40
16	Tubulação de Cobre s/costura - esp. 1/16" - Bitola 3/4"	m	20	R\$ 14,91	R\$ 298,20
17	Tubulação de Cobre s/costura - esp. 1/16" - Bitola 1"	m	25	R\$ 22,72	R\$ 568,00
18	Isolamento Térmico Elastomérico -esp. 20 mm - Bitola 3/8"	m	15	R\$ 3,89	R\$ 58,35
19	Isolamento Térmico Elastomérico -esp. 20 mm - Bitola 5/8"	m	80	R\$ 4,05	R\$ 324,00
20	Isolamento Térmico Elastomérico -esp. 20 mm - Bitola 1/2"	m	80	R\$ 3,21	R\$ 256,80
21	Isolamento Térmico Elastomérico -esp. 20 mm - Bitola 3/4"	m	20	R\$ 4,21	R\$ 84,10
22	Isolamento Térmico Elastomérico -esp. 20 mm - Bitola 1"	m	25	R\$ 5,20	R\$ 130,00
23	Eletroduto 3/4"	m	15	R\$ 1,00	R\$ 15,00
24	Fita Helerman - Braçadeiras	un.	1000	R\$ 0,50	R\$ 500,00
25	Cabo PP 6x2 vias 1"	m	15	R\$ 18,00	R\$ 270,00
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 4.375,55
Trocador Geotérmico					
26	Poço com Tijolos Completo - 10m - 500l/h	un.	1	R\$ 6.000,00	R\$ 6.000,00
27	Tubulação Trocador em Cobre 3/8"	m	50	R\$ 7,14	R\$ 357,00
28	Curvas, Conexões, Luvas, etc.	un.	10	R\$ 4,00	R\$ 40,00
29	Válvulas de Controle de Vazão Proporcionais	un.	1	R\$ 1.800,00	R\$ 1.800,00
30	Painel, cabos, suportes	un.	1	R\$ 700,00	R\$ 700,00
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 8.897,00
MÃO DE OBRA					
31	Mão de Obra de Corte-Dobra e montagem dos dutos	kg	368,3342	R\$ 12,00	R\$ 4.420,01
32	Mão de Obra - Infra estrutura e Locação do Equipamentos	un.	25	R\$ 300,00	R\$ 7.500,00
33	Mão de Obra - Elétrica e Lógica Central de Controle do Geotérmico	un.	1	R\$ 2.000,00	R\$ 2.000,00
34	Mão de Obra - Instalação e Start Up	un.	3	R\$ 500,00	R\$ 1.500,00
35	Mão de Obra - Instalação de Tubulação no poço	un.	1	R\$ 1.500,00	R\$ 1.500,00
				SUBTOTAL (R\$)	R\$ 16.920,01
				CUSTO TOTAL (R\$)	R\$ 89.117,09
				BDI 25 %	R\$ 22.279,27
				PREÇO VENDA (R\$)	R\$ 111.396,36

Fonte: Autoria própria

Com base na Tabela 8.14 elaborou-se a Tabela 8.15 que faz o comparativo entre este sistema e o sistema convencional.

Tabela F.2: Comparativo do custo de instalação dos sistemas convencional e geotérmico água-água.

DESCRIÇÃO	Sistema convencional	Sistema geotérmico
Investimento inicial (instalação + equipamentos)	R\$ 38.056,89	R\$ 111.396,36

Fonte: Autoria própria

Os custos referentes a operação dos sistemas, estão relacionados na Tabela 8.16, onde o quesito de análise adotado é custo do consumo de energia.

Tabela F.3: Comparativo do custo operacional anual de energia elétrica dos sistemas convencional e geotérmico água-água.

Descrição	Sistema convencional	Sistema geotérmico
Consumo total anual [kwh/ano]	22433,76	13110,48
Valor do kWh (base maio 2015)	R\$ 0,78	R\$ 0,78
Custo total anual	R\$ 17.498,33	R\$ 10.226,17

Fonte: Autoria própria

Para a esta nova solução considerou-se o custo da instalação dividida pela economia anual em energia elétrica. Dentro deste cenário o tempo de retorno é de 10,9 anos.

Observa-se que a redução no tempo de amortização do investimento reduziu de 13,1 para 10,9 dando cerca de 20% de diferença.

APÊNDICE F.2: Script do EES para o trocador água-água.

" Cálculo do Trocador Geotérmico água-água"

L=1 [m]

"Dados de Entrada"

"Dados do solo"

$T_{\text{mín_anual_solo}} = (16+273) \text{ [K]}$

$T_{\text{méd_anual_solo}} = (17,7+273) \text{ [K]}$

$T_{\text{máx_anual_solo}} = (18,5+273) \text{ [K]}$

$r_{\text{solo}} = 0,2 \text{ [m]}$

"Dados do escoamento"

$T_{\text{entrada}} = (20,9+273) \text{ [K]}$

$T_{\text{saida}} = (19+273) \text{ [K]}$

$k_{\text{agua}} = 0,613 \text{ [W/m.K]}$

$u_{\text{media}} = 2,0 \text{ [m/s]}$

$Pr = 6,996$

$\rho_{\text{mesp_h2o}} = 1000 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

"Massa específica da

água"

$\mu_{\text{h2o_Tf}} = 0,0010074$

"Viscosidade da água"

$Dn = 2,0254 \text{ [m]}$

$Re = (\rho_{\text{mesp_h2o}} * u_{\text{media}} * Dn) / \mu_{\text{h2o_Tf}}$

"Reynolds"

$f_{\text{atrito}} = (1,82 * \log_{10}(Re) - 1,64)^{-2}$

$Numedio = ((f_{\text{atrito}}/8) * (Re - 1000) * Pr) / (1 + 12,7 * ((f_{\text{atrito}}/8)^{0,5}) * ((Pr^{2/3}) - 1))$

$h_{\text{medio}} = (Numedio * k_{\text{agua}}) / Dn$

$R_{\text{conv}} = 1 / (h_{\text{medio}} * 2 * \pi * Dn^{0,5})$

"Diferença de temperaturas logarítmicas."

$T_{1_mín} = T_{\text{entrada}} - T_{\text{mín_anual_solo}}$

$T_{1_méd} = T_{\text{entrada}} - T_{\text{méd_anual_solo}}$

$T_{1_máx} = T_{\text{entrada}} - T_{\text{máx_anual_solo}}$

$T_{2_mín} = T_{\text{saida}} - T_{\text{mín_anual_solo}}$

$T_{2_méd} = T_{\text{saida}} - T_{\text{méd_anual_solo}}$

$T_{2_máx} = T_{\text{saida}} - T_{\text{máx_anual_solo}}$

$T_{m1_mín} = (T_{1_mín} - T_{2_mín}) / \ln(T_{1_mín} / T_{2_mín})$

$T_{m1_méd} = (T_{1_méd} - T_{2_méd}) / \ln(T_{1_méd} / T_{2_méd})$

$T_{m1_máx} = (T_{1_máx} - T_{2_máx}) / \ln(T_{1_máx} / T_{2_máx})$

"Resistência térmica"

$k_{\text{tubo}} = 401 \text{ [W/m.K]}$

$r_{\text{ext}} = 0,0254 + (0,0254/16)$

$r_{\text{int}} = 0,0254$

$R_{\text{tubo}} = (\ln(r_{\text{ext}}/r_{\text{int}})) / (2 * \pi * k_{\text{tubo}})$

"Convecção poço"

$D_{\text{poço}} = 1 \text{ [m]}$

$A_{\text{lençol}} = 3 \text{ [m}^2\text{]}$

$V_{\text{azpoço}} = 0,5 \text{ [m}^3\text{/h]}$

$Re_{2} = (\rho_{\text{mesp_h2o}} * V_{\text{azpoço}} * D_{\text{poço}}) / (\mu_{\text{h2o_Tf}})$

$f_{\text{atrito}_2} = (1,82 * \log_{10}(Re_{2}) - 1,64)^{-2}$

$Numedio_{2} = ((f_{\text{atrito}_2}/8) * (Re_{2} - 1000) * Pr) / (1 + 12,7 * ((f_{\text{atrito}_2}/8)^{0,5}) * ((Pr^{2/3}) - 1))$

$h_{\text{medio}_2} = (Numedio_{2} * k_{\text{agua}}) / D_{\text{poço}}$

$R_{\text{poço}} = 1 / (h_{\text{medio}_2} * 2 * \pi * D_{\text{poço}}^{0,5})$

$Req = R_{\text{poço}} + R_{\text{tubo}} + R_{\text{conv}}$

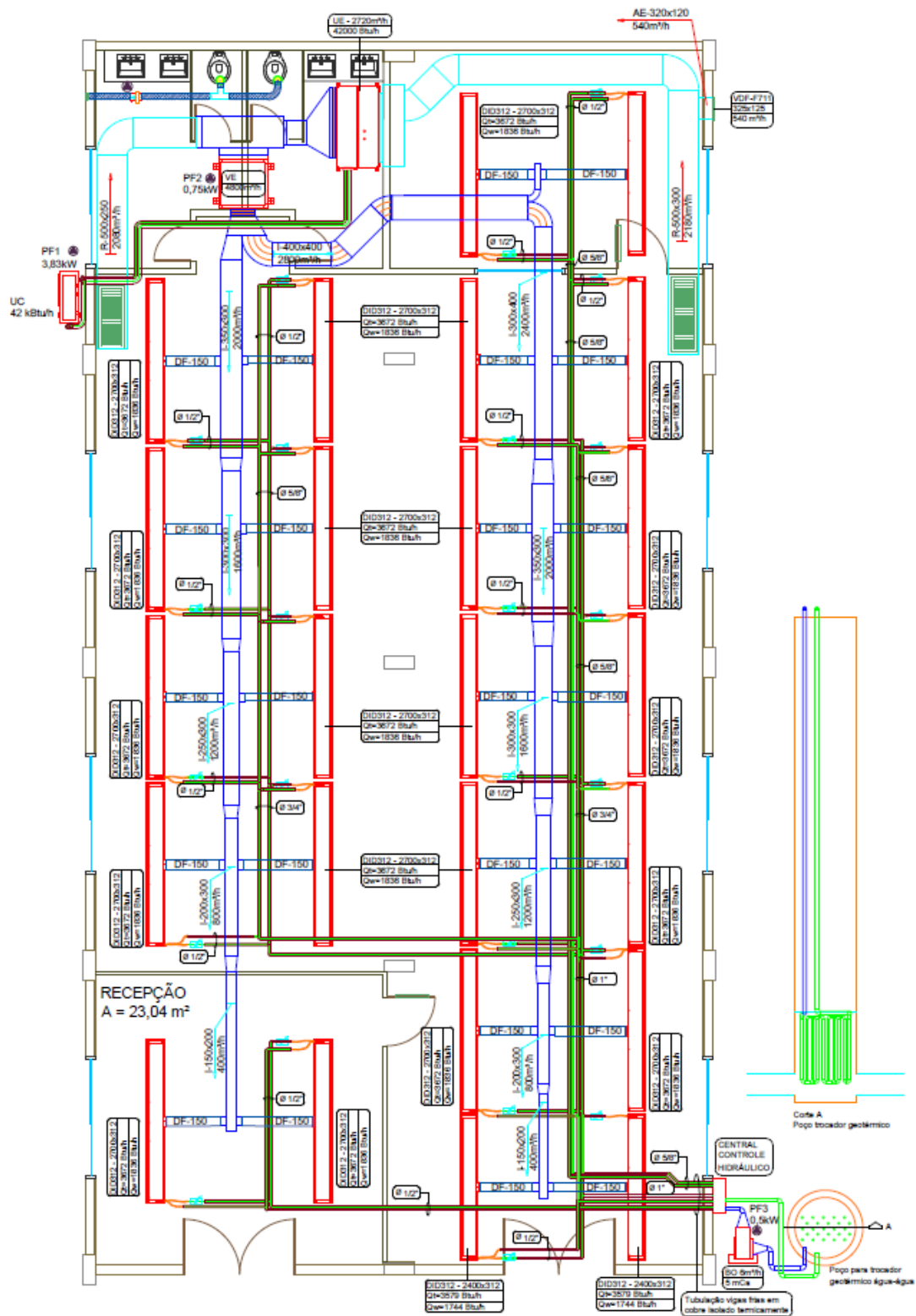
$Q = 12858 \text{ [W]}$

$$Q_{Tml_mín_R_eq} = Tml_mín / Req$$
$$L_{Tml_mín} = Q / Q_{Tml_mín_R_eq}$$

$$Q_{Tml_méd_R_eq} = Tml_méd / Req$$
$$L_{Tml_méd} = Q / Q_{Tml_méd_R_eq}$$

$$Q_{Tml_máx_R_eq} = Tml_máx / Req$$
$$L_{Tml_máx} = Q / Q_{Tml_máx_R_eq}$$

APÊNDICE F.2: Anteprojeto do sistema de viga fria geotérmica com trocador água-água



ANEXOS

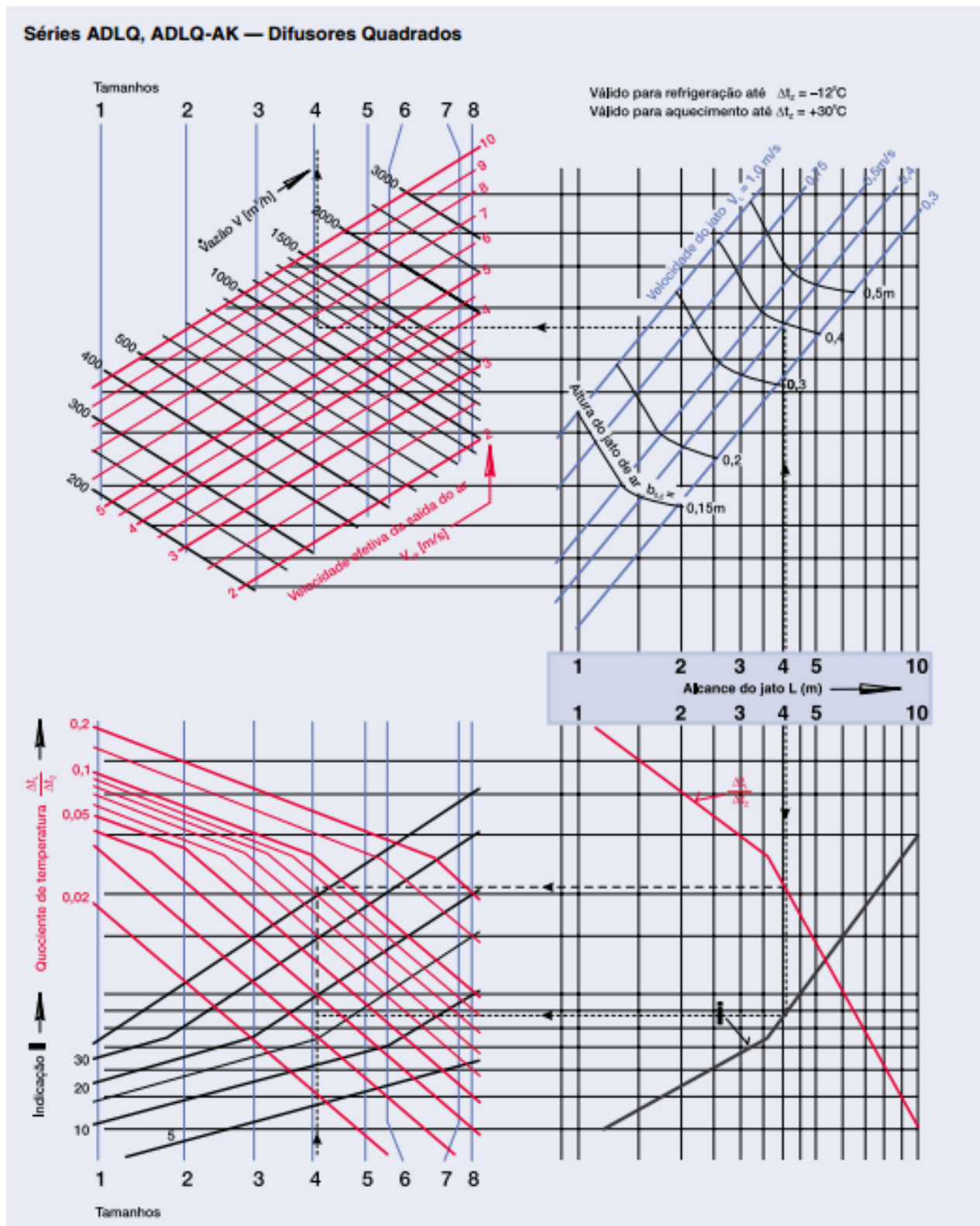
ANEXO A – Dados para o selecionamento do sistema de condicionamento do sistema de condicionamento de ar convencional

ANEXO A.1 – Características Técnicas Gerais – Multisplit Carrier

UNIDADE EVAPORADORA		MÓDULO 40MSD									
CARACTERÍSTICAS		060	090	120	150	180					
Capacidade (kcal/h) [1]		14.911	21.618	29.445	36.327	42.983					
Alimentação Principal (Tensão - Nº Fases - Frequência)		220 ou 380 ou 440V - 3Ph - 60Hz									
Nº de Circuitos Frigoríficos		1		2							
Nº de Estágios de Capacidade		1		2							
Dispositivo de Expansão		Pistão 0,84 (FR) / 0,76 (CR)		Válvula de expansão termostática com equalização externa							
Refrigerante - Tipo		R22 / R-407C									
MÓDULO VENTILAÇÃO	Ventilador	Tipo		Centrifugo Simples		Centrifugo Duplo					
		Turbina (Ø - Largura)		254 x 254		228 x 228		254 x 254		305 x 305	305 x 305
		Vazão Nominal (m³/h)		3.400		5.100		6.800		8.500	10.200
		Rotação (RPM)	VS	743 - 950		867 - 1109		798 - 1020		743 - 959	778 - 1003
			VH	814 - 1115		1073 - 1470		908 - 1244		865 - 1117	924 - 1193
	P.E.D (mmCA) [2]	VS	4,7 - 17,7		0 - 11		5,8 - 19,2		7,4 - 19,5	4,9 - 19,2	
		VH	9,1 - 28,7		9,2 - 29,4		12,4 - 27,4		14,1 - 29,7	14,1 - 32,5	
	Motor	Quantidade - Nº de Pólos		1 - 4							
		Potência (CV) - Carcaça		1 - 90L		2 - 112M		2 - 112M		3 - 112M	4 - 112M
		Rolamento	Dianteiro	6204 - ZZ		6205 - ZZ		6205 - ZZ		6205 - ZZ	6206 - ZZ
Traseiro	6203 - ZZ		6204 - ZZ		6204 - ZZ		6204 - ZZ	6205 - ZZ			
Peso (kg)		60		70		100		120	125		
MÓDULO TROCADOR	Serpentina	Área de Face (m²)		0,46		0,62		0,94		1,08	1,13
		Nº de Filas		2		3		2		3	4
		Diâmetro dos Tubos		3/8 in							
		Aletas por polegada		17		15		17		17	14
		Material das Aletas		Alumínio Corrugado							
	Conexões	Material dos Tubos		Cobre Ranhurado Internamente							
		Nº de Circuitos		10		13		20		25	25
		Linha de Líquido Qtd - Ø - Tipo		1 - 1/2 in - Bolsa		2 - 1/2 in - Bolsa					
		Linha de Sucção Qtd - Ø - Tipo		1 - 1.1/8 in - Bolsa		2 - 1.1/8 in - Bolsa					
		Tipo		Fibra Descartável							
Filtro Padrão	Classe		G4								
	Quantidade		2		2		3		3	3	
	Dimensões (mm)		406,4 x 508 x 25		406,4 x 635 x 25		485 x 544 x 25		552 x 544 x 25	620 x 544 x 25	
	Opcional		Ver item 4.5								
Peso (kg)		30		42		61		72	81		
Dreno (Qtd - Ø - Tipo)		1 - 3/4 in - BSP Macho									
Peso Unidade Evaporadora (kg)		90		112		161		192	206		

Fonte: (CARRIER, 2013)

ANEXO A.2 : Dados técnicos para seleção de difusores ADLQ



Fonte: (TROX, 2013)

ANEXO A.3: Dados de montagem para o sistema de ventilação

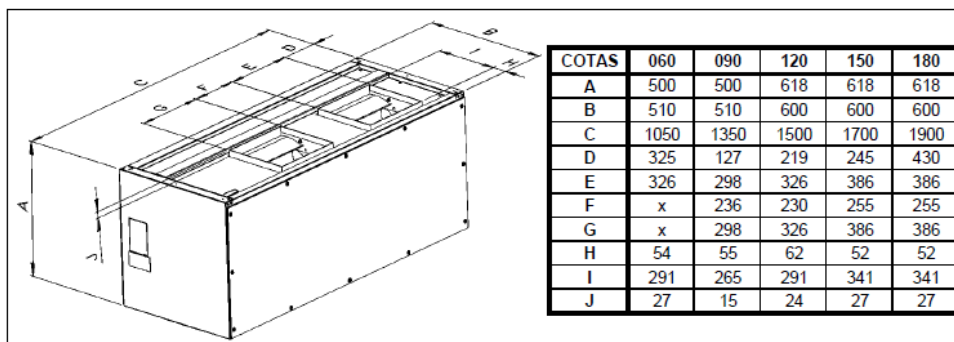


Fig. 1b - Módulo de Ventilação 40MS_060 a 180

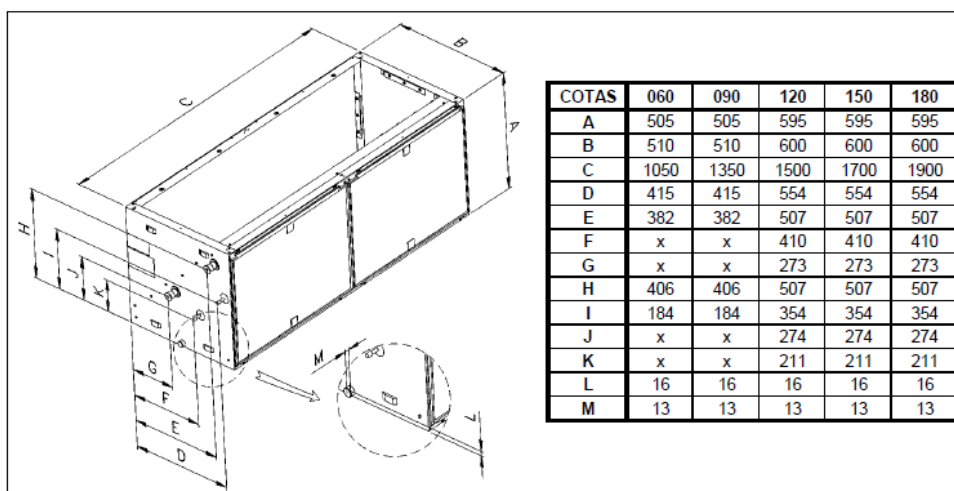


Fig. 1c - Módulo Trocador de Calor 40MS_060 a 180

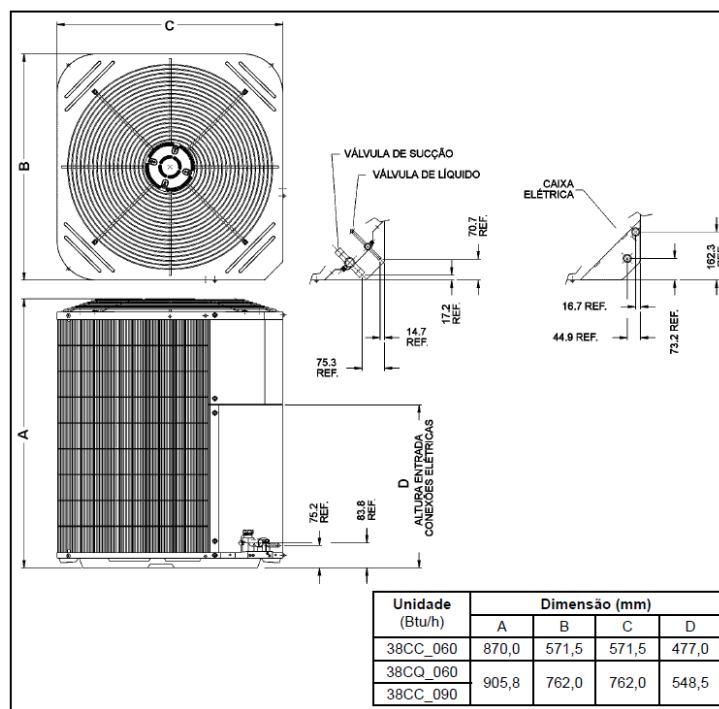


Fig. 1e - Unidade Condensadora 38C_060/090

Fonte: (CARRIER, 2013)

ANEXO A.4 – Dados elétricos unidade condensadora.

Carrier

8 Dados Elétricos

Tabelas 3 - Dados Elétricos

Condensadoras 38MSC com Evaporadoras 40MSC

UNIDADE			38MSC												38C				38HCA									
CAPACIDADE NOMINAL			060			090			120			150			180			060		090		060		090				
VOLTAGEM			220	380	440	220	380	440	220	380	440	220	380	440	220	380	440	220	380	220	380	220	380	220	380			
CORRENTE (A)	NOMINAL	MOTOR	S/P	3,2	1,8	1,6	3,4	2,0	1,7	6,1	3,5	3,1	6,3	3,6	3,2	6,4	3,7	3,2	1,8	1,0	2,9	1,7	1,9	1,1	2,9	1,7		
		R/N	4,5	2,6	2,3	5,2	3,0	2,6																				
		COMPRESSOR 1		15,8	9,1	7,9	21,3	12,3	10,7	15,8	9,1	7,9	15,8	9,1	7,9	21,3	12,3	10,7	15,7	9,1	18,3	10,6	15,7	9,1	18,3	10,6		
		COMPRESSOR 2																										
		TOTAL	S/P	19,0	10,9	9,5	24,7	14,3	12,4	37,7	21,7	18,9	43,4	25,0	21,8	49,0	28,3	24,6	17,5	10,1	21,2	12,3	17,6	10,2	21,2	12,3		
		R/N	20,3	11,7	10,5	26,5	15,3	13,3																				
	MÁXIMA	MOTOR	S/P	4,3	2,5	2,2	4,3	2,5	2,2	8,7	5,0	4,4	8,7	5,0	4,4	8,7	5,0	4,4	1,8	1,0	2,9	1,7	1,9	1,1	2,9	1,7		
		R/N	5,5	3,2	2,8	5,5	3,2	2,8																				
		COMPRESSOR 1		21,1	12,2	10,6	26,7	15,4	13,3	21,1	12,2	10,6	21,1	12,2	10,6	26,7	15,4	13,3	18,3	10,6	22,5	13,0	18,3	10,6	22,5	13,0		
		COMPRESSOR 2																										
		TOTAL	S/P	25,4	14,7	12,8	21,0	17,9	15,5	50,9	29,4	15,0	56,5	32,6	28,3	62,1	35,8	31,0	20,1	11,6	25,4	14,7	20,3	11,7	25,4	14,7		
		R/N	26,6	15,4	13,4	32,2	18,6	16,1																				
POTÊNCIA (W)	NOMINAL	MOTOR	S/P	600			675			1340			1415			1490			388			625			409			
		R/N	1080			1370																						
		COMPRESSOR 1		5100			7000			5100			5100			7000			4160			6340			4160			
		COMPRESSOR 2								5100			7000			7000												
		TOTAL	S/P	5700			7675			11540			13515			15490			4548			6965			4569			6965
		R/N	6180			8270																						
	MÁXIMA	MOTOR	S/P	1150			1150			1975			1975			1975			388			625			409			
		R/N	1500			1500																						
		COMPRESSOR 1		6460			8550			6460			6460			8550			5220			8080			5220			
		COMPRESSOR 2								6460			8550			8550												
		TOTAL	S/P	7570			9700			14895			16985			19075			5608			8705			5629			8705
		R/N	7960			10050																						

UNIDADE			40MSC															
CAPACIDADE NOMINAL			060			090			120			150			180			
VOLTAGEM			220	380	440	220	380	440	220	380	440	220	380	440	220	380	440	
CORRENTE (A)	NOMINAL	MOTOR	S/P	3,1	1,8	1,5	6,1	3,5	3,1	6,1	3,5	3,1	8,7	5,0	4,3	11,9	6,9	5,9
		R/N																
		COMPRESSOR 1																
		COMPRESSOR 2																
		TOTAL	S/P	3,1	1,8	1,5	6,1	3,5	3,1	6,1	3,5	3,1	8,7	5,0	4,3	11,9	6,9	5,9
		R/N																
	MÁXIMA	MOTOR	S/P	3,6	2,1	1,7	7,0	4,0	3,6	7,0	4,0	3,6	10,0	5,8	4,9	13,7	7,9	6,8
		R/N																
		COMPRESSOR 1																
		COMPRESSOR 2																
		TOTAL	S/P	3,6	2,1	1,7	7,0	4,0	3,6	7,0	4,0	3,6	10,0	5,8	4,9	13,7	7,9	6,8
		R/N																
POTÊNCIA (W)	NOMINAL	MOTOR	S/P	968,60	971,50	937,40	1813,00	1796,83	1842,76	1813,00	1796,83	1842,76	2817,87	2797,26	2785,48	3718,30	3723,98	3687,05
		R/N																
		COMPRESSOR 1																
		COMPRESSOR 2																
		TOTAL	S/P	968,60	971,50	937,40	1813,00	1796,83	1842,76	1813,00	1796,83	1842,76	2817,87	2797,26	2785,48	3718,30	3724,00	3687,05
		R/N																
	MÁXIMA	MOTOR	S/P	1113,93	1117,19	1077,99	2085,00	2066,35	2119,18	2085,00	2066,35	2119,18	3240,55	3216,85	3203,31	4276,00	4282,58	4240,11
		R/N																
		COMPRESSOR 1																
		COMPRESSOR 2																
		TOTAL	S/P	1113,93	1117,19	1077,99	2085,00	2066,35	2119,18	2085,00	2066,35	2119,18	3240,55	3216,85	3203,31	4276,00	4282,58	4240,11
		R/N																

Fonte: (CARRIER, 2013)

ANEXO B – Tabelas para o selecionamento da bomba de água gelada.**ANEXO B.1 – Coeficiente de Hazen – Willians**

MATERIAL	λ
COBRE	130
CONCRETO BEM ACABADO	130
CONCRETO COM ACABAMENTO COMUM	120
FERRO FUNDIDO NOVO	130
FERRO FUNDIDO EM USO	90
FERRO FUNDIDO REVESTIDO DE CIMENTO	130
GRÊS CERAMICO VIDRADO (MANILHA)	110
LATÃO	130
MADEIRA EM ADUELAS	120
VIDRO	140
PLÁSTICO	140

Fonte: Adaptado do catálogo KSB (2001)

ANEXO B.2 – Perda de carga localizada de tubulação.

Comprimentos equivalentes a perdas localizadas. (Expressos em metros de canalização retilínea)*

DIÂMETRO D	Comprimentos equivalentes a perdas localizadas. (Expressos em metros de canalização retilínea)*																		
	COTOVELO 90° RAIO LONGO	COTOVELO 90° RAIO MÍDIO	COTOVELO 90° RAIO CURTO	COTOVELO 45°	CURVA 90° R/D - 1/2	CURVA 90° R/D - 1	CURVA 45°	ENTRADA NORMAL	ENTRADA DE BORDA	REGISTRO DE GAVETA ABERTO	REGISTRO DE GLOBO ABERTO	REGISTRO DE ÂNGULO ABERTO	TÊ PASSAGEM DIRETA	TÊ SAÍDA DE LADO	TÊ SAÍDA BILATERAL	VÁLVULA DE PE E CRIVO	SAÍDA DA CANALIZAÇÃO	VÁLVULA DE RETENÇÃO TIPO LEVE	VÁLVULA DE RETENÇÃO TIPO PESADO
mm																			
13 ½	0,3	0,4	0,5	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,4	0,1	4,9	2,6	0,3	1,0	1,0	3,6	0,4	1,1	1,6
19 ¾	0,4	0,6	0,7	0,3	0,3	0,4	0,2	0,3	0,5	0,1	6,7	3,6	0,4	1,4	1,4	5,6	0,5	1,6	2,4
25 1	0,5	0,7	0,8	0,4	0,3	0,5	0,2	0,3	0,7	0,2	8,2	4,6	0,5	1,7	1,7	7,3	0,7	2,1	3,2
32 1¼	0,7	0,9	1,1	0,5	0,4	0,6	0,3	0,4	0,9	0,2	11,3	5,6	0,7	2,3	2,3	10,0	0,9	2,7	4,0
38 1½	0,9	1,1	1,3	0,6	0,5	0,7	0,3	0,5	1,0	0,3	13,4	6,7	0,9	2,8	2,8	11,6	1,0	3,2	4,8
50 2	1,1	1,4	1,7	0,8	0,6	0,9	0,4	0,7	1,5	0,4	17,4	8,5	1,1	3,5	3,5	14,0	1,5	4,2	6,4
63 2½	1,3	1,7	2,0	0,9	0,8	1,0	0,5	0,9	1,9	0,4	21,0	10,0	1,3	4,3	4,3	17,0	1,9	5,2	8,1
75 3	1,6	2,1	2,5	1,2	1,0	1,3	0,6	1,1	2,2	0,5	26,0	13,0	1,6	5,2	5,2	20,0	2,2	6,3	9,7
100 4	2,1	2,8	3,4	1,3	1,3	1,6	0,7	1,6	3,2	0,7	34,0	17,0	2,1	6,7	6,7	23,0	3,2	6,4	12,9
125 5	2,7	3,7	4,2	1,9	1,6	2,1	0,9	2,0	4,0	0,9	43,0	21,0	2,7	8,4	8,4	30,0	4,0	10,4	16,1
150 6	3,4	4,3	4,9	2,3	1,9	2,5	1,1	2,5	5,0	1,1	51,0	26,0	3,4	10,0	10,0	39,0	5,0	12,5	19,3
200 8	4,3	5,5	6,4	3,0	2,4	3,3	1,5	3,5	6,0	1,4	67,0	34,0	4,3	13,0	13,0	52,0	6,0	16,0	25,0
250 10	5,5	6,7	7,9	3,8	3,0	4,1	1,8	4,5	7,5	1,7	85,0	43,0	5,5	16,0	16,0	65,0	7,5	20,0	32,0
300 12	6,1	7,9	9,5	4,6	3,6	4,8	2,2	5,5	9,0	2,1	102,0	51,0	6,1	19,0	19,0	78,0	9,0	24,0	38,0
350 14	7,3	9,5	10,5	5,3	4,4	5,4	2,5	6,2	11,0	2,4	120,0	60,0	7,3	22,0	22,0	90,0	11,0	28,0	45,0

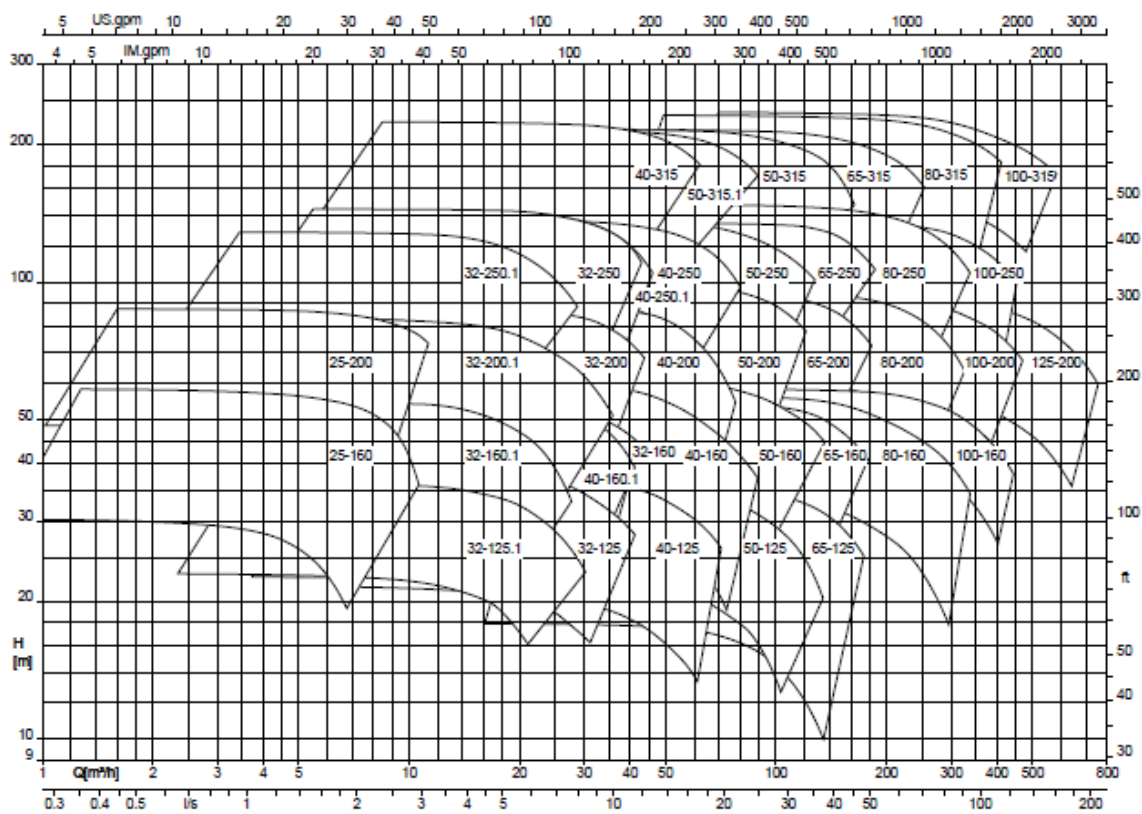
* Os valores indicados para registros de globo, aplicam-se também às torneiras, válvulas para chuveiros e válvulas de descarga.

Fonte: Catálogo KSB (2001)

ANEXO B.3 – Diagramas característicos para o selecionamento de bomba

Diagramas de características

MegaCPK, Meganorm, Megabloc, $n = 3500$ rpm



Fonte: Catálogo KSB (2001)

ANEXO B.4 – Curvas características para o selecionamento de bomba e rotor



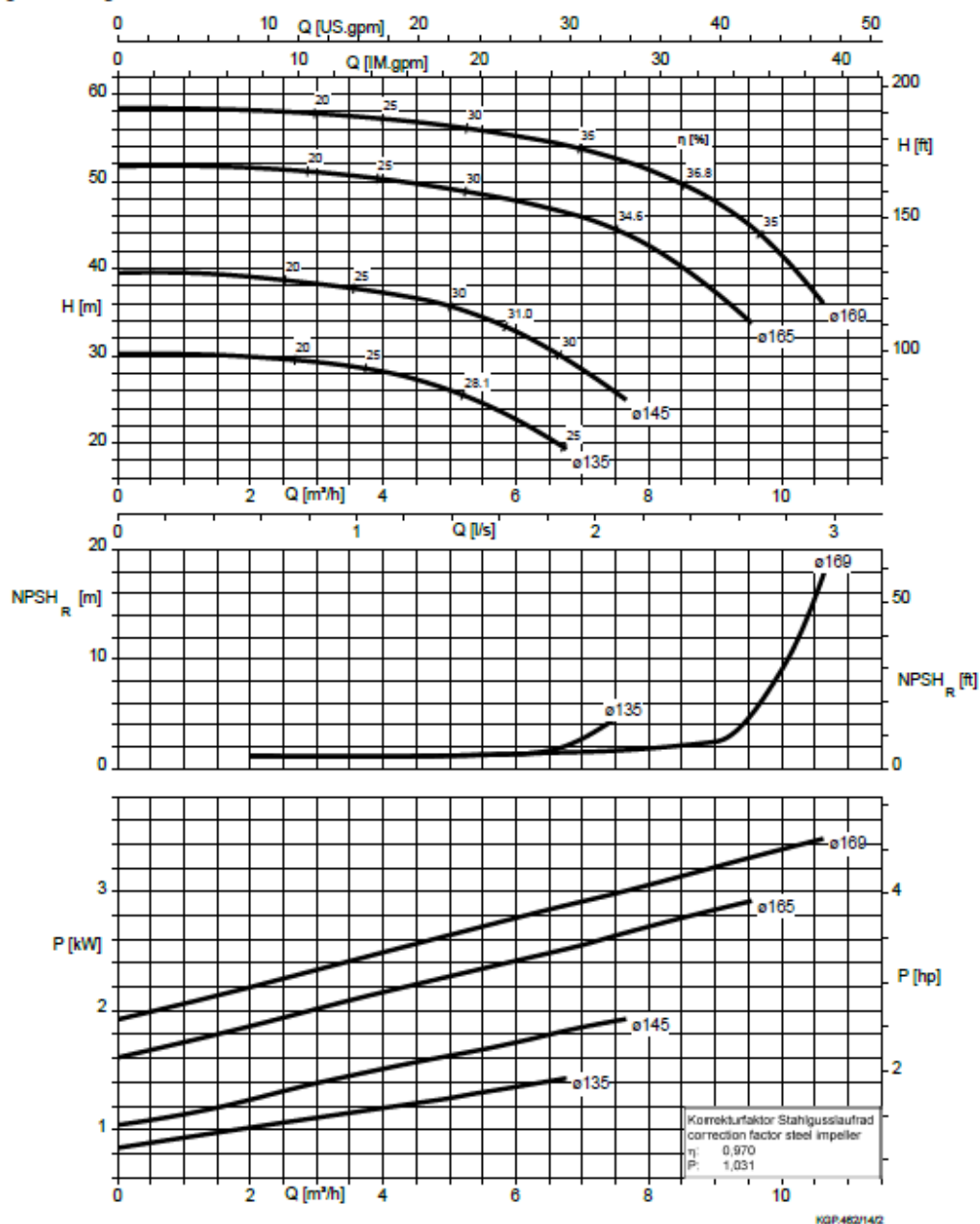
Bombas centrífugas com vedação do eixo
Bombas químicas standard

Curvas características

n = 3500 r.p.m.

MegaCPK 040-025-160, n = 3.500 rpm

Meganorm, Megabloc



Fonte: Catálogo KSB (2001)

ANEXO C – Dados técnicos equipamento SkyAir Dutado.

Tipo Duto - Média e alta pressão estática

		30		36		42		48			
Modelo	Unidade interna		FBQ30DVL	FBQ36DVL	FBQ42DVL	FBQ48DVL					
	Unidade externa		RZR30LUVL	RZR36LUVL	RZR42LUVL	RZR48LUVL					
Fonte de alimentação		Unidade Interna		1 Fase, 220/230 V, 60 Hz							
		Unidade Externa		1 Fase, 220/230 V, 60 Hz							
Capacidade de resfriamento*1 (Min. - Max.)		kW		9,1 (4,3-9,6)	10,5 (5,0-11,2)	12,3 (5,7-14,0)	14,1 (6,2-15,4)				
		Btu/h		31.000 (14.700-32.800)	36.000 (17.100-38.200)	42.000 (19.400-47.800)	48.000 (21.200-52.500)				
Consumo de energia		Resfriamento		kW		kW		kW			
		COP		W/W		W/W		W/W			
		Cor		Branco							
Unidade Interna		Ventilador	Vazão de ar (Max./Min.)	32/23				39/28			
			Resfriamento	m ³ /min				cfm			
		Pressão estática externa*2 (Média-Alta)		Pa		50-200					
		Nível de ruído*3 Resfriamento (Alto/Baixo)		dB(A)		38/33				40/36	
		Dimensões (A x L x P)		mm		300 x 1.400 x 700					
		Massa		kg		46					
		Faixa de operação		Resfriamento		°CWB		14 to 25			
		Cor		Branco Marfim							
Unidade externa		Compressor	Tipo		Tipo Swing selado hermeticamente			Tipo Scroll selado hermeticamente			
			Potência do motor		kW		2,03		2,4		3,1
		Carga de Refrigerante (R-410A)		kg		3,35 (Charged for 30 m)			3,7 (Charged for 30 m)		
		Nível de ruído*3		Resfriamento		dB(A)		49		50	
				Modo Silêncio Noturno		dB(A)		44		45	
		Dimensões (A x L x P)		mm		990 x 940 x 320			1.170 x 900 x 320		
		Massa		kg		78		97			
Faixa de operação		Resfriamento		°CDB		21 to 46					
Conexões da tubulação		Linha de líquido		mm		ø9,5					
		Linha de gás		mm		ø15,9					
		Dreno	Unidade interna		mm		I.D ø25 x O.D ø32				
Unidade externa			mm		ø26,0 (Hole)						
Comprimento máximo da tubulação entre unidades		m		50 (Comprimento equivalente 70)							
Desnível máximo da instalação		m		30							
Isolamento térmico				Tubo de ar e líquido							

Nota:

*1 (FBQ30D): Capacidades de resfriamento são baseados nas seguintes condições: Temperatura interna: 27° TBS, 19° TBU; Temperatura externa: 35° TBS, 24° TBU.

Comprimento da tubulação refrigeração: 7,5 m (horizontal)

(FBQ36D-48D): Capacidades de resfriamento são baseados nas seguintes condições: Temperatura interna: Temperatura de sucção, 27° TBS, 19° TBU; Temperatura externa: 35° TBS, 24° TBU.

Comprimento da tubulação refrigeração: 7,5 m (horizontal)

*2 Configuração inicial é padrão.

*3 Valor de conversão da câmara anecoica medida de acordo com os parâmetros e critérios JIS. Durante a operação, estes valores podem ser um pouco mais elevados devido às condições ambientais.

Fonte: (DAIKIN, 2013)