



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia de Energia**

**ESTUDO DA CARGA TÉRMICA E *RESET SETPOINT*
DA TEMPERATURA DE ÁGUA GELADA DO
SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR EM
EDIFICAÇÃO PÚBLICA BASEADO NOS
PARÂMETROS EXTERNOS**

**Autor: Stéphanie Murta Gomes
Orientador: Dr. Augusto César de Mendonça Brasil**

**Brasília, DF
2019**



STÉPHANIE MURTA GOMES

**ESTUDO DA CARGA TÉRMICA E *RESET SETPOINT* DO SISTEMA DE
CONDICIONAMENTO DE AR EM EDIFICAÇÃO PÚBLICA BASEADO NOS
PARÂMETROS EXTERNOS**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia de Energia da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Orientador: Dr. Augusto César de Mendonça Brasil

**Brasília, DF
2019**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Gomes, Stéphanie Murta.

Estudo da carga térmica e *reset setpoint* do sistema de condicionamento de ar em edificação pública baseado nos parâmetros externos / Stéphanie Murta Gomes.

Brasília: UnB, 2019. 103 p. : il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2019. Orientação: Augusto César de Mendonça Brasil.

1. Carga térmica. 2. Reset Setpoint. 3. Condicionamento de ar
I. Brasil, Augusto César de Mendonça. II. Dr.

CDU Classificação



**ESTUDO DA CARGA TÉRMICA E *RESET SETPOINT* DO SISTEMA DE
CONDICIONAMENTO DE AR EM EDIFICAÇÃO PÚBLICA BASEADO NOS
PARÂMETROS EXTERNOS**

Stéphanie Murta Gomes

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 29/04/2019 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Dr: Augusto César de Mendonça Brasil, UnB/ FGA
Orientador

Prof. : Felipe Chagas Storti, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Dr: Luciano Gonçalves Noletto, UnB/ FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2019

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente a Deus por me capacitar e ajudar-me em todos os momentos difíceis que passei durante a graduação e em minha vida em geral. Agradeço a minha vó, Neli de Melo Assunção, que foi minha maior motivação para completar essa fase da minha vida. Muitas vezes, quando pensei em desistir, era sempre dela que me lembrava. A vontade de proporcionar esse orgulho para a pessoa detentora do maior coração do mundo, foi o que me fez chegar até aqui. Agradeço ao meu avô Francisco que se deslocava de muito longe toda semana apenas para almoçar comigo na UnB, infelizmente ele passou por alguns problemas de saúde e não pôde continuar indo até lá mas continuou me motivando e sempre esteve presente no meu dia a dia.

Agradeço também a minha mãe e meu pai que me sustentaram e me apoiaram. Todo agradecimento do mundo à minha tia Helena Sildea que sempre me impulsionou e me sustentou de todas as formas possíveis. Foi com ela que pude contar em vários momentos de necessidade e em nenhum deles ela deixou de me ajudar. Obrigada tia, reconheço todos os dias cada gesto e cada situação que a senhora esteve comigo, mesmo que muitas vezes eu não demonstre.

Agradeço também à minha irmã, Geovana Murta. Foram tantas as vezes que pude contar com ela, foram tantas lágrimas e alegrias divididas, tantas situações difíceis que superamos. Obrigada minha irmã! Era eu quem deveria ser seu porto seguro, sendo a irmã mais velha, mas foi você que me sustentou todo esse tempo. Não existem palavras, expressões ou números que possam dimensionar o tamanho do seu coração. Como minha irmã mais nova, era eu quem deveria ser seu ponto de referência, mas ao contrário disso quero te dizer que me espelho em você. Sabe aquela expressão “ quando crescer quero ser igual a você”? É assim que me sinto em relação a minha irmãzinha. Obrigada. Espero um dia poder retribuir tudo que fez por mim, minha “ganbatte”.

RESUMO

O presente estudo tem como finalidade estabelecer um método baseado nos cálculos de carga térmica para o sistema de condicionamento de ar do tipo água gelada e nos parâmetros externos do edifício para que seja realizado um auto ajuste através do sistema de automação, *software* Trace 700 SC v.4, no *setpoint* do atual sistema de automação com a finalidade de gerar economia de energia. Atualmente o sistema apresenta um *setpoint* (sistema de controle) de temperatura, de entrada da água no *chiller* equivalente a 12 °C e de saída equivalente a 7 °C, as quais foram definidas utilizando os piores parâmetros externos medidos no ano, ou seja, a maior temperatura de bulbo seco e pior umidade relativa do ar. Porém os parâmetros externos são variáveis, modificam-se de forma temporal, ou seja, existe variação de temperatura e umidade durante todo intervalo do dia, portanto, este documento propõe um estudo baseado em testes a serem realizados juntamente com o suporte do sistema de automação alterando gradativamente a temperatura de entrada e saída da água do *chiller* e fazendo a contabilidade dos dados de acordo com os parâmetros externos para que seja realizada uma automação mais apurada resultando em um sistema com maior eficiência energética. Após implementar as mudanças no sistema pôde-se notar o aumento da eficiência energética do edifício umas vez que houve economia de energia mensal totalizando o valor de R\$ 87.551,82 no período de 6 meses (julho a dezembro).

Palavras-chave: *Setpoint*, carga térmica, temperatura externa, umidade, economia de energia, eficiência energética.

ABSTRACT

This study aims to establish a method based on the calculations of thermal load for the air conditioning system and the external parameters of the building Headquarters of the Federal Police Department so that a self-tuning can be performed through the software Trace 700 SC v.4 in the *setpoint* of the current automation system in order to generate energy savings. At present, the system has a temperature control set, water input in the *chiller* equivalent to 12 °C and output equivalent to 7 °C, which were defined using the worst external parameters measured in the year, that is the highest temperature of dry bulb and worse relative humidity of the air. However, the external parameters are variable, they are modified in a temporal way, there is variation of temperature and humidity throughout the day, therefore, this document proposes a study based on tests to be performed together with the support of the automation system by gradually altering the *chiller* water inlet and outlet temperature and accounting the data according to external parameters so that more accurate automation can be performed, resulting in a more energy efficient system. After implementing the changes in the system it was possible to notice the increase of the energy efficiency of the building once there was monthly energy saving totaling the amount of R \$ 87,551.82 in the period of 6 months (July to December).

Keywords: Setpoint, thermal load , outside temperature , humidity, energy savings, energy efficiency.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	9
1.1. ASPECTOS GERAIS	9
1.2. LEGISLAÇÃO/NORMAS	11
1.2.1 Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE)	12
1.2.2 Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (Procel)	12
1.2.3 Programa Nacional da Racionalização do Uso dos Derivados do Petróleo e do Gás Natural (Conpet)	13
1.2.4 Programas de Eficiência Energética das Concessionárias	13
1.2.5 Lei de Eficiência Energética A Lei nº 10.295	14
1.2.6 Comitê Gestor de Indicadores e Níveis de Eficiência Energética	14
1.2.7 Plano Nacional de Eficiência Energética	15
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	16
2.1 FUNCIONAMENTO E CLASSIFICAÇÃO DOS SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR	18
2.2 CÁLCULO ANALÍTICO GERAL DE CARGA TÉRMICA	19
2.2.1 Conceitos Básicos	20
2.2.2 Metodologia do Cálculo Analítico	21
2.2.2.1 Condução através de superfícies	21
2.2.2.2 Ganho de calor proveniente de pessoas no ambiente	26
2.2.2.3 Ganho de calor através de equipamentos	27
2.2.2.4 Infiltração de ar	28
2.2.2.5 Carga térmica proveniente da ventilação	30
2.2.2.6 Outros ganhos de calor pelo ambiente	31
3 METODOLOGIA	33
3.1 PSICROMETRIA E CONFORTO TÉRMICO	34
3.2 PROJETO DO CONDICIONAMENTO DE AR DO EDIFÍCIO	40
3.2.1 Cálculo de Carga Térmica Realizado no Edifício	40
3.2.2 Componentes do Sistema de Ar do Edifício	42
3.2.3 Funcionamento do Sistema	48
4 DIMENSIONAMENTO DE EQUIPAMENTO BASEADO NO CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA	48
5 RESULTADOS	50
5.1 ROTINA DE TERMOACUMULAÇÃO	
5.2 RESET SETPOINT	
5.2.1 Sistema de umidificação	
5.2.2 Sistema de automação Tracer SC	
5.2.3 Economia de energia	
6 CONCLUSÕES	
7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	
ANEXOS	65

1. INTRODUÇÃO

Este capítulo tem como finalidade apresentar aspectos relacionados à necessidade do aumento da eficiência energética em edificações em geral.

1.1. ASPECTOS GERAIS

A redução no consumo de energia em edifícios públicos e privados é um tema bastante abordado atualmente. A busca por soluções inovadoras para que sejam atingidas metas de economia é cada vez mais constante. No Brasil, o consumo de energia elétrica em edificações corresponde a cerca de 42% do consumo total de energia elétrica (MME, 1995). Em 2001, os prédios públicos brasileiros consumiam algo em torno de 8,5 bilhões de kWh por ano, representando 643 milhões de dólares que eram destinados a pagar somente pelo consumo de energia elétrica durante um ano (Eletrobrás, 2001).

O constante avanço tecnológico vem influenciando de maneira direta o uso de energia em edificações, ou seja, na característica da forma que os indivíduos vêm utilizando essa energia (Thales de Andrade, 2004). Os equipamentos, os usuários, a variação no clima, as atividades executadas no ambiente em questão também causam alteração nesse uso. Os materiais utilizados para construção de determinado edifício, a posição geográfica e orientação solar, o envoltório do prédio, a iluminação natural, bem como a ventilação, a idade da edificação também são fatores essenciais no que se refere ao consumo energético. Por isso, é de suma importância que os métodos de previsão do uso energético sejam estudados e implementados.

Existem diversas técnicas para redução do consumo dessa energia que podem ser aplicados nos projetos de construção ou reforma, como a utilização de materiais apropriados que garantam menos troca de calor com o meio externo, bem como o aumento de áreas verdes e otimização referente a utilização da luz natural (MME, 2005). Tais medidas compensam a parcela extra de calor proveniente dos

meios urbanos que é descarregada sobre o edifício o que exige ainda mais do sistema de resfriamento.

Em ambientes muito urbanizados, é comum o efeito da ilha de calor, que acarreta maior consumo de energia elétrica das edificações localizadas nestas áreas por necessitar de um sistema de ar condicionado que compense, internamente, os efeitos provocados pela ilha de calor no ambiente externo. Há um aumento de 2,6% a 3,6% da carga elétrica máxima para cada aumento de 1 °C na temperatura externa ao edifício em aglomerados urbanos cuja população seja maior que 100 mil habitantes. Um aumento de 1% na carga do edifício quando analisado na escala urbana pode representar um significativo aumento no consumo de energia e na capacidade instalada do sistema elétrico de uma grande cidade ou metrópole (CARLO, 2002).

Dentre toda a demanda de energia presente em um edifício, o sistema que mais consome é o de condicionamento de ar, representando quase metade do consumo total de energia elétrica da edificação, como pode ser visto na Figura 1.

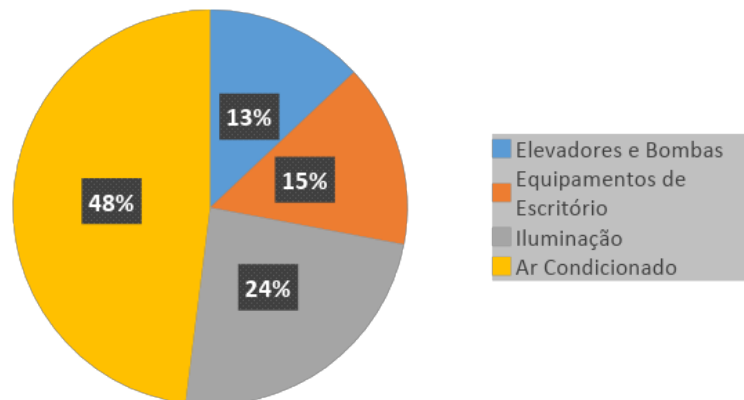


Figura 1. Perfil de Consumo em prédios Públicos (ELB, 2001).

Sendo assim, dentre todos os sistemas existentes dentro de uma edificação, uma redução no consumo do sistema de condicionamento de ar, proporcionará um grande impacto na economia de energia.

Existem diversos meios para que tais metas sejam atingidas, como por exemplo fornecimento de orientações, como medida simples, para que portas e

janelas sejam mantidas fechadas quando o ar-condicionado estiver ligado ou desligá-lo quando não houver ninguém no ambiente e evitar usá-lo no horário de ponta – ou seja, após as 18h. Porém, muitas vezes os meios utilizados não são usufruídos de forma adequada.

Uma alternativa eficiente são as possibilidades relacionadas com os níveis de temperatura adotados nos projetos de sistemas de climatização. O objetivo deste trabalho é avaliar a possibilidade de alteração do *setpoint* de alguns pontos do sistema de climatização e verificar o impacto destas alterações no desempenho energético do sistema de climatização e global do edifício, ou seja, temperatura de saída da água gelada no *chiller* e temperatura de entrada da água de condensação no *chiller*. Existe ainda a possibilidade de alterar a temperatura de bulbo seco no ambiente climatizado, porém essa não será abordada devido ao conceito de conforto térmico ser muito variável de indivíduo para indivíduo.

No projeto de reforma do ar condicionado realizado em 2010 do Edifício estudado neste trabalho, o valor adotado da temperatura de entrada da água no *chiller* foi de 12 °C e da água gelada de saída foi de 7 °C, utilizando-se como parâmetro o pior dia do ano (a maior temperatura de bulbo seco medida). O valor do *setpoint* definido (7 °C) é usualmente utilizado em sistemas de climatização com *chiller* com condensação a água. Porém, o sistema pode operar com diferentes níveis de temperatura e o impacto da mudança deste parâmetro reflete em economia de energia. Tal economia faz-se viável através do ajuste automático na temperatura de entrada e saída da água do *chiller* baseando-se nos parâmetros/condições do meio externo, ou seja, temperatura e umidade do ar, através do sistema de automação.

Existe um potencial de redução no consumo de energia em edificações, e no caso do presente estudo, ou seja, edificações com plantas de água gelada com condensação a água, a economia de energia está ligada a modificações no *setpoint* de saída da água gelada.

1.2 LEGISLAÇÃO/NORMAS

A crescente preocupação com a economia de energia fez com que fossem elaborados documentos e normas que direcionassem, principalmente os prédios públicos, no sentido de incentivar mudanças relacionadas a sustentabilidade da edificação. A seguir estão listadas as leis, normas e publicações referentes a economia de energia em edificações.

1.2.1 Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE)

Em 1984, o Inmetro iniciou, juntamente com o Ministério de Minas e Energia (MME), uma discussão sobre a conservação de energia, com a finalidade de contribuir para a racionalização no seu uso no país, informando os consumidores sobre a eficiência energética de cada produto. Esse esforço deu início ao Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE). O PBE promove a eficiência energética por meio de etiquetas informativas a respeito do desempenho de máquinas e equipamentos energéticos, sendo de adesão compulsória para alguns equipamentos a partir da Lei 10.295, publicada em outubro de 2001 (conhecida por “Lei de Eficiência Energética”). Há dezenas de equipamentos etiquetados como, por exemplo, refrigeradores, congeladores verticais e horizontais, máquinas de lavar roupa, condicionadores de ar, motores elétricos trifásicos, lâmpadas fluorescentes compactas, aquecedores de água de passagem, fogões e fornos domésticos a gás, entre outros. De 2006 a 2013, a etiquetagem de lâmpadas foi responsável por uma economia de cerca de R\$ 23 bilhões. No tocante a Refrigeradores e Condicionadores de Ar, estima-se uma economia de R\$ 6 bilhões, desde 2000 (MME, 2015).

1.2.2 Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (Procel)

Criado em 1985, coordenado pelo MME e operacionalizado pela Eletrobrás, o Procel é constituído por diversos subprogramas, dentre os quais se destacam ações nas áreas de iluminação pública, industrial, saneamento, educação, edificações, prédios públicos, gestão energética municipal, informações, desenvolvimento tecnológico e divulgação. As ações de marketing, notadamente a etiquetagem, o Selo e o Prêmio Procel, são responsáveis por cerca de 90% dos resultados do

Programa. Desde sua criação já foram investidos mais de R\$ 1,4 bilhão, sendo o Programa responsável pela economia estimada de cerca de 70 TWh, equivalente ao suprimento de 35 milhões de residências durante um ano. Ao longo dos últimos dez anos, os programas de eficiência energética no Brasil cresceram, em média, 15% ao ano. Em 2003, o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica – Procel foi responsável por uma economia de energia de 1,82 TWh, chegando a 6,16 TWh, no ano de 2010 e 9,74 TWh em 2013. De 2003 até o presente, os refrigeradores domésticos passaram a consumir cerca de 15% menos energia, enquanto que o número de categorias agraciados com o Selo Procel cresceu (CEPEL, 2015).

1.2.3 Programa Nacional da Racionalização do Uso dos Derivados do Petróleo e do Gás Natural (Conpet)

Criado em 1991, coordenado pelo MME e operacionalizado pela Petrobras, o Programa Nacional da Racionalização do Uso dos Derivados do Petróleo e do Gás Natural (Conpet) é constituído por vários subprogramas, dentre os quais se destacam ações na área de transporte de carga, passageiros e combustíveis, educação, marketing e premiação. Um destes programas, o Economizar, atende a 22 estados da Federação e possui mais de 5.000 empresas participantes, tendo promovido a economia de mais de 1 bilhão de litros de diesel e evitado a emissão de cerca de 2,7 milhões de toneladas de CO₂ e de 60 mil toneladas de material particulado desde sua criação. De 2003 a 2013, o Selo Conpet para fogões a gás, fornos e aquecedores de água promoveu uma economia de cerca de 6 milhões de metros cúbicos no consumo de GLP, o que representa 10 milhões de toneladas de CO₂ evitado. Em 2012, foram incorporados critérios de eficiência energética no novo regime automotivo, permitindo que, hoje, 70% dos automóveis vendidos no Brasil possuam etiqueta de eficiência energética. Em junho de 2014, eram mais de 550 modelos, em 36 marcas diferentes. Até 2017, 100% da produção nacional deverá estar etiquetada. O uso do Selo Conpet está associado aos modelos que utilizam a Etiqueta Nacional de Conservação de Energia, que compara os automóveis semelhantes em suas categorias desde “A”, para mais eficientes, até “E”, para menos eficientes, e informa o consumo de combustível do veículo. Recebem o Selo Conpet aqueles modelos eficientes em suas categorias e também eficientes na

comparação com todos os demais modelos participantes do programa (CEPEL, 2015).

1.2.4 Programas de Eficiência Energética das Concessionárias

No Brasil, a Agência Nacional de Energia Elétrica (Aneel) estabelece obrigações e encargos das Concessionárias de Energia Elétrica perante o poder concedente. Uma dessas obrigações consiste em aplicar anualmente o montante de no mínimo 0,5% de sua receita operacional líquida, em ações que tenham por objetivo o combate ao desperdício de energia elétrica. Desde sua criação, os programas de eficiência energética totalizaram investimentos superiores a R\$ 5,7 bilhões. Em 2013 o Programa foi responsável por uma economia de aproximadamente 9,1 TWh e uma retirada de ponta de 2,8 GW. Nesse período, foram realizados 3.219 projetos de eficiência energética, sendo substituídos mais de 800 mil refrigeradores antigos e obsoletos por modelos novos e eficientes (CEPEL, 2015).

1.2.5 Lei de Eficiência Energética: A Lei nº 10.295

A Lei de Eficiência Energética nº 10.295, de 17 de outubro de 2001, dispõe sobre a Política Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia, estabelecendo “níveis máximos de consumo específico de energia, ou mínimos de eficiência energética, de máquinas e aparelhos fabricados ou comercializados no país”. Em 19 de dezembro de 2001, o Decreto nº 4.059 veio a regulamentar a Lei, instituindo o CGIEE - Comitê Gestor de Indicadores e Níveis de Eficiência Energética, encarregado de operacionalizar o estabelecido pela lei. Um estudo realizado em 2012 aponta que os equipamentos regulamentados e em regulamentação serão capazes de reduzir o consumo de energia elétrica em 14 TWh/ano em 2030 e a demanda de ponta em 9 GW. Em junho de 2012, iniciou-se a gradativa retirada das lâmpadas incandescentes ineficientes do mercado, a começar pelas de potência maior que 100 Watts. Os benefícios energéticos desta medida, nos próximos vinte anos, representarão cerca de 10 TWh/ano, equivalente à expansão de 2.433 MW na oferta, proporcionando uma economia de aproximadamente R\$ 6 bilhões em custos de geração, transmissão e distribuição. A

implementação destas medidas são parte do esforço do governo federal no sentido de promover a eficiência energética no Brasil, alinhando-se com as premissas e diretrizes do Plano Nacional de Eficiência Energética (PNEf) (CEPEL, 2015).

1.2.6 Comitê Gestor de Indicadores e Níveis de Eficiência Energética (CGIEE)

Instituído por meio do Decreto Nº 4.059/2001, o Comitê Gestor de Indicadores e Níveis de Eficiência Energética (CGIEE) tem por objetivo implementar o disposto na Lei de Eficiência Energética. Suas principais atribuições são: regulamentar os níveis máximos de consumo de energia ou mínimos de eficiência energética de aparelhos consumidores de energia, estabelecer Programas de Metas com indicação da evolução dos níveis a serem alcançados por cada equipamento regulamentado e constituir Comitês Técnicos para analisar matérias específicas. O processo de definição dos parâmetros necessários para a regulamentação dos equipamentos se fundamenta em metodologias e regulamentos específicos, estudos de impacto e priorização, critérios de avaliação de conformidade, e conta com laboratórios credenciados para ensaios e testes. Tanto a Lei quanto o Decreto estabelecem a obrigatoriedade de realização de audiências públicas para aprovação das regulamentações específicas. O CGIEE é composto pelo MME, que o preside, Ministério de Desenvolvimento, Indústria e Comércio – MDIC, Ministério de Ciência, Tecnologia e Inovação - MCTI, Aneel, Agência Nacional de Petróleo (ANP), por um representante de universidade brasileira e um cidadão brasileiro, ambos especialistas em matéria de energia (CEPEL, 2015).

1.2.7 Plano Nacional de Eficiência Energética (PNEf)

Para fazer frente ao desafio de economizar 10% de energia no horizonte de 2030, o PNEf objetiva alinhar os instrumentos de ação governamental, orientar a captação dos recursos, promover o aperfeiçoamento do marco legal e regulatório afeto ao assunto, constituir um mercado sustentável de Eficiência Energética e mobilizar a Sociedade brasileira no combate ao desperdício de energia, preservando recursos naturais. O MME tem a responsabilidade de coordenar as atividades de implantação do Plano, acionando ou promovendo negociação com outros órgãos do

Governo Federal, Congresso Nacional, Estados, Municípios, Associações, Confederações, Universidades e instituições representativas (CEPEL, 2015).

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo serão apresentados conceitos relacionados aos tipos de sistemas de condicionamento de ar e seus respectivos ciclos de funcionamento.

2.1 FUNCIONAMENTO E CLASSIFICAÇÃO DOS SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR

Os sistemas de condicionamento de ar são classificados, quanto ao tipo de expansão (evaporação), em dois grupos: expansão direta ou expansão indireta. No primeiro caso a serpentina do trocador de calor (condicionador) recebe a carga de ar frio (ou quente) por meio de dutos ou diretamente do ambiente a ser resfriado ou aquecido (PROCEL, 2011). O segundo caso, ou seja, expansão indireta, ocorre quando a serpentina do trocador de calor faz uso de um meio intermediário (água) para realização da retirada de carga térmica do ambiente.

Quanto ao tipo de condensação, os sistemas de condicionamento de ar podem ser divididos em condensação a ar, a água ou evaporativa. No sistema de condensação a ar, a temperatura do fluido refrigerante deve ser superior à temperatura de bulbo seco do ar exterior (considerado nos cálculos), tanto em circulação normal quanto forçada. Já no sistema de condensação a água são utilizadas torres de resfriamento. A água utilizada pode ser sem retorno, água corrente ou com recirculação, sendo a temperatura de bulbo úmido do ar exterior inferior à temperatura da água de circulação; possibilitando a transferência de calor da água para o ar exterior. No caso do sistema de condensação evaporativa, a temperatura de bulbo úmido do ar exterior deve ser inferior à temperatura do fluido refrigerante (MME, 2011).

As unidades de condicionamento de ar podem ser do tipo *self-contained*, Figura 2, a qual já é composta por todos os componentes de um sistema de condicionamento de ar com exceção de dutos e tubos de água de condensação - caso o sistema seja de condensação a água - portanto, seu invólucro contém o

compressor de refrigeração, ventilador e motor, condensador (podendo ser a água ou a ar), além de filtros de ar e controles.

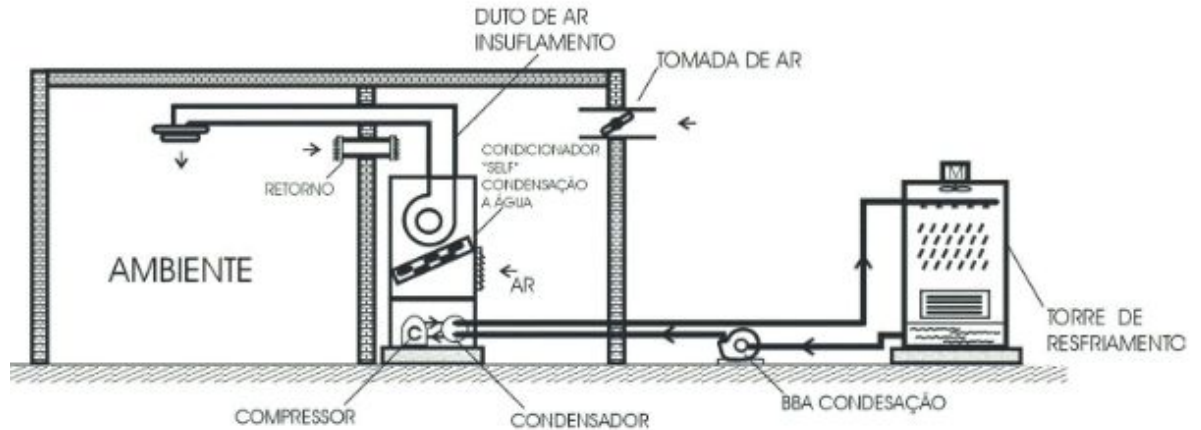


Figura 2. Condicionadores tipo 'self-contained' (PROCEL, 2011).

Também podem ser do tipo *fan-coil* (ventilador-serpentina), ou seja, apenas o invólucro, sendo o ventilador e motor, a serpentina e o filtro de ar e controles, unidades utilizadas no sistema de água (gelada ou quente).

Os sistemas de expansão direta são empregados para instalações pequenas e médias; e o de expansão indireta, para grandes instalações. No caso em questão, o sistema de condicionamento de ar é do tipo expansão indireta com condensação a água, o qual é caracterizado pelo fato de que o condensador troca calor com a água e esta utilizará um outro trocador, geralmente torres de resfriamento, para realizar a transferência de calor para o ar (PROCEL, 2011).

Dentre os sistemas de expansão indireta temos o *fancoil/chiller*, onde a condensação pode ser à água ou à ar. Nestes sistemas o ambiente a ser climatizado troca calor com um equipamento composto por uma serpentina e um ventilador (*fan-coil*). Pela serpentina, tem-se água fria em circulação, proveniente do *chiller*.

Nos sistemas à água, essa geralmente entra no *fan-coil* a uma temperatura de 12 °C e sai com uma temperatura de 7 °C. O calor retirado do ambiente climatizado é levado através da água em circulação e trocado com o fluido refrigerante no evaporador do *chiller*. Este fluido refrigerante é condensado através do uso de um

fluxo de água, que circula nas torre de arrefecimento e no condensador (PROCEL, 2011).

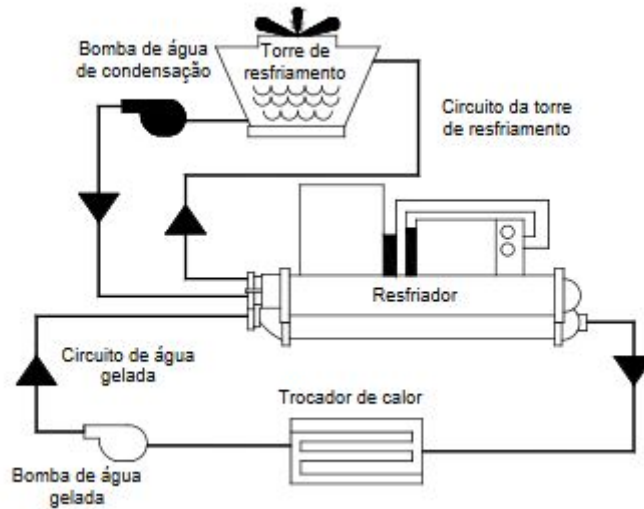


Figura 3. Sistema de 'Água Gelada' – Equipamento da Central de Água Gelada -CAG (PROCEL, 2011).

Em um sistema de expansão indireta com condensação a água, tem-se como característica o fato de que o condensador troca calor com a água e essa utilizará um outro trocador, geralmente uma torre de resfriamento, para transferir o calor para o ar.

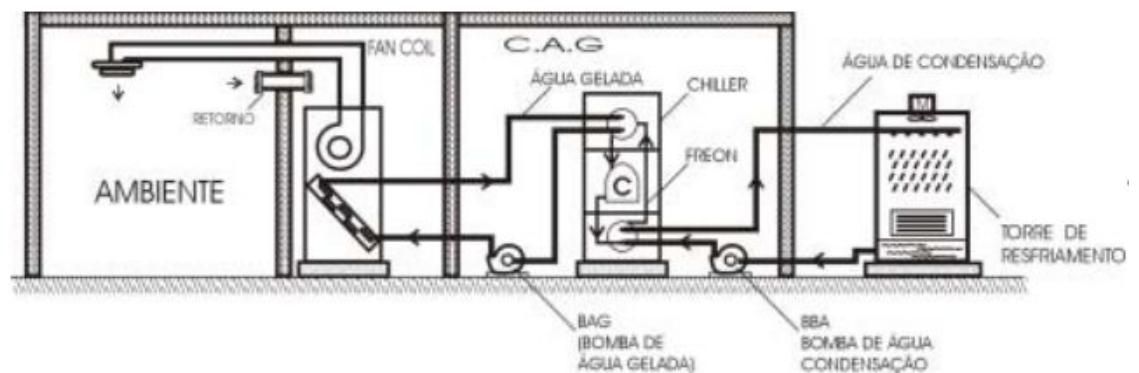


Figura 4. Sistema Típico de água gelada (PROCEL, 2011).

O estudo realizado neste trabalho é direcionado para este último sistema, ou seja, condicionamento de ar típico de água gelada.

2.2 CÁLCULO ANALÍTICO GERAL DE CARGA TÉRMICA

Este tópico descreve a metodologia do cálculo de carga térmica de uma edificação com base no manual desenvolvido pela ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating*).

2.2.1 Conceitos Básicos

O processo de condicionamento de ar é simplesmente uma transferência de energia a partir de uma substância a outra. Esta energia pode ser classificada como calor sensível ou latente. Calor sensível é a energia térmica que, quando adicionado ou removido de uma substância, resulta em uma mudança mensurável na temperatura de bulbo seco. Já alterações no conteúdo de calor latente de uma substância estão associadas com adição ou remoção de umidade. O calor latente também pode ser definido como a energia de calor "escondido" que é absorvida ou liberada quando a fase de uma substância é alterada, por exemplo quando a água é convertida em vapor, ou quando o vapor é convertido em água (Borgnakke, Claus; Sonntag, Richard; 2013)

A seleção de aquecimento, ventilação e ar condicionado -*Heating, Ventilation and Air Conditioning* (HVAC) componentes do sistema e os equipamentos deve ser sempre baseada em uma acurada determinação da carga térmica das edificações a serem instalados os equipamentos.

O método utilizado nesta seção é denominado *The Cooling Load Temperature Difference/Solar Cooling Load/ Cooling Load Factor* (CLTD/SCL/CLF) e foi desenvolvido pela ASHRAE.

A carga térmica de refrigeração um espaço é a taxa com que o calor deve ser removido do ambiente para que sejam mantidas as condições desejadas, ou seja, temperatura de bulbo seco e umidade relativa. A carga de arrefecimento para um local é composta por:

- Ganho de calor por condução a partir do exterior, através do telhado, paredes exteriores, clarabóias e janelas.
- Ganho de calor por radiação solar através de clarabóias e janelas.

- Ganho de calor por condução de espaços adjacentes, através do teto, interior, divisórias e andar.
- Ganhos de calor interno devido a pessoas, luzes, aparelhos e equipamentos.
- Ganho de calor devido a infiltração de ar quente, umidade no espaço livre, através de portas, janelas e pequenas fissuras no envoltório do edifício.

Além disso, a serpentina do sistema de arrefecimento do HVAC tem que lidar com outras componentes do edifício, incluindo:

- Ganho de calor devido ao ar exterior deliberadamente trazido para dentro do prédio para fins de ventilação.
- O calor gerado pelas ventoinhas e outros ganhos de calor devido ao funcionamento do sistema.

Foi suposto que o espaço não tem plenum (o espaço entre o teto e telhado), por conseguinte, todo o ganho de calor devido ao telhado e iluminação afeta diretamente o espaço.

Estes componentes de carga contribuem para o aumento do calor sensível e/ou latente no espaço. Sendo a condução de calor através do telhado, paredes exteriores, janelas, clarabóias, teto, interior, paredes e chão, assim como a radiação solar através dos vidros e clarabóias, contribuintes para o aumento apenas de calor sensível ao espaço. As pessoas dentro do ambiente contribuem tanto para o aumento de calor sensível como latente. A iluminação contribui apenas de calor sensível ao espaço, enquanto os equipamentos contribuem apenas de calor sensível, como por exemplo um computador, ou ambos (calor sensível e calor latente), como é o caso de uma máquina de café. A infiltração, em geral, contribui tanto calor sensível como latente (Fundamentals Handbook, 1997).

A serpentina de refrigeração tem que manter o arrefecimento do ambiente levando em consideração os componentes adicionais de ventilação e ganhos de calor do sistema. Ganhos de calor por ventilação contribuem tanto o calor sensível e latente à carga da serpentina. Outros ganhos de calor que ocorrem no sistema de climatização (a partir da ventoinha, por exemplo), em geral, contribuem para o aumento de calor sensível.

Um dos aspectos mais difíceis para estimativa da carga de arrefecimento para um ambiente é a determinação do momento em que esta carga máxima vai ocorrer. Isto se deve pelo fato dos componentes individuais que compõem a carga de refrigeração estarem, muitas vezes, em funcionamento com carga máxima em diferentes momentos do dia, ou mesmo diferentes meses do ano. Por exemplo, o ganho de calor através do telhado será mais alto no final da tarde uma vez que passou o dia inteiro sendo aquecido pelo sol. Por outro lado, o ganho de calor devido aos raios solares através de uma janela virada para o leste será maior no início da manhã, quando o sol está nascendo no leste e incidindo diretamente na superfície da janela.

Após o relato das condições internas para que seja atingido um grau de conforto térmico através do sistema de arrefecimento, deve-se considerar as condições externas do ambiente a ser climatizado para que a carga de refrigeração seja estimada.

O próximo passo para a realização de tal estimativa é determinar a frequência da temperatura do ar externo e a temperatura mais elevada medida. No verão, por exemplo, quando a temperatura exterior é elevada, a transferência de calor a partir do exterior para o ambiente a ser condicionado é maior.

Sistemas de climatização baseados apenas na temperatura exterior mais extrema em determinada localização são superdimensionados. Por isso, as temperaturas exteriores de design devem ser baseadas em sua frequência de ocorrência. As condições exteriores para vários locais podem ser encontrados nos ASHRAE Fundamentals Handbook.

2.2.2 Metodologia do Cálculo Analítico

2.2.2.1 Condução Através de Superfícies

A condução é o processo de transferência de calor através de um sólido, tal como uma parede, telhado, piso, teto, janela e clarabóia, ou seja, fluxos de calor originados de uma temperatura mais elevada para uma temperatura mais baixa.

Geralmente, quando se estima a carga máxima de arrefecimento para um espaço, a temperatura do ar exterior é mais elevada do que a temperatura do ar dentro do ambiente. Os ganhos de calor condução mais comuns para um espaço ocorrem por meio do telhado, paredes externas, e janelas.

A transferência de calor por condução em estado estacionário unidimensional é representada pela lei de Fourier (Borgnakke, Claus; Sonntag, Richard; 2013):

$$q = -(k * A) * dT/dx \quad (1)$$

Onde “q” representa o quociente de calor transmitido em Watts, k é a condutividade térmica em $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$, A é área da secção transversal de fluxo normal em m^2 e o gradiente de temperatura dt/dx em m/K . O sinal negativo indica que o fluxo de calor flui da maior temperatura para a menor (ASHARE, 1997).

A Equação (1) pode ser integrada ao longo de um caminho de fluxo de calor constante para obter:

$$q = k * \Delta T * (Am/Lm) = \Delta T/R \quad (2)$$

Onde Am é a área média da secção transversal de fluxo normal em m^2 ; Lm representa o comprimento médio de percurso de fluxo de calor em metros; ΔT é a diferença de temperatura total em Kelvin; R representa a resistência térmica em K/W .

Na maioria dos problemas de transferência de calor em estado estacionário ou regime permanente, mais de um modo de transferência está envolvido. Os vários coeficientes de transferência de calor podem ser combinados em um coeficiente global de modo que o total de calor transferido pode ser calculado a partir das temperaturas de terminais.

Considerando a transferência de calor a partir de um fluido para outro por um processo de estado estacionário em três etapas: a partir de um fluido mais quente a uma parede sólida, através da parede, em seguida, para um fluido mais frio. Um coeficiente de transferência de calor geral U com base na diferença entre a temperatura T_1 e T_2 dos dois fluidos, é definida como segue:

$$Q = U * A * \Delta T \quad (3)$$

Onde é previsto o ganho de calor por condução, onde “Q” representa a quantidade de calor transferido em Btu / h [W] , “A” equivale a área da superfície em que ocorre a transferência de calor em ft² [m²], “ΔT” é a diferença de temperatura em °F [°C] e “U” é coeficiente de transferência de calor global da superfície Btu/hr.ft² °F [W /m² •°K] (Borgnakke, Claus; Sonntag, Richard; 2013).

A equação representa uma simplificação ao estimar o ganho de calor por condução através de uma superfície exterior partindo do pressuposto que a superfície é completamente protegida, ou seja, a quantidade de calor transferida através da superfície é uma consequência direta de a diferença de temperatura entre o espaço e o ar livre. Este pressuposto, no entanto, não inclui a transferência de calor adicional que ocorre devido a incidência dos raios solares sobre a superfície.

A quantidade de calor transferido através de uma superfície exterior sombreada depende da área da superfície, do coeficiente de transferência de calor global, e da diferença de temperatura de bulbo seco de um lado da superfície para a outra.

O coeficiente global de transferência de calor (U) descreve a taxa à qual o calor será transferido através da estrutura. As paredes e telhados são tipicamente feitas de camadas de vários materiais. O coeficiente de uma parede ou teto específico é calculado pela soma das resistências térmicas (R_{total}) de cada uma dessas camadas e, em seguida, tomando o inverso obtém-se “U”. A ASHRAE tabula a resistência térmica de muitos materiais comuns utilizados na construção de paredes, telhados, tetos e pisos.

$$U = 1/R_{total} \quad (4)$$

A maioria das superfícies exteriores de um edifício, no entanto, são expostos a luz solar direta durante a maior parte do dia. A energia térmica gerada pelo sol é irradiada para a Terra e, na medida em que se desloca em linha reta e ao alcançar uma superfície, pode ser refletida por uma superfície. Os raios solares podem passar por uma superfície transparente (como o vidro), mas também não podem passar diretamente através de uma superfície opaca (tal como uma parede de tijolo) resultando no aumento de temperatura dessa superfície. A quantidade de calor

transferida depende principalmente da cor e lisura da superfície, e do ângulo em que os raios de sol a atingem.

Quando os raios do sol atingirem a superfície em um ângulo de 90°, a quantidade máxima de energia de calor radiante é transferida para essa superfície. Quando os raios atingem essa mesma superfície com um ângulo menor, menos energia calorífica radiante é transferida para a superfície. O ângulo em que os raios do sol atingem uma superfície depende da latitude, da hora do dia e do mês do ano. Devido aos movimentos de rotação e translação realizados pelo planeta Terra, os ângulos com que os raios solares atingem determinada superfície são constantemente alterados, variando a intensidade de radiação solar.

Como mencionado anteriormente, a suposição de que a superfície é completamente sombreada não leva em conta o ganho de calor adicional que ocorre quando o sol brilha sobre uma superfície. O calor solar, por conseguinte, deve ser considerado, uma vez que constitui uma parte importante da carga de arrefecimento total da maioria dos edifícios.

Um fator chamado diferença de resfriamento da temperatura de carga (CLTD) é usado para o cálculo da transferência de calor acrescentado devido aos raios solares incidindo sobre as paredes exteriores, telhados e janelas, e à capacidade da parede e do telhado de armazenarem calor (ASHARE,1997). O CLTD é substituído por ΔT na equação para estimar a transferência de calor por condução.

$$Q = U \times A \times CLTD \quad (5)$$

Tabelas para vários tipos de parede e telhado, bem como fatores de correção para aplicações que diferem a partir destas premissas, podem ser encontrados no manual da ASHRAE (1997).

O CLTD aumenta ao longo do dia, em seguida, começa a diminuir no fim da tarde, enquanto o calor armazenado é transferido a partir da parede para dentro do espaço.

A estimativa do ganho de calor por condução através de uma janela é muito semelhante à estimativa de ganho de calor por condução através de paredes e

telhados. A ASHRAE *Fundamental-Handbook* inclui o fator U para vários tipos de janelas comuns.

Foi estimado anteriormente o calor transferido através de janelas de vidro pelo processo de condução. Porém uma grande parte da energia térmica solar que incide em um janela ou clarabóia é irradiada através do vidro e transmitida diretamente para o espaço interior. A quantidade de calor solar irradiado através do vidro depende principalmente das características de reflexão do vidro e do ângulo em que os raios do sol atingem a sua superfície.

Janelas com duas ou três camadas de vidro reduzem a transferência de calor por condução, porém não reduzem significativamente a quantidade de radiação solar transferida para um espaço. Para que essa radiação seja reduzida, devem ser utilizados vidros que absorvam calor ou vidros refletores, além de dispositivos de proteção solar (internos ou externos).

$$Q = A \times SC \times SCL \quad (6)$$

A Equação acima prevê o ganho de calor por radiação através de um vidro, onde Q é o calor transferido em Btu/hr ou Watts, A é a área total de vidro em ft² ou m², SC é o coeficiente de sombreamento adimensional da janela e o coeficiente SCL é o fator de carga de arrefecimento solar (*Solar cooling load factor*) medido em Btu/hr.ft² ou W/m².

O fator de carga de refrigeração solar (SCL) é usado para estimar a taxa com que o calor proveniente dos raios solares irradia diretamente para o espaço, aquece as superfícies e mobílias, posteriormente sendo transferido para o ambiente interno na forma de calor sensível. Assim como o coeficiente CLTD, o fator SCL é usado para explicar a capacidade do espaço de absorver e armazenar calor. O valor da SCL é baseado em muitas variáveis, incluindo a direção que a janela está posicionada, hora do dia, mês e latitude. Estas quatro variáveis definem o ângulo em que os raios do sol atingem a superfície da janela. As próximas duas variáveis são o material de construção utilizado nas paredes e divisórias interiores e o tipo de piso, e ajudam a definir a capacidade do espaço em armazenar calor. Tais variáveis afetam o intervalo de tempo entre o momento em que a radiação solar aquece o espaço e a

hora em que o calor é liberado para o espaço. A última variável é referente a existência ou inexistência de dispositivos de sombreamento internos instalados, pois os mesmos afetam de maneira direta a quantidade de energia do calor solar que passa através do vidro. A ASHRAE *Fundamentals Handbook* (1997) contém tabelas de valores de SCL para tipos de espaço comuns, com base em combinações destas variáveis.

A instalação de dispositivos de sombreamento internos, tais como veneziana ou cortinas, reduz a transferência de calor proveniente dos raios solares através de uma janela. A eficácia desses dispositivos de sombreamento depende da sua capacidade de refletir a radiação solar incidente antes desta ser convertida em calor no interior do espaço.

No levantamento de dados relacionados ao sistema de arrefecimento do edifício apresentado neste trabalho, o cálculo de carga térmica realizado previamente sem a inclusão de persianas resultou em aproximadamente 193 kW a mais que o resultado calculado posteriormente incluindo as cortinas. Também foi levantada uma proposta para inclusão de brises no edifício, visto que dispositivos de sombreamento externos, tais como saliências, aletas verticais, toldos e/ou brises, também reduzem a quantidade de passagem de energia do calor através de uma janela, pois reduzem a área da superfície do vidro que está realmente impactada pelos raios do sol. Porém, a proposta não foi aprovada devido ao tombamento da edificação.

2.2.2.2 Ganho de calor proveniente de pessoas no ambiente

O componente seguinte do cálculo de carga de arrefecimento é o calor que se origina dentro do espaço a ser climatizado. As fontes típicas de ganho de calor interno são pessoas, luzes, e outros equipamentos geradores de calor, tais como motores, aparelhos, e equipamentos de escritório. Apesar de todas estas fontes originarem calor sensível, as pessoas e alguns aparelhos (tais como uma máquina de café) também contribuem calor latente para o espaço.

O calor gerado por pessoas é incluído no cálculo de carga térmica porque elas geram mais calor que o necessário para manter a temperatura corporal,

gerando um excedente dissipado para o meio na forma de calor latente e calor sensível. A quantidade de calor liberado por uma pessoa varia de acordo com idade, tamanho físico, sexo, tipo de roupa e nível de atividade física.

As equações usadas para prever os ganhos de calor sensível e latente de pessoas no espaço são as seguintes:

$$QS = \text{número de pessoas} \times \text{ganho de calor sensível} / (\text{pessoa} \times CLF) \quad (7)$$

$$QL = \text{número de pessoas} \times \text{ganho de calor latente} / \text{pessoa} \quad (8)$$

Onde QS representa o ganho de calor sensível proveniente das pessoas em Btu/h ou [W], QL é o ganho de calor latente em Btu/h [W] e CLF é o fator de carga de refrigeração adimensional.

Similar ao uso do CLTD para o ganho de calor por condução e SCL para o ganho de calor proveniente dos raios solares, o fator de carga de arrefecimento (CLF) é usado para representar a capacidade do espaço para absorver e armazenar calor. Parte do calor sensível gerado por pessoas é absorvido e armazenado pelas paredes, piso, teto e mobília do espaço e liberado em um momento posterior. Semelhante à transferência de calor por condução através de uma parede externa, o espaço pode, portanto, experimentar um lapso de tempo entre o momento que o calor sensível é originalmente gerado e o tempo que ele realmente contribui para a carga de arrefecimento do espaço. Para o ganho de calor a partir de pessoas, o valor de CLF depende da construção de paredes divisórias interiores no espaço, do tipo de revestimento do pavimento, do número total de horas que o espaço é ocupada, e do número de horas que as pessoas ocupam o espaço.

2.2.2.3 Ganho de calor através de equipamentos

O ganho de calor proveniente da iluminação do ambiente é uma contribuição significativa para o cálculo de carga térmica. Ao estimar o ganho de calor de lâmpadas fluorescentes, cerca de 20% é adicionado ao ganho de calor por iluminação devido ao calor adicional gerado pelo reator. A equação utilizada para calcular o ganho de calor de iluminação é:

$$Q = W \times 3.41 \times \text{fator de lastro} \times CLF \quad (9)$$

$$Q = W \times \text{fator de lastro} \times CLF] \quad (10)$$

Onde Q representa ganho de calor sensível de iluminação em Btu / h [W], W é a energia de entrada das lâmpadas medida em Watts, 3,41 é o fator de conversão de Watts para Btu / h (quando utilizar unidades I-P), o fator de lastro equivale a 1.2 para lâmpadas fluorescentes e 1.0 para lâmpadas incandescentes, o CLF é o fator de carga de refrigeração (adimensional). Semelhante ao ganho de calor sensível de pessoas, um fator de carga de refrigeração (CLF) pode ser utilizado para explicar a capacidade do espaço em absorver e armazenar o calor gerado pelas lâmpadas. Se as lâmpadas ficam acesas 24 horas por dia, CLF é assumido como sendo igual a 1,0.

Existem muitos tipos de aparelhos e equipamentos em restaurantes, escolas, edifícios comerciais, hospitais e outros tipos de edificações. Estes equipamentos podem gerar uma quantidade significativa de calor e devem ser incluídos na estimativa da carga de refrigeração para um determinado espaço. O manual da ASHRAE (*Fundamentals Handbook*, 1997) contém tabelas de ganhos de calor sensível e latente a partir de vários tipos de equipamentos, embora os dados reais do equipamento sejam priorizados, se disponíveis. Semelhante ao ganho de calor sensível de pessoas e de iluminação, mesas de refrigeração, fatores de carga (CLF) podem ser usados para refinar esta estimativa. Se o equipamento for deixado ligado 24 horas (ou o *setpoint* da temperatura do espaço é aumentado durante a noite) o CLF é assumido como sendo igual a 1,0.

2.2.2.4 Infiltração de ar no ambiente

Em um edifício típico, existem vazamentos de ar dentro ou para fora de um espaço através de portas, janelas, e pequenas fissuras no envoltório do edifício. O vazamento de ar para um espaço é chamado infiltração. Durante a estação de arrefecimento, vazamentos de ar em um espaço condicionado de ar livre podem contribuir tanto para o ganho de calor sensível e latente no espaço, uma vez que o ar exterior é tipicamente mais quente e mais úmido do que do ar interior. Antes de estimar o ganho de calor a partir de infiltração, é preciso primeiro estimar a

quantidade de ar que se escoar no espaço. Existem três métodos comumente utilizados para estimar a infiltração de ar.

O método de troca de ar é o mais simples, porém o menos preciso dos três métodos. Trata-se de estimar o número de trocas de ar por hora, que podem ser esperados em espaços da construção. Usando este método, a quantidade de ar infiltrado no ambiente é calculada utilizando a equação:

$$\text{Infiltração de ar} = (\text{volume de espaço} \times \text{taxa de renovação do ar}) \div 60 \quad (11)$$

$$[\text{Infiltração de ar} = (\text{volume de espaço} \times \text{taxa de renovação do ar}) \div 3600] \quad (12)$$

Onde, infiltração de ar representa a quantidade de ar infiltrando no espaço em cfm [m^3 / s], volume de espaço equivale ao comprimento x largura x altura do espaço em ft^3 [m^3], a taxa de renovação de ar é dada por hora, sendo o fator 60 a conversão de hora para minutos e 3600 a taxa de conversão de horas para segundos.

O método das frestas é um pouco mais complexo e baseia-se na média da quantidade de ar conhecido que entra através de rachaduras em torno das janelas e portas quando a velocidade do vento é constante.

Já o método da área de vazamento considera a velocidade do vento, blindagem, e "efeito chaminé", e exige cálculo detalhado.

A equação utilizada para calcular o ganho de calor sensível através da infiltração é:

$$Q_s = 1.085 \times Vol \times \Delta T \quad (13)$$

$$Q_{\text{sensível}} = 1.2 \times Vol \times \Delta T \quad (14)$$

Onde, Q_s é o ganho de calor sensível de infiltração em Btu / h [W], 1.085 [1.2] representa a densidade do ar em Btu.min/h.ft³.°F [$\text{J}/\text{m}^3.\text{K}$], Vol é a vazão volumétrica de ar, ou seja, a quantidade de ar se infiltrando no espaço em cfm [m^3/s] e ΔT é a diferença da temperatura de bulbo seco externa menos a temperatura de bulbo seco interna desejada em °F [°C].

A equação utilizada para calcular o ganho de calor latente através da infiltração é:

$$Ql = 0,7 x Vol x \Delta W \quad (15)$$

$$[Qlatente = 3,010 x Vol x \Delta W] \quad (16)$$

Onde, Ql é o ganho de calor latente através da infiltração em Btu / h [W], o fator 0,7 [3,010] é o fator de calor latente em Btu.min.lb /hr.ft³.gr ou [J.kg / m³.g], Vol é a vazão do volume de ar se infiltrando no espaço em cfm [m³ /s], ΔW é a diferença da taxa de umidade no exterior e a taxa de umidade interna desejada, lb de água / lb de ar seco [kg de água / kg de ar seco]. A carta psicrométrica pode ser usada para determinar a proporção da umidade para ambas condições: interna ou externa.

Isso completa a estimativa dos componentes da carga de arrefecimento para um espaço, porém, em adição a estas cargas de refrigeração, existem outras cargas que afetam o ambiente na construção do sistema de HVAC. Estas incluem a carga do ar exterior, deliberadamente trazido para dentro do prédio para fins de ventilação, e o calor gerado pelos fancoletes do sistema. Estas cargas são adicionados à carga térmica total de arrefecimento, portanto, estimar a carga adicional proveniente desses componentes é essencial para dimensionar adequadamente o arrefecimento para o sistema.

No caso da ventilação, ou seja, o ar exterior, é muitas vezes usada para diluir ou remover contaminantes do ar interior. A introdução intencional de ar do exterior para um espaço, através do uso do sistema de climatização do edifício, é chamado de ventilação. Este ar exterior deve passar frequentemente por um processo de arrefecimento e desumidificação antes que possa ser inserido em um espaço, criando uma carga adicional no equipamento de ar condicionado.

Basear-se apenas na infiltração para satisfazer as exigências de ventilação de um ambiente é incorreto, uma vez que nos dias em que o ar exterior não estiver em movimento (devido ao vento), a quantidade da infiltração pode cair para zero. Em vez disso, é comum introduzir ar exterior através do sistema HVAC, não só para satisfazer as necessidades de ventilação, mas também para manter uma pressão positiva (em relação ao ar livre) no interior do edifício. Essa pressão positiva, ou seja, uma pressão interna superior à pressão exterior, reduz e em alguns casos pode até eliminar a infiltração de ar não condicionado proveniente do ambiente

exterior. Para que seja realizada a pressurização do edifício, a quantidade de ar exterior trazido para a ventilação deve ser maior do que a quantidade de ar eliminado através dos fancoletes exaustores locais e através da central.

2.2.2.5 Carga térmica proveniente da ventilação

A quantidade de ar exterior necessária para um espaço é frequentemente prescrita por códigos de construção locais ou padrões da indústria. Um exemplo de padrão é a ASHRAE 62 (ventilação aceitável para qualidade do ar), a qual prescreve a quantidade de ar exterior requerida por pessoa (ou por unidade de área) para fornecer ventilação adequada para vários tipos de espaços

As cargas térmicas sensível e latente provenientes da ventilação são calculadas utilizando as mesmas equações da infiltração:

$$QS = 1.085 \times Vol \times \Delta T \quad (17)$$

$$QS = 1,2 \times Vol \times \Delta T \quad (18)$$

$$QL = 0.7 \times Vol \times \Delta W \quad (19)$$

$$QL = 3,010 \times Vol \times \Delta W \quad (20)$$

2.2.2.6 Outros ganhos de calor pelo ambiente

Pode haver outras fontes de ganho de calor dentro do sistema HVAC, como por exemplo o calor gerado pelos ventiladores. Quando o ventilador de alimentação, conduzido por um motor elétrico, está localizado na corrente de ar condicionado, é adicionado calor ao ar. O ganho de calor proveniente de um ventilador está associado a três perdas devido a conversão de energia.

O calor proveniente do motor do ventilador é devido à energia perdida na conversão da energia elétrica (entrada de energia no motor) para energia mecânica (rotação do eixo do motor) que é dissipada na forma de calor e é representada pela ineficiência de o motor.

$$\text{Ganho de calor do motor} = \text{entrada de energia} \times \text{motor} (1 - \text{eficiência do motor}) \quad (21)$$

Se o motor do ventilador também está localizado dentro da corrente de ar condicionado, como dentro de um gabinete de um manipulador de ar, é considerado um ganho de calor instantâneo para a passagem do ar. Se ele está localizado fora da corrente de ar condicionado, é considerado um ganho de calor para o espaço que

ele está localizado. O ganho de calor devido à lâmina do ventilador é devido à energia perdida na conversão da energia mecânica em energia cinética, sendo dissipada na forma de calor, é considerado um ganho de calor instantâneo para a corrente de ar e é representado pela ineficiência do ventilador.

$$\text{Ganho de calor pela lâmina} = \text{entrada de energia} \times (1 - \text{eficiência do ventilador}) \quad (22)$$

Finalmente, o restante (útil) de entrada de energia para o ventilador, a energia utilizada para pressurizar o sistema de dutos de fornecimento, é eventualmente convertido em calor enquanto o ar passa através da canalização. Para simplificar, a maioria dos designers assumem que este ganho de calor ocorre em um único ponto no sistema, normalmente no local do ventilador.

$$\text{Ganho de calor fricção duto} = \text{entrada de energia} \times \text{eficiência do ventilador} \quad (23)$$

É importante saber que o ganho de calor proveniente do ventilador ocorre na serpentina de resfriamento. Se o ventilador está localizado a montante (de um ponto mais baixo para um ponto mais alto) e sopra o ar do arrefecido através da serpentina, o calor do ventilador provoca um aumento na temperatura do ar que entra na mesma. Se, no entanto, a ventoinha está localizada a jusante (de um ponto mais alto para um ponto mais baixo) e arrasta o ar de refrigeração através do bobina, o calor do ventilador provoca um aumento na temperatura do ar fornecido ao espaço.

Outra fonte de ganho de calor no sistema pode ser do calor que é transferido para o ar condicionado através das paredes de fornecimento e retorno da canalização. Por exemplo, se a rede de dutos de alimentação é encaminhada através de um espaço não condicionado, tal como uma câmara de pressão de teto ou uma cobertura, o calor pode ser transferido a partir do ar circundante do duto para o ar de alimentação. A canalização de abastecimento é geralmente isolada para evitar este ganho de calor através do aumento da temperatura do ar de alimentação. Essa elevação na temperatura do suprimento de ar requer uma maior quantidade de ar de abastecimento para manter as condições de espaço desejadas, resultando em mais uso de energia do ventilador. O isolamento também reduz o risco de condensação sobre as superfícies frias no exterior dos dutos.

O retorno da canalização, por outro lado, não é geralmente isolado, a menos que passe através de um espaço muito quente. Todo o calor captado pelo ar de retorno é geralmente calor que teria, eventualmente, entrado no espaço como uma carga de refrigeração. Portanto, a carga de arrefecimento causada por este ganho de calor para o ar de retorno não é desperdiçada. Para o exemplo estudado, foi suposto que os ganhos de calor com ventilador e outros ganhos de calor do sistema são insignificantes.

Em resumo, a carga de resfriamento total para o nosso espaço de exemplo é composta pelos seguintes componentes:

- Ganho de calor de condução do exterior através do telhado, parede exterior e janelas;
- Ganho de calor da radiação solar através das janelas;
- Ganho de calor interno proveniente de pessoas, luzes e equipamentos de escritório;
- Ganho de calor devido ao ar quente e úmido do exterior que se infiltra no espaço.

Além disso, a bobina de resfriamento no sistema HVAC do edifício tem que esfriar o ar exterior que é deliberadamente introduzido no edifício para fins de ventilação. Os resultados obtidos servirão para realizar uma análise psicrométrica do espaço.

3. METODOLOGIA

A presente seção tem como finalidade descrever a aplicação da metodologia do cálculo de carga térmica no âmbito de conforto térmico e suas respectivas normas.

3.1 PSICROMETRIA E CONFORTO TÉRMICO

Os sistemas de aquecimento e ar condicionado usam os princípios da transferência de calor para manter condições internas confortáveis para as pessoas. Para que o corpo se sinta confortável, o ambiente circundante deve ter temperatura

e umidade adequadas para transferir esse excesso de calor proveniente do sistema humano (LAMBERTS, 2005). O conforto térmico depende da criação de um ambiente de temperatura de bulbo seco, umidade e fluxo de ar (vazão), apropriados para o nível de atividade das pessoas no espaço. Esse ambiente permite que a taxa de geração de calor do corpo se equilibre com a taxa de perda de calor do corpo

O padrão de conforto pode variar para cada tipo de atividade. De acordo com a norma NBR 16401, a Tabela 1 mostra alguns dados de temperatura e umidade relativa ideais para o conforto:

Tabela 1: Condições recomendadas para o verão.

Finalidade	Local	Recomendável		Máxima	
		TBS (°C)	UR (%)	TBS (°C)	UR (%)
Conforto	Residências Hotéis Escritórios Escolas	23 a 25	40 a 60	26,5	65
Lojas de curto tempo de ocupação	Bancos Barbearias Cabeleireiros Lojas Magazines Supermercados	24 a 26	40 a 60	27,0	65
Ambientes com grandes cargas de calor latente e/ou sensível	Teatros Auditórios Templos Cinemas Bares Lanchonetes Restaurantes Bibliotecas Estúdios de TV	24 a 26	40 a 65	27	65
Locais de reunião com movimento	Boates Salões de Baile	24 a 26	40 a 65	27	65
Ambientes de arte (Para o ano inteiro)	Depósitos de livros, manuscritos e obras raras	21 a 23	40 a 50	-	-
Acesso	Halls de elevadores	-	-	28	70

Fonte: NBR 6401.

E a Tabela 2 mostra os dados requeridos para o conforto no inverno,

independente da aplicação.

Tabela 2: Condições recomendadas para o inverno.

TBS (°C)	UR (%)
20 a 22	35 a 65

Fonte: NBR 6401

Tão importante quanto definir as temperaturas e condições ideais de conforto no inverno e no verão, definidas pelas tabelas 01 e 02, é definir as condições climáticas externas, no inverno e no verão. Estas condições são fornecidas pela Tabela 3.

Tabela 3: Condições climáticas médias para o verão e inverno para algumas cidades brasileiras.

Cidades (UF)	Condições médias para o verão		Condições médias para o inverno	
	TBS (°C)	TBU (°C)	TBS (°C)	UR (%)
Macapá (AP)	34,0	28,5	21,0	80,0
Manaus (AM)	35,0	29,0	22,0	80,0
Santarém (PA)	35,0	28,5	-	-
Belém (PA)	33,0	27,0	20,0	80,0
João Pessoa (PB)	32,0	26,0	20,0	77,0
São Luiz (MA)	33,0	28,0	20,0	80,0
Parnaíba (PI)	34,0	28,0	-	-
Teresina (PI)	38,0	28,0	20,0	75,0
Fortaleza (CE)	32,0	26,0	21,0	80,0
Natal (RN)	32,0	27,0	19,0	80,0
Recife (PE)	32,0	26,0	20,0	78,0
Petrolina (PE)	36,0	25,5	-	-
Maceió (AL)	33,0	27,0	20,0	78,0
Salvador (BA)	32,0	26,0	20,0	80,0
Aracaju (SE)	32,0	26,0	20,0	78,0
Vitória (ES)	33,0	28,0	18,0	78,0
Belo Horizonte (MG)	32,0	24,0	10,0	75,0
Uberlândia (MG)	33,0	23,5	-	-
Rio de Janeiro (RJ)	35,0	26,5	16,0	78,0
São Paulo (SP)	31,0	24,0	10,0	70,0
Santos (SP)	33,0	27,0	-	-
Campinas (SP)	33,0	24,0	-	-
Pirassununga (SP)	33,0	24,0	-	-
Brasília (DF)	32,0	23,5	13,0	65,0
Goiânia (GO)	33,0	26,0	10,0	65,0

Cuiabá (MT)	36,0	27,0	15,0	75,0
Campo Grande (MS)	34,0	25,0	-	-
Ponta Porã (MS)	32,0	26,0	-	-
Curitiba (PR)	30,0	23,5	5,0	80,0
Londrina (PR)	31,0	23,5	-	-
Foz do Iguaçu (PR)	34,0	27,0	-	-
Florianópolis (SC)	32,0	26,0	10,0	80,0
Joinville (SC)	32,0	26,0	10,0	80,0
Blumenau (SC)	32,0	26,0	10,0	80,0
Porto Alegre (RS)	34,0	26,0	8,0	80,0
Santa Maria (RS)	35,0	25,5	8,0	80,0
Rio Grande (RS)	30,0	24,5	7,0	90,0
Pelotas (RS)	32,0	25,5	5,0	80,0
Caxias do Sul (RS)	29,0	22,0	0,0	90,0
Uruguaiana (RS)	34,0	25,5	7,0	80,0

Fonte: NBR 16401

O conforto térmico pode ser estabelecido com certas combinações de temperatura de bulbo seco e umidade relativa. Quando plotados em um gráfico psicrométrico, essas combinações formam uma gama de condições para fornecer conforto térmico aceitável a 80% das pessoas em um espaço. Esta “zona de conforto” e os pressupostos associados são definidos pelo Padrão ASHRAE 55, Condições Ambientais Térmicas para Ocupação Humana.

Determinar a condição desejada do espaço é o primeiro passo para estimar as cargas de resfriamento e aquecimento para o espaço. O primeiro passo em nossa análise psicrométrica é determinar quais componentes da carga de resfriamento são cargas espaciais e quais afetam apenas a carga da bobina. Isso é importante porque, embora todos os ganhos de calor que ocorrem dentro do edifício contribuam para a carga total na bobina de resfriamento, apenas os ganhos de calor que ocorrem dentro do espaço precisam ser compensados pelo ar frio fornecido ao espaço. Observe que todas as cargas espaciais também são cargas de bobina, mas todas as cargas de bobina não são necessariamente também cargas espaciais.

Na maioria dos edifícios, o ar de ventilação é condicionado antes de ser entregue ao espaço. Portanto, a carga de ventilação aumenta a carga total da bobina de resfriamento, mas não aumenta a carga de resfriamento no espaço. Além disso, os ganhos de calor que ocorrem no sistema de condicionamento de ar, como o aquecimento do ventilador e o ganho de calor do duto, são considerados cargas de

bobina, mas não cargas espaciais. As proporções de calor sensível e latente devem ser conhecidas para determinar a condição adequada do ar que está sendo fornecido para resfriar o espaço. Essa razão de calor sensível ou fator de calor sensível (FCS) é a razão entre o ganho de calor sensível e o ganho de calor total (sensível e latente) e é definida da seguinte maneira:

$$FCS = \text{ganho de calor sensível} \div (\text{ganho de calor sensível} + \text{ganho de calor latente}) \quad (24)$$

Após o FCS ter sido determinado para o espaço, uma análise psicrométrica simples pode ser realizada para determinar a quantidade de ar que deve ser fornecida para condicionar esse espaço e a temperatura adequada desse ar.

A quantidade de ar necessária para compensar o ganho de calor sensível do espaço é determinada usando a seguinte fórmula:

$$Vol\ fornecido = \text{ganho de calor sensível} \div 1.085 (TBS\ espaço + TBS\ fornecida) \quad (25)$$

$$Vol\ fornecido = \text{ganho de calor sensível} \div 1,2 (TBS + TBe\ espaço\ S\ fornecida) \quad (26)$$

Onde o ganho de calor sensível representa o ganho de calor sensível no espaço (Btu/hr [W]), o valor 1.085 em Btu•min/hr•ft³•°F [J/m³ •°K] □ J/m³•°K equivale densidade do ar nas condições reais, *Vol fornecido* representa a vazão de ar fornecido ao espaço em m³/s, TBS espaço é a temperatura de bulbo seco do espaço desejado e TBS fornecida é a temperatura de bulbo seco do ar fornecido.

Em seguida, é necessário calcular a condição do ar que entra na bobina de resfriamento. Este ar é uma mistura de ar de retorno (AR) do espaço e ar externo (AE). A porcentagem da vazão de ar total de suprimento que é composto de ar externo é determinada da seguinte forma:

$$\text{ar de ventilação (\%)} = \text{ar externo} \div Vol\ total\ fornecido \quad (27)$$

Assumindo que o ar que está sendo recirculado no espaço possui a mesma condição que o espaço, podemos determinar a condição do ar que entra na bobina de resfriamento. Primeiro, a temperatura de bulbo seco desta mistura de ar é determinada com a ajuda da carta psicrométrica conhecendo as condições do ar exterior, as condições do ar recirculado no ambiente juntamente com a umidade relativa e a porcentagem de fluxo de ar de ventilação calculado na equação (26).

O próximo passo é determinar a condição do suprimento de ar (temperatura de bulbo seco e bulbo úmido) necessária para absorver o calor sensível e latente no espaço, ainda utilizando a carta psicrométrica

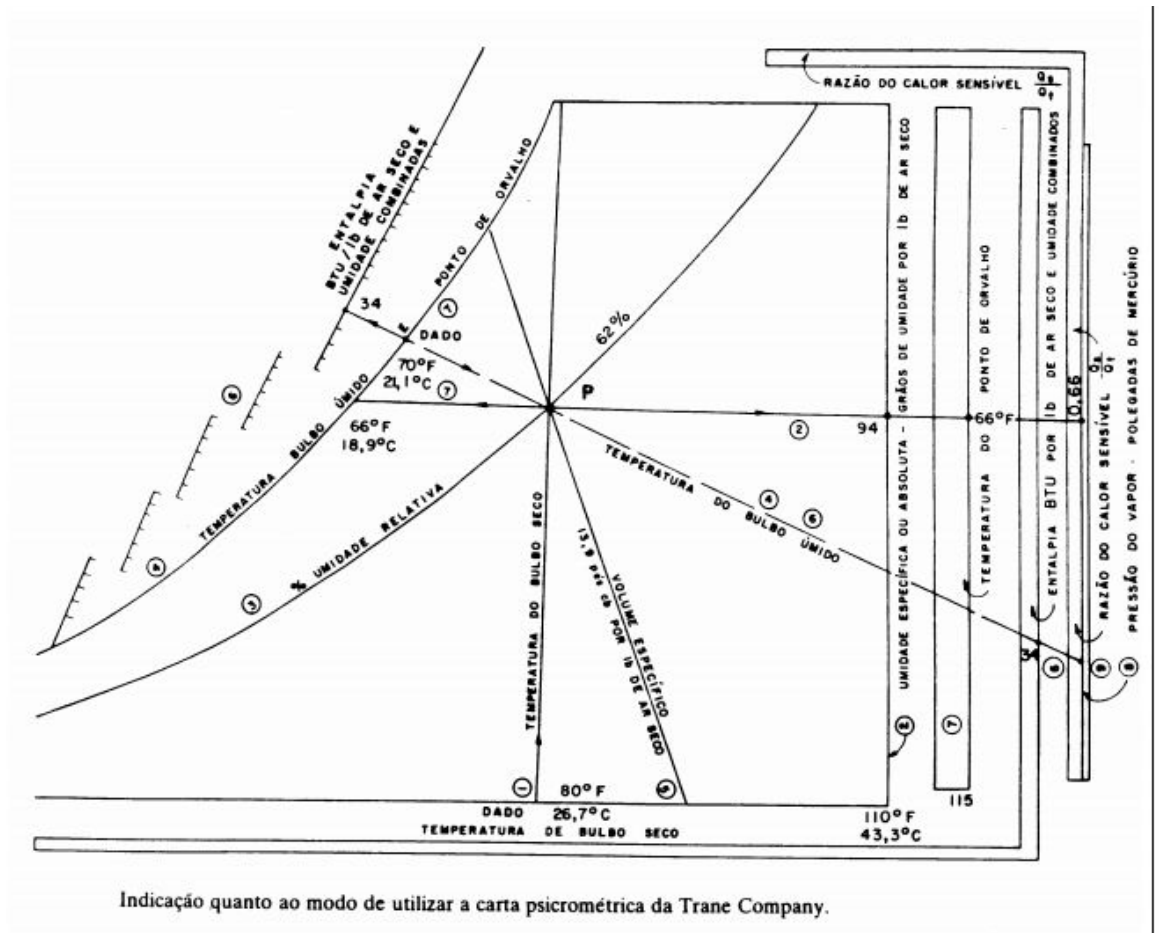


Figura 5 : Carta Psicrométrica da Trane Company

Conhecendo duas grandezas é possível identificar as demais grandezas na carta. As linhas na carta psicrométrica representam as seguintes grandezas:

- 1: linha de temperatura de bulbo seco
- 2: linha de umidade específica - grãos de umidade por lb de ar seco
- 3: linha de umidade relativa (%)
- linha temperatura de bulbo úmido (4)

- linha de volume específico - pés cúbicos por libra de ar seco (5)
- escalas de entalpia (Btu/lb de ar seco e umidade combinadas) (6)
- escala de temperatura de ponto de orvalho (7)
- escala de pressão de vapor (8)
- escala de razão entre calor sensível e calor total (9)

A bobina de resfriamento no sistema de ar condicionado utilizado no espaço deve ser capaz de lidar com as cargas sensíveis e latentes do espaço, além de quaisquer cargas adicionais que afetem apenas a bobina.

O método CLTD / SCL / CLF usado neste trabalho é um procedimento simplificado de cálculo manual desenvolvido pela ASHRAE. As tabelas usadas no método CLTD / SCL / CLF foram criadas usando o mais avançado método de função de transferência para modelar uma série de espaços comerciais “típicos”. São necessários ajustes para corrigir a latitude, mês, temperaturas internas e externas e a construção do espaço. Como essas tabelas foram originalmente criadas para um conjunto fixo de aplicativos, a ASHRAE recomenda que os projetistas as usem com cautela. Em contraste, alguns dos mais avançados métodos de cálculo baseados em computador são capazes de modelar com mais precisão a transferência de calor em uma ampla variedade de aplicações.

A ASHRAE conduziu extensas pesquisas ao longo dos anos para melhorar os métodos de estimativa de cargas de resfriamento e aquecimento, métodos que possibilitam o conhecimento de como é realizada a troca de calor em diversos ambientes para que possam ser dimensionados equipamentos e desenvolvidas soluções relacionadas a eficiência energética. Embora o método CLTD / SCL / CLF seja o método mais comum usado para instrução básica, os projetistas são encorajados a investigar os benefícios de mais dessas técnicas avançadas, como o auxílio de softwares específicos.

Para realização do cálculo de carga térmica do edifício foi utilizado a ferramenta Trace 700, software desenvolvido pelo grupo Trane, que engloba toda a metodologia descrita acima.

3.2 PROJETO DO CONDICIONAMENTO DE AR DO EDIFÍCIO

Este capítulo apresentará o levantamento de carga térmica e projeto de condicionamento de ar realizado no edifício.

3.2.1 Cálculo de Carga Térmica Realizado no Edifício

Como já foi mencionado, o calor sensível e latente que deve ser fornecido ou removido do ar em um recinto a ser climatizado, por unidade de tempo, é definido como carga térmica. É necessário realizar uma estimativa através dos vários métodos de cálculos, tabelas e gráficos existentes.

Para uma estimativa realista da carga térmica, um estudo mecânico e arquitetônico do local deve considerar diversos aspectos, tais como: orientação da construção; atividade fim do local; dimensões do local; teto (composição); colunas e vigas; materiais que compõem a construção; condições externas de acabamento; sombras; portas; condições externas; ocupantes; equipamentos; motores elétricos; ventilação e renovação; armazenamento térmico; funcionamento contínuo ou intermitente.

A carga térmica é classificada entre carga térmica externa (carga de calor exterior cedido ao ambiente climatizado) que é representada pela insolação através das janelas; insolação pelas paredes; temperatura de ar exterior; pressão de vapor de água; ar exterior necessários para a renovação e a carga térmica interna (carga de calor gerada no próprio local a ser climatizado), composta por pessoas; iluminação; utensílios e equipamentos; máquinas elétricas; motores elétricos; tubos e dispositivos de água quente; dentre outras fontes de calor.

Através do levantamento dessas informações foi possível realizar o levantamento do cálculo de carga térmica.

Para realização do cálculo de carga térmica e definição do *setpoint* foi utilizado o sistema Trace 700 Loads versão 6.2.3. A orientação solar foi levantada utilizando o software Google Earth e posteriormente confirmamos mediante aferição com equipamento apropriado (GPS).

O levantamento de carga térmica compreendeu os pavimentos do 1° ao 10° andar, algumas salas da Sobreloja, Térreo e 1° Subsolo.

A principal atividade realizada no edifício é trabalho em salas de escritório. Existe uma divisão do prédio em Blocos (Norte e Sul), porém para realização do cálculo adotou-se a filosofia da divisão de cada bloco em quadrantes (NO, NE, SO, SE).

O levantamento do leiaute foi realizado *in-loco* (no local) confrontando com o leiaute recebido dos projetos existentes. As zonas de climatização foram criadas divididas por setores conforme informado acima, e por zonas nas extremidades norte e sul do prédio, para cada andar, conforme demonstrado no relatório “Levantamento de Paredes”.

Para o início das entradas de dados no Programa Trace, todos os materiais foram estudados, identificados e analisados antes de sua inserção. O resultado desses estudos de materiais aplicados na edificação em questão culminou nos parâmetros utilizados, que estão descritos a seguir:

Tabela 4. Parâmetros para Cálculo de Carga Térmica do Edifício.

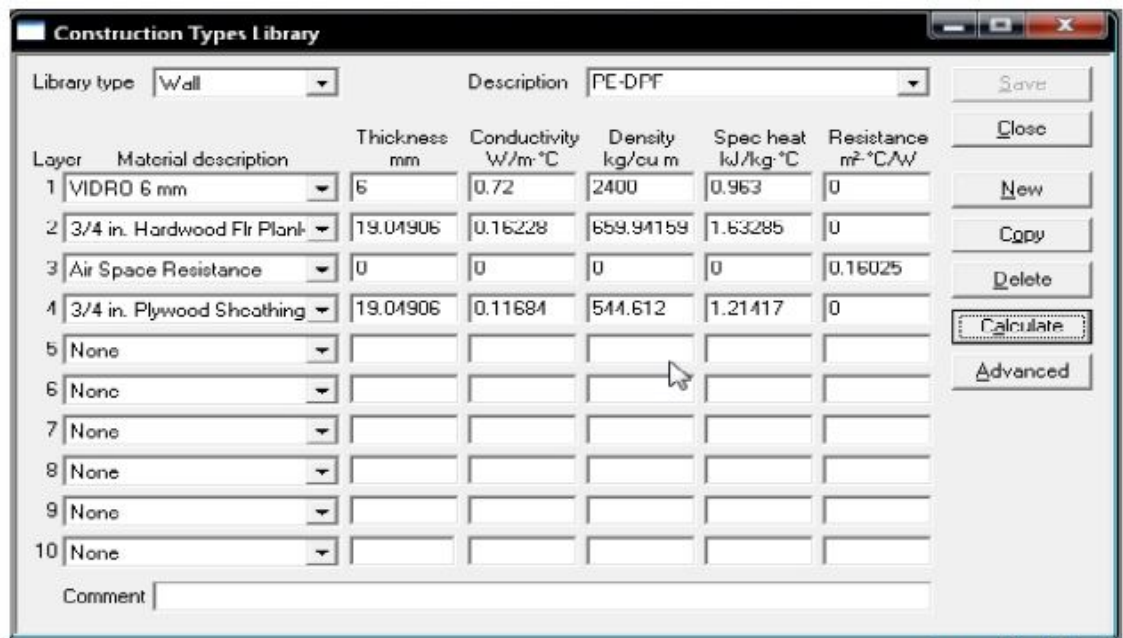
Parâmetros

Localização	Brasília, Brasil
Latitude	15,6 Graus – Sul
Longitude	47,2 Graus - Oeste
Fuso Horário	UTC 3
Elevação	1.061 m
Pressão Barométrica	89,7 kPa
Densidade do Ar	1,0768 kg/ m ³
Calor Específico do Ar	1,0234 kJ/kg.°C
Densidade do Calor Específico	1,1013 kJ/m ³ . °C
Fator de Calor Latente	2.694,9 kJ/m ³
Fator de Entalpia	1.077 J.kg/m ³ .kJ
Temperatura Bulbo Seco de Verão	32,0 °C
Temperatura Bulbo Úmido de Verão	24,0 °C
Temperatura Bulbo Seco de Inverno	10,0 °C
Fator de Clareza de Verão	0,9
Fator de Clareza de Inverno	0,95
Refletância do Solo no Verão	0,2
Refletância do Solo no Inverno	0,2

Nível de Dióxido de Carbono	400 ppm
Período de Simulação de Projeto	Janeiro – Dezembro
Metodologia de Resfriamento	TETD-TA1
Metodologia de Aquecimento	UATD
Renovação de Ar	7,5 l/s = 27m ³ /h (NBR 16.401)
Ocupação	1 pessoa por cada 5m ² , (NBR 16.401 A) – quando impossibilitado de determinar
Iluminação	20 W/m ² (NBR 16.401)
Dissipação de computadores	200W por estação simples (NBR 16.401)
Dissipação de impressoras	50W impressora simples, 100W impressora laser (NBR 16.401)
Dissipação de equipamentos	:21,5 W/m ² (NBR 16.401) - quando impossibilitado de determinar

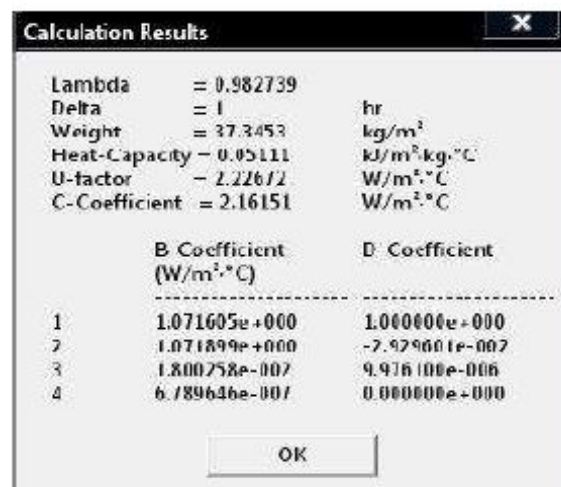
Os parâmetros das paredes do edifício é disposto da seguinte maneira:

- Parede Externa: Composta por tijolo simples, reboque, massa e pintura, coeficiente 2,4087 W/m² °C (Biblioteca dados Trace 700 – Fonte ASHRAE *Fundamentals* 2009);
- Parede Externa com orientação Oeste (270°) e Leste (90°): Composta por:
 - 29% de parede composta por vidro com 6 mm de espessura, película do tipo G5 (5% de transparência e 0% de bloqueio solar), madeira de 20 mm, espaço de 58 cm de ar livre e madeira de 20 mm, coeficiente 2,4087 W/m² °C (Biblioteca dados Trace 700 – Fonte ASHRAE *Fundamentals* 2009).



Composição da Parede
(Tela Capturada do Programa Trace 700)

Figura 6: Composição da Parede (Software Trace 700).



Composição da Parede
(Tela Capturada do Programa Trace 700)

Figura 7. Resultados da Composição da Parede (Software Trace 700).

- 71% de parede composta por vidro transparente, com 6 mm de espessura, película do tipo G5 (5% de transparência e 0% de bloqueio solar), persiana de PVC de cor clara (branco ou cinza), coeficiente 5,3941 W/m² °C. (Biblioteca dados Trace 700 – Fonte ASHRAE

Fundamentals 2009). O fator de sombreamento utilizado foi de 0,5. Esse fator foi obtido do produto de 0,56 (Fator da Tabela 16 do Manual da Carrier, relativo às persianas) e 0,9 relativo ao grau de transparência da película;

Construction...		U-factor W/m ² ·°C
Slab	4" LW Concrete	1.20723
Roof	4" LW Conc	1.21245
Wall	PE-DPF	2.22672
Partition	0.75" Gyp Frame	2.20281

Glass type		U-factor W/m ² ·°C	Shading coeff
Window	Single Clear 1/4"	5.3941	0.5
Skylight	Single Clear 1/4"	5.3941	0.95
Door	Standard Door	1.1356	0

Height...		
Wall	2.44	m
Flr to flr	2.95	m
Plenum	0.51	m

Pct wall area to underfloor plenum		%
Room type	Conditioned	

Buttons: Internal Load, airflow, Thermostat, **Construction**, Room

Fatores de transparência do Vidro
(Tela Capturada do Programa Trace 700)

Figura 8. Fatores de Transparência do Vidro do Edifício (Software Trace 700).

- Vidro Externo: Transparente, com 6 mm de espessura, película do tipo G5 (5% de transparência e 0% de bloqueio solar), persiana de PVC de cor clara (branco ou cinza), coeficiente 2,4087 W/m² °C (Biblioteca de dados Trace 700 – Fonte ASHRAE *Fundamentals* 2009). O fator de sombreamento utilizado foi de 0,5. Esse fator foi obtido do produto de 0,56 (Fator da Tabela 16 do Manual da Carrier, relativo às persianas) e 0,9 relativo ao grau de transparência da película;

Os parâmetros climáticos foram retirados do Banco de dados climáticos de temperatura utilizados pela ASHRAE, que constam da norma NBR 16.401 e que são parte do banco de dados do software Trace 700, software esse homologado pela ASHRAE para cálculos de carga térmica para edificações com intenções de certificação LEED, *The Leadership in Energy and Environmental Design* (LEED) *Green Building Rating System*TM como está disposto a seguir.

Brasília, Brasil													
Elevação: 1060 metros				Latitude: 15 52S				Longitude: 047 56W					
Temperatura Média												Anos de Registro: 21	
°C	Ano	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
	21	22	22	22	22	20	18	18	20	22	22	22	22
Média Temperatura Máxima												Anos de Registro: 21	
°C	Ano	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
	27	27	27	27	27	26	26	26	27	28	28	27	26
Média Temperatura Mínima												Anos de Registro: 21	
°C	Ano	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
	15	17	17	17	16	14	11	11	12	15	17	17	17
Máxima Temperatura Registrada												Anos de Registro: 21	
°C	Ano	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
	37	35	32	33	32	32	32	36	37	36	37	34	33
Mínima Temperatura Registrada												Anos de Registro: 21	
°C	Ano	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
	---	12	12	12	10	2	---	2	3	7	12	11	11
Precipitação média												Anos de Registro: 20	
Dias	Ano	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
	151	21	18	18	12	6	2	2	3	8	16	21	24
Média de dias com temperaturas acima de 29 °C												Anos de Registro: 21	
Dias	Ano	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
	68	7	5	6	4	2	---	1	8	13	11	6	4
Média de dias com temperaturas abaixo de 23 °C												Anos de Registro: 21	
Dias	Ano	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
	365	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31
Média de dias com temperaturas abaixo de 18 °C												Anos de Registro: 21	
Dias	Ano	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
	303	20	20	21	26	30	30	31	31	28	25	21	21

Fonte Weatherbase (Nov/2009)

Figura 9. Temperaturas Registradas em Brasília (WEATHERBASE 2009).

Portanto, a carga Térmica total levantada, devido às cargas externas e internas, com base nas premissas apresentadas foi de 2.760,38 kW ou 784,9 TRs (Tonelada de Refrigeração) para a edificação em questão, de acordo com a relação de todas as salas. A diferença da carga térmica calculada menos a capacidade da centrífuga existente (430 TR) é de 354 TR.

A carga térmica total de 784,9 Trs é a carga térmica máxima obtida dos dias críticos do ano, no verão, às 17 horas com a ocupação máxima do prédio, incluindo o funcionamento do Auditório. Esse período de pico atinge em média 3% dos dias úteis da edificação em funcionamento. Essa carga térmica considera além da ocupação de todos os postos de trabalho, toda a carga de iluminação. Considerando o funcionamento esporádico do Auditório, que requer uma carga térmica de 189,9 kW, ou 54 TR, considerando para efeito de seleção de equipamentos complementares a capacidade de 300 Trs.

3.2.2 Componentes do Sistema de Ar do Edifício

Após o cálculo de carga térmica ser realizado obteve-se a seguinte configuração para os equipamentos do sistema: trata-se de condicionamento de ar para verão, proporcionando condições de conforto térmico nos recintos beneficiados pela filtragem, resfriamento, desumidificação, e movimentação do ar, além do sistema de automação. Levando-se em conta a preocupação em obter-se um ótimo índice de custo da instalação, foi analisada a performance de cada equipamento dentro das normas estabelecidas para o caso. Foi mantida a filosofia de expansão indireta, com condensação a água, utilizando-se água gelada para o resfriamento dos diversos pavimentos do Edifício, de acordo com sua especificidade requerida.

O sistema (com circuito primário e secundário) é composto com circuito 02 (dois) resfriadores de líquido "chiller" com condensação a água de 161,4 TR, 01 (um) resfriador de líquido "centrífuga" com condensação a água de 430 TR, 05 (cinco) bombas de água gelada primárias, sendo 03 (três) operantes e 02 (duas) reservas, 04 (quatro) bombas de água gelada secundárias, sendo 03 (três) operantes e 01 (uma) reserva com inversores de frequência, 04 (quatro) torres de arrefecimento, 05 (cinco) bombas de água de condensação, sendo 04 (quatro) operantes e 01 (uma) reserva, 01 (um) tanque de expansão com indicação de nível máximo e mínimo, 03 (três) climatizadores de ar fancoil e 441 (quatrocentos e quarenta e um) climatizadores. Destes climatizadores, 02(dois) são do tipo parede e 02(dois) são do tipo piso, todos os demais são do tipo cassete.

Para o tratamento do ar externo, foram instalados para cada fachada, leste e oeste, um ventilador centrífugo de dupla aspiração, uma serpentina de resfriamento e uma colméia de celulose para a umidificação do ar e rede de dutos de distribuição.

Além do sistema de climatização, é fornecido sistema de automação da CAG do sistema de ar condicionado e dos 03 (três) climatizadores de ar fancoil.

Para a cozinha foi prevista uma coifa lavadora e um exaustor localizado na cobertura.

Para a exaustão dos sanitários são utilizados ventiladores do tipo axial e tipo centrífugo com rotor sirocco dependendo do pavimento.

O insuflamento é feito pelas próprias unidades climatizadoras, a exceção do Auditório e sala de emissão de RNE onde a rede de dutos foi reaproveitada.

Os elementos de difusão para o insuflamento possuem registros controladores de vazão. O suprimento de ar externo para renovação dos ambientes é feito pelos próprios equipamentos através de tomadas de ar exterior com filtragem e registro.

Os *chillers*, bombas, climatizadores e todos os demais equipamentos com mais de 50 kgf são apoiados em amortecedores de vibração tipo mola Ref. “Vibranhil ou Vibrastop” ou equivalente.

A fabricação dos sistemas cobertos por estas especificações foi executada de acordo com as últimas prescrições das normas pertinentes da:

- A.B.N.T., Associação Brasileira de Normas Técnicas;
- A.S.H.R.A.E., *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*;
- S.M.A.C.N.A., *Sheet Metal and Air Conditioning Contractor Association, Inc.*;
- A.M.C.A., *Air Moving & Conditioning Association*;
- A.R.I., *American of Refrigeration Institute*.

3.2.3 Funcionamento do Sistema

No sistema em questão, o ar depois de filtrado, resfriado e desumidificado/umidificado é levado aos ambientes beneficiados por meio das próprias unidades climatizadoras, ou seja, por meio de rede de dutos e elementos de difusão.

Os sensores de temperatura de ambiente/retorno enviam sinal elétrico às válvulas de duas vias de ação proporcional para controle do fluxo de água gelada.

O sistema de água gelada é do tipo primário e secundário, dotado de By-Pass na CAG (Central de Água Gelada) para garantir a vazão mínima de água no evaporador do *chiller*.

4. DIMENSIONAMENTO DE EQUIPAMENTOS BASEADO NO CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

A maior parte do calor absorvido em um ambiente é proveniente do ar externo, ou seja, se a temperatura e umidade do ar externo varia durante o dia, a troca de calor também varia. Depois de serem realizados todos os cálculos necessários para o levantamento da carga térmica de determinado espaço podendo ser realizada, como mostrado anteriormente, de forma analítica ou computadorizada (através de softwares específicos), é possível definir as características dos equipamentos que devem ser utilizados baseado nos parâmetros mais críticos do ano.

As tabelas a seguir representa os dados de entrada no sistema de cálculo de carga térmica utilizados para uma determinada sala do edifício (Sala 10PN1) como exemplo do cálculo de carga térmica realizado para dimensionamento do equipamento pertinente à mesma. É possível visualizar a memória de cálculo resultante do software utilizado para algumas salas de forma mais detalhada no Anexo A, além do resumo com as características dos equipamentos adotados para cada ambiente.

Tabela 5. Componentes de Carga da Sala 10PN1

Componente de Carga Sala – 10PN1	Calor Sensível (kW)	Calor Latente (kW)	Total (kW)	Porcentagem do Total (%)
---	----------------------------	---------------------------	-------------------	---------------------------------

Ganho Solar	3,71	-	3,71	42,2
Vidro	0,64	-	0,64	7,3
Teto	0,00	-	0,00	0,0
Piso	0,00	-	0,00	0,00
Partição	0,01	-	0,01	0,1
Iluminação	0,46	-	0,46	5,2
Pessoas	0,59	0,47	1,06	12,0
Equipamentos	0,40	0,00	0,40	4,5
Infiltração de arrefecimento	0,00	0,00	0,00	0,00
SUB-TOTAL	5,81	0,47	6,28	71,4

Tabela 6. Carga de Refrigeração da Sala 10PN1.

Carga de Refrigeração – 10PN1	de Sala	Calor Sensível (kW)	Calor Latente (kW)	Total (kW)	Porcentagem do Total (%)
Carga de Ventilação		0,4	0,95	1,35	15,3
Exaustão de Calor		-0,18	0,00	-0,18	2,0
Carga do Ventilador de Alimentação		0,03	-	0,03	0,3
Carga da parede para o Plenum		0,09	-	0,09	1,0
Carga do Teto para o Plenum		1,11	-	1,11	12,6
Carga Iluminação para o Plenum		0,12	-	0,12	1,4
CARGA TOTAL DE ARREFECIMENTO		7,38	1,42	8,8	100

Foi possível chegar a seguinte configuração para o equipamento de arrefecimento do presente ambiente estudado:

Tabela 7: Dados Gerais do dimensionamento do equipamento.

Seleção da Serpentina de Parâmetros Arrefecimento

Entrada de Ar na Serpentina (DB/WB)	27,1 / 17,2 °C
Taxa de Entrada de Umidade na Serpentina	9,82 g/kg
Saída de Ar da Serpentina (DB/WB)	12,8 / 12,1 °C
Taxa de Saída de Umidade da Serpentina	9,66 g/kg
Carga Sensível	7,37 kW
Carga Total da Serpentina	8,79 kW

Temperatura de Arrefecimento Da Alimentação de Ar	12,78 °C
Fluxo total de Arrefecimento do Ar	543,16 L/s
Resultante da Umidade Relativa do Ambiente	43,81 %

Dados Gerais

Carga Total de Arrefecimento	8,8 kW
Área/Carga	3,30 m ² /kW
Área total do piso	29 m ²
Fluxo de Ar de Arrefecimento	18,73 Lps/m ²
Fluxo de Ar/ Carga	61,79 Lps/kW
Porcentagem do Ar Externo	11,0 %
Metodologia de Carga de Arrefecimento	TETD-TA1

Com base nos dados coletados, foi projetado um equipamento com potência de 8.8 kW para esse ambiente com os parâmetros para o pior dia do ano. Portanto, é necessário um equipamento com essa capacidade para que o ambiente seja climatizado de maneira eficiente utilizando os parâmetros externos expostos acima.

5. RESULTADOS

Esta seção mostrará os resultados obtidos com a implementação do sistema de *reset setpoint* bem como demais ajustes relacionados ao aumento da eficiência energética.

5.1 Rotina de termoacumulação

Como dito anteriormente, existem diversas técnicas para aumentar a economia de energia em um estabelecimento, por isso antes da implementação do *reset setpoint* foram feitas algumas otimizações no sistema de condicionamento de ar a partir do sistema de automação Tracer SC.

Primeiramente observou-se que havia um alto consumo energético no horário de ponta referente às três horas consecutivas no período definido pela distribuidora, com exceção feita aos sábados, domingos e feriados (ANEEL, 2017) , ou seja, entre 18h e 21h.

Os sistemas de água gelada podem operar em conjunto com sistemas de termoacumulação (acumulação de energia em baixa temperatura, ou em forma de “frio”). Nestes sistemas, durante os períodos de baixa carga térmica no sistema principal ou quando não há demanda alguma, os *chillers* são ajustados para resfriar os tanques de termoacumulação. A energia térmica acumulada será então utilizada durante o período de ponta (da tarifa de energia elétrica) o que permite a redução ou mesmo o desligamento dos *chillers* (com apenas as bombas de água gelada circulando pelos tanques e os equipamentos usuários), proporcionando em alguns casos a redução substancial da demanda contratada e do consumo de energia elétrica no período de ponta. (MMA, 2017) Portanto foi implementada uma rotina de termoacumulação que consiste em reduzir o *setpoint* da temperatura da água gelada que sai do *chiller* para 5°C no período de 16h às 18h. Ao entrar no período de ponta (18h) os equipamentos (*chillers*) são automaticamente desativados e apenas as bombas continuam funcionando por um período de 1 hora (até as 19h). A rotina de termoacumulação pode ser visualizada no gráfico a seguir:



Figura 10: Curva da Temperatura da Água Gelada na Saída do *Chiller* (Sistema de Automação Tracer)

No gráfico apresentado acima é possível identificar o momento exato que a termoacumulação começa e quando os equipamentos são desligados.

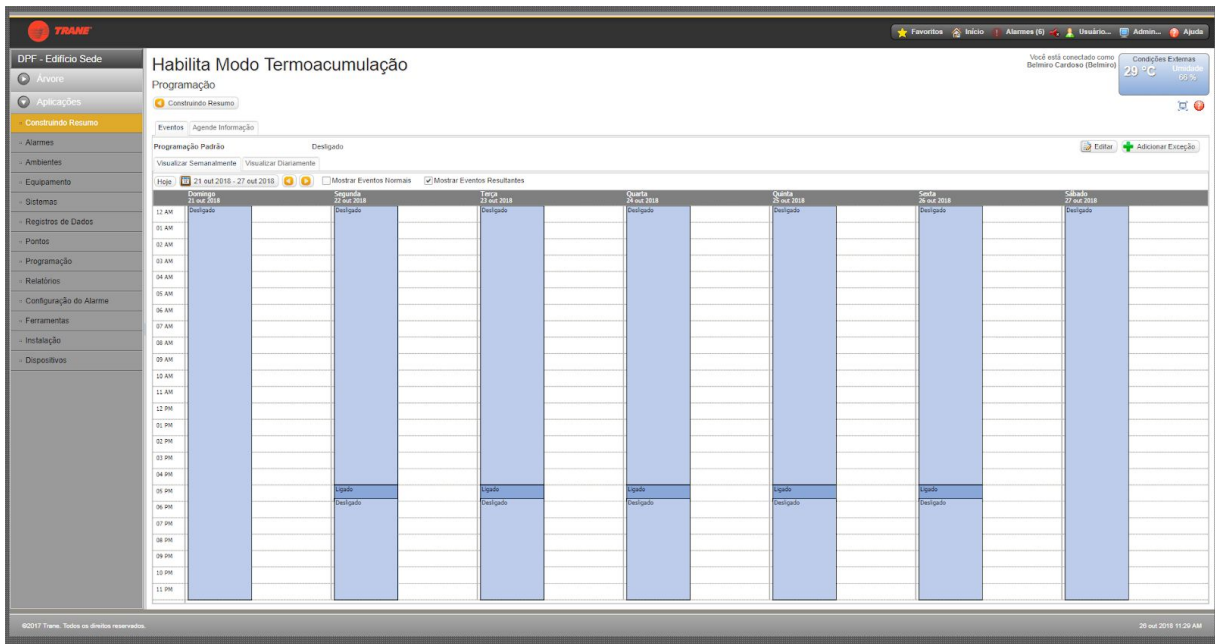


Figura 11: Cronograma da Rotina de Termoacumulação (Sistema de Automação Tracer)

Uma vez desligado o sistema, a água será bombeada inicialmente com a temperatura aproximada de 5 °C e por transferência de calor ela irá subir gradualmente. O edifício começa a esvaziar às 18h devido ao horário comercial portanto a demanda energética começa a cair, por isso o aumento gradual da temperatura da água bombeada não causará grande impacto aos usuários. Quando a temperatura atinge 11 °C , o sistema é religado com funcionamento parcial, ou seja, apenas uma máquina (*Chiller* Trane) com 50% de eficiência (75 TR) resultando em economia pelo fato do sistema ficar *offline* no período em que a bandeira tarifária é elevada.

A seguir estão representadas as leituras de demanda do Edifício Sede feitas ao longo do mês de agosto de 2018, quando foi implementada a rotina de termoacumulação. São leituras da demanda geral, ou seja, incluem todas as cargas do prédio, inclusive a de ar condicionado. Entretanto, é possível identificar os momentos em que o sistema faz a termoacumulação.

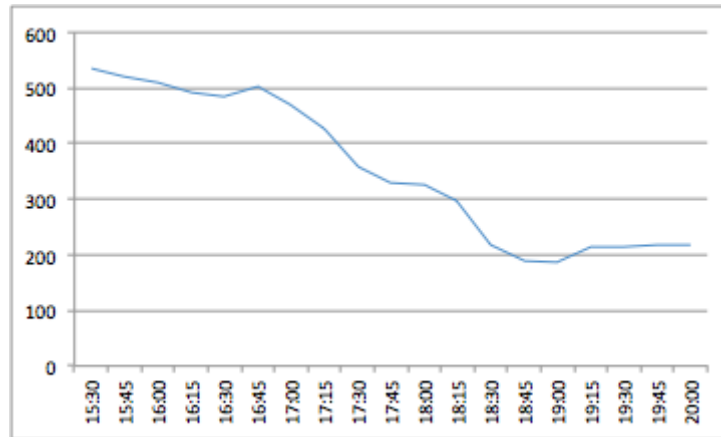


Figura 12: Gráfico Referente a demanda (kVA) medida a cada 15 minutos ao longo do período referentes ao dia 6 de agosto de 2019.

Pode-se observar uma queda drástica no consumo de energia a partir das 18h, quando o sistema de condicionamento de ar é desligado e após as 19h o consumo se mantém baixo e constante devido ao funcionamento parcial dos *chillers*.

5.2 Reset Setpoint

5.2.1 Sistema de umidificação

Como dito anteriormente, a proposta deste trabalho é fazer com que o *setpoint* da temperatura de saída da água gelada dos *chillers* varie de acordo com os parâmetros externos utilizando o sistema de automação Tracer SC.

Após análise do sistema, concluiu-se que apenas o parâmetro “temperatura externa” deveria ser levado em consideração, uma vez que o edifício conta com um sistema de umidificação controlada independente do sistema de ar condicionado. A umidificação gira em torno de 70% e utiliza água gelada das torres apenas se a temperatura externa for maior que 30°C, ou seja, poucas ocorrências de utilização de água gelada.

Utiliza-se duas unidades de resfriador evaporativo WETdek 4,5/9-12 com a seguinte especificação:

Tabela 8. Especificação das unidades evaporativas do edifício.

Modelo	WETdek 4,5/9-12
Vazão de ar máxima (m ³ /h)	31.161
Perda de carga no equipamento na	4,4

vazão selecionada (mmca)	
Eficiência do resfriamento evaporativo (%)	89,00
Tensão de operação/ Numero de fases/ Frequência (bomba d'água)	220/380V trif. 60Hz
Largura (mm)	2.807
Altura (mm)	1.931

5.2.2 Sistema de automação Tracer SC

A implementação do sistema de *reset setpoint* foi realizada através da plataforma Tracer SC, sistema de automação companhia Trane já existente no edifício. Só foi possível iniciar o novo sistema no dia 26 de julho de 2018, uma vez que o sensor de temperatura da água estava com defeito e estava aguardando substituição. O sistema possui interface interativa com todos os equipamentos do sistema, como mostrado a seguir:

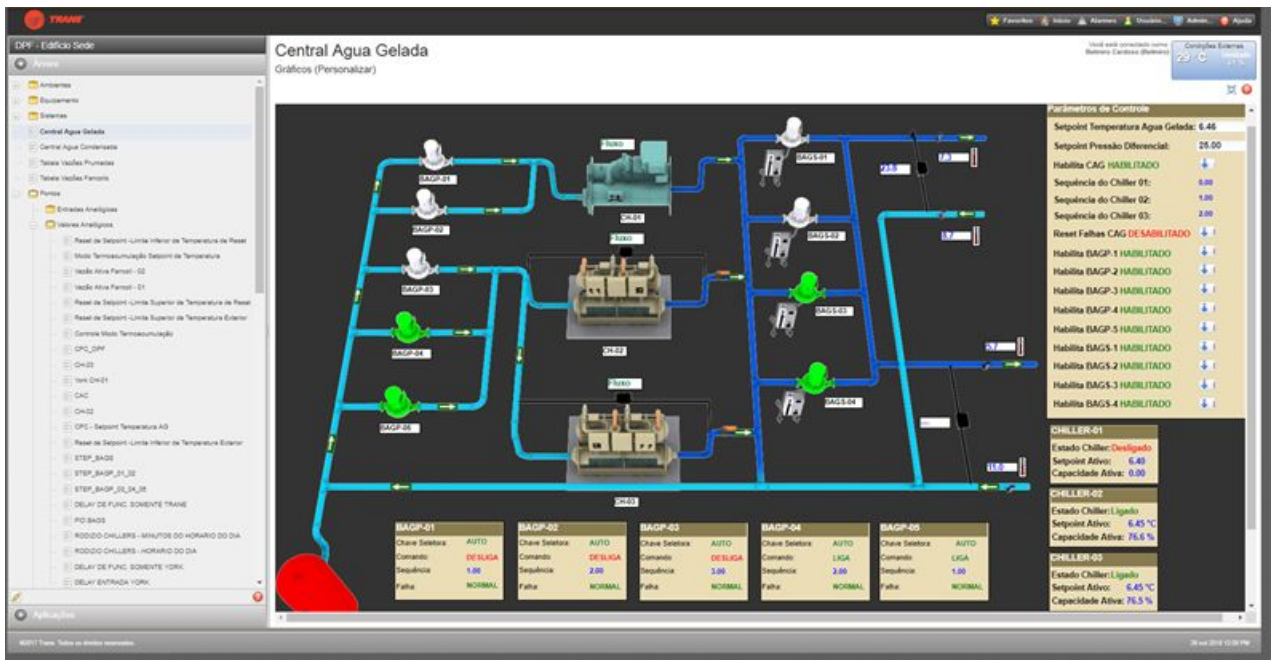


Figura 13. CAG representada pela interface Tracer SC.

O cronograma com a programação básica do sistema é apresentado na figura abaixo.

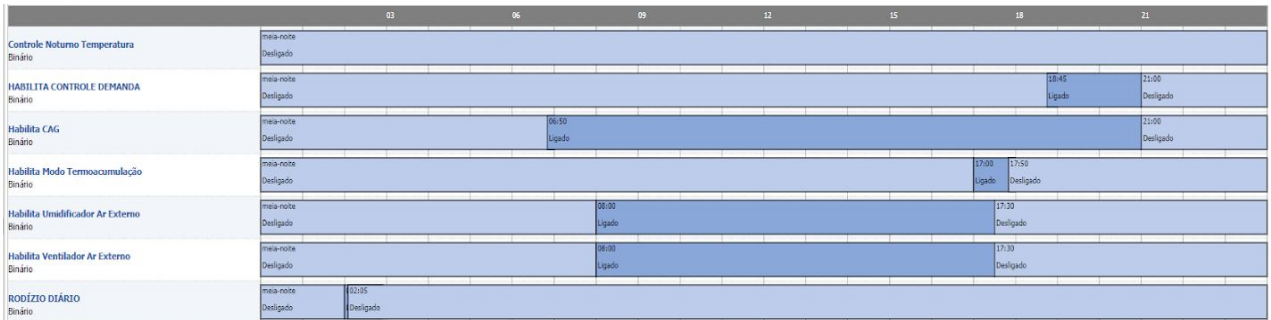


Figura 14. Cronograma da programação do sistema de condicionamento do ar.

É possível criar pontos específicos no sistema de automação. A seguir está apresentado o ponto *reset setpoint* que foi criado e as devidas especificações inerentes a ele.

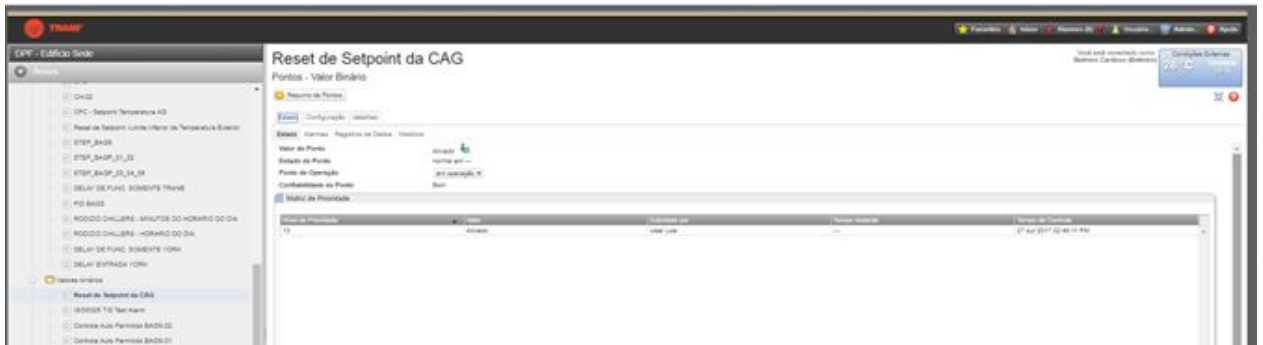


Figura 15. Ponto *Reset Setpoint* da temperatura da água gelada

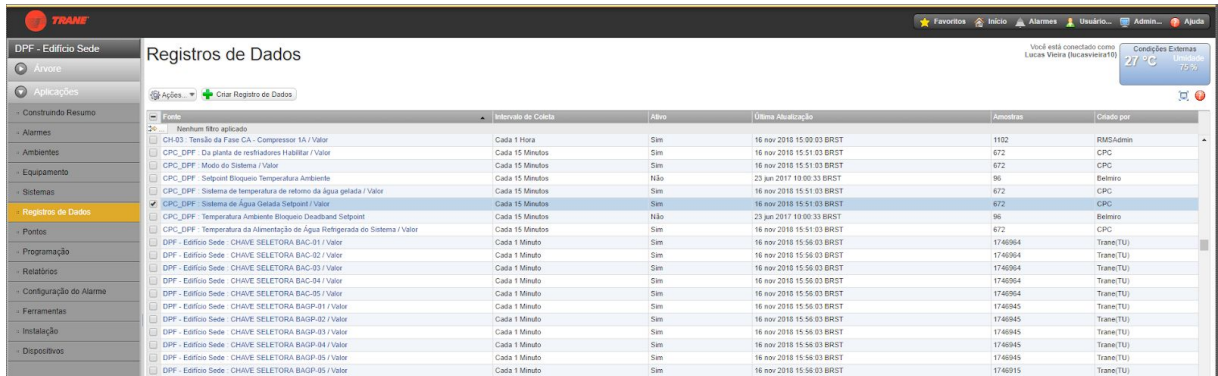
The screenshot displays the Trane software interface for configuring a point. The main window is titled 'Reset de Setpoint da CAG' and shows a table of parameters under the 'Pontos - Valor Binário' section. The table has two columns: 'Nome' (Name) and 'Valor' (Value). The parameters are as follows:

Nome	Valor
Abandonar Patrão	Ativado
Alarmes do Ponto Habilitar	true
Atraso do Tempo	0 Segundos
Classe de Controle	0
Classe notificação	Nenhuma notificação
Condição de Alarme	Ativado
Confiança	5em
Contador de Mudança de Estado	1
Descrição	—
Desligado-Habilita Evento Normal	falso
Desligado-Reconhecimento Normal	verdadeiro
Desligado-Registro de Tempo Normal	—
Estado do Evento	normal
Falha Reconhecida	verdadeiro
Habilita Evento Normal	falso
Habilita Falha de Evento	falso
Indicador de Status - Fora de Operação	falso
Indicador de Status - Indicador de Sobresobrecarga Local	falso
Indicador de Status - Indicador de falha	falso
Indicador de Status - Sinalizador Em Alarme	falso
Mínimo Fora do Tempo	0 Segundos
Mínimo Fora do Tempo	0 Segundos
Nome	Reset de Setpoint de CAG
Normal Reconhecido	verdadeiro
Ocorrência	17
Prioridade Ativa	13
Programa TOP	—
Registro de Data e Hora Normal	—
Registro de Data e Hora da Falha	—
Reset de Tempo Ativo	28 out 2016 11:31:52 AM
Reset do Tempo de Mudança de Estado	28 out 2016 11:31:52 AM
Tempo Ativo	3 Meses 26 Dias 14 Horas 5 Minutos 50 Segundos
Tempo de Mudança de Estado	27 out 2017 02:48:11 PM
Tempo de Mudança de Estado	—
Tempo do Último Controle	—
Teto Ativo	Ativado
Teto Inativo	Desativado
Tipo de Notificação	Alarme
Valor	Ativado
Valor do Alarme	Desativado
fora de operação	falso

Figura 16. Especificação do ponto *Reset Setpoint*

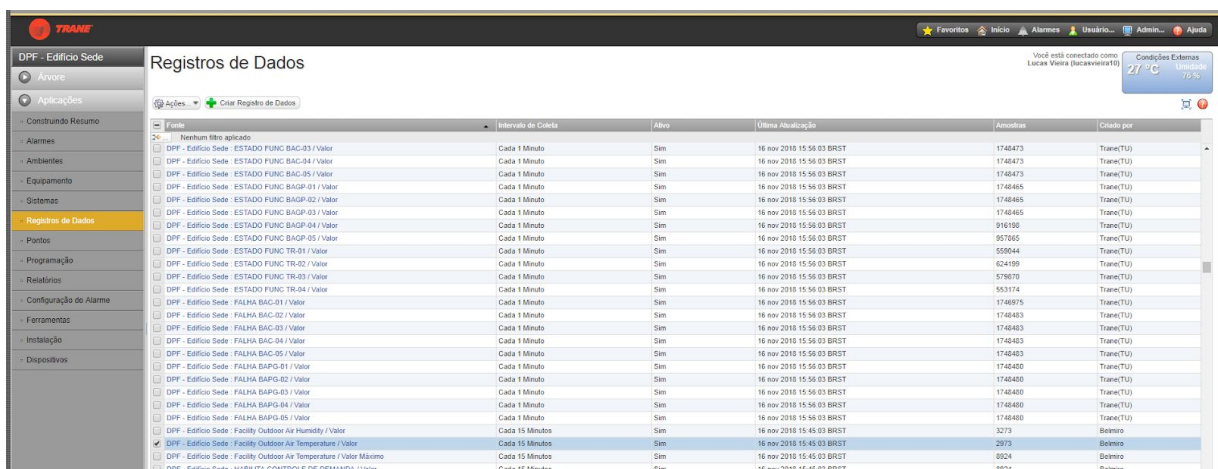
A temperatura de água gelada aumenta ou diminui de acordo com a temperatura externa medida pelo termômetro do equipamento trane. É possível gerar os gráficos a partir do software Tracer.

Nos registros de dados encontram-se os parâmetros de entrada e saída do sistema. Seleciona-se os pontos que representam as temperaturas de saída de água gelada do *chiller* e da temperatura externa como mostrado a seguir:



Nome	Intervalo de Coleta	Ativo	Última Atualização	Amostras	Criado por
CH-03 - Tensão da Fase CA - Compressor 1A / Valor	Cada 1 Hora	Sim	16 nov 2018 15:00:03 ERST	1192	RMSAdmin
CPC_DFF - Da planta de resfriadores Habitlar / Valor	Cada 15 Minutos	Sim	16 nov 2018 15:51:03 ERST	672	CPC
CPC_DFF - Modo do Sistema / Valor	Cada 15 Minutos	Sim	16 nov 2018 15:51:03 ERST	672	CPC
CPC_DFF - Seletor Bloqueio Temperatura Ambiente	Cada 15 Minutos	Não	23 Jun 2017 19:00:33 ERST	96	Belmir
CPC_DFF - Sistema de temperatura de retorno da água gelada / Valor	Cada 15 Minutos	Sim	16 nov 2018 15:51:03 ERST	672	CPC
CPC_DFF - Sistema de Água Gelada Setpoint / Valor	Cada 15 Minutos	Sim	16 nov 2018 15:51:03 ERST	672	CPC
CPC_DFF - Temperatura Ambiente Bloqueio Deadband Setpoint	Cada 15 Minutos	Não	23 Jun 2017 19:00:33 ERST	96	Belmir
CPC_DFF - Temperatura da Alimentação de Água Refrigerada do Sistema / Valor	Cada 15 Minutos	Sim	16 nov 2018 15:51:03 ERST	672	CPC
DPF - Edifício Sede - CHAVE SELETORA BAC-01 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746904	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - CHAVE SELETORA BAC-02 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746904	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - CHAVE SELETORA BAC-03 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746904	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - CHAVE SELETORA BAC-04 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746904	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - CHAVE SELETORA BAC-05 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746904	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - CHAVE SELETORA BAGP-01 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746945	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - CHAVE SELETORA BAGP-02 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746945	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - CHAVE SELETORA BAGP-03 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746945	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - CHAVE SELETORA BAGP-04 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746945	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - CHAVE SELETORA BAGP-05 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746945	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - CHAVE SELETORA BAGP-05 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746915	Trane(TU)

Figura 17. Seleção do parâmetro temperatura da água gelada



Nome	Intervalo de Coleta	Ativo	Última Atualização	Amostras	Criado por
DPF - Edifício Sede - ESTADO FUNC BAC-03 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746473	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - ESTADO FUNC BAC-04 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746473	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - ESTADO FUNC BAC-05 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746473	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - ESTADO FUNC BAGP-01 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746465	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - ESTADO FUNC BAGP-02 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746465	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - ESTADO FUNC BAGP-03 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746465	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - ESTADO FUNC BAGP-04 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	916192	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - ESTADO FUNC BAGP-05 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	917065	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - ESTADO FUNC TR-01 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	589044	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - ESTADO FUNC TR-02 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	624189	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - ESTADO FUNC TR-03 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	579670	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - ESTADO FUNC TR-04 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	553114	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - FALHA BAC-01 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746975	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - FALHA BAC-02 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746483	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - FALHA BAC-03 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746483	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - FALHA BAC-04 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746483	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - FALHA BAC-05 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746483	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - FALHA BAGP-01 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746400	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - FALHA BAGP-02 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746400	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - FALHA BAGP-03 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746400	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - FALHA BAGP-04 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746400	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - FALHA BAGP-05 / Valor	Cada 1 Minuto	Sim	16 nov 2018 15:56:03 ERST	1746400	Trane(TU)
DPF - Edifício Sede - Facility Outdoor Air Humidity / Valor	Cada 15 Minutos	Sim	16 nov 2018 15:45:03 ERST	3273	Belmir
DPF - Edifício Sede - Facility Outdoor Air Temperature / Valor	Cada 15 Minutos	Sim	16 nov 2018 15:45:03 ERST	2973	Belmir
DPF - Edifício Sede - Facility Outdoor Air Temperature / Valor Máximo	Cada 15 Minutos	Sim	16 nov 2018 15:45:03 ERST	8024	Belmir
DPF - Edifício Sede - HABITUA FUMIDON E PIP PERMANENTE / Valor	Cada 15 Minutos	Sim	16 nov 2018 15:45:03 ERST	8876	Belmir

Figura 18. Seleção do parâmetro temperatura externa.

Após a seleção dos pontos, na barra de ações é possível comparar os dados e assim gerar o gráfico a seguir. No gráfico é possível observar as variações da temperatura de água gelada e da temperatura externa variando ao longo do tempo.

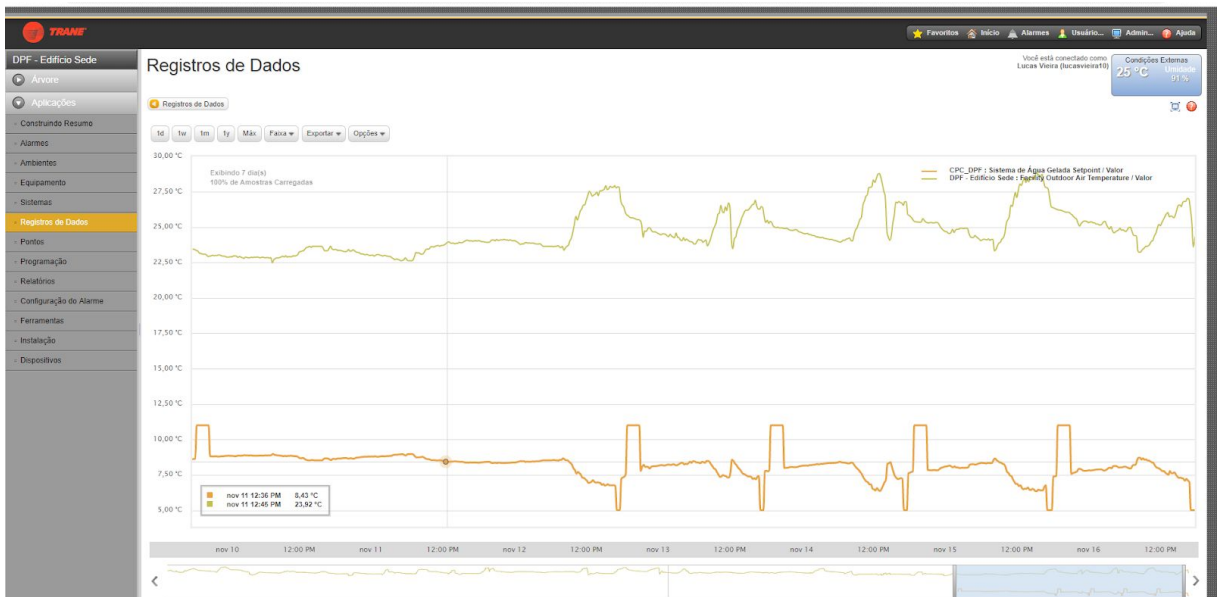


Figura 19. Gráfico representando as temperaturas da água gelada e temperatura externa.

Utilizou-se um bloco de programação como mostrado a seguir.

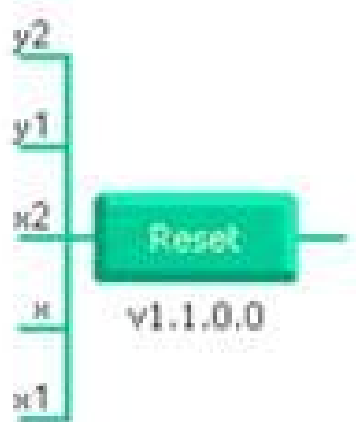


Figura 20. Bloco de programação do *reset setpoint*.

Onde, y representa a temperatura da água gelada e x representa a temperatura externa medida. Baseado nos estudos de equações lineares é possível obter a seguinte equação:

$$y = m * x + b \quad (27)$$

Onde, y é a saída de dados, x é a entrada, m é a declividade da curva e b a interseção da curva com eixo y .

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \quad (28)$$

$$y - y_1 = m * (x - x_1) \quad (29)$$

$$b = y_1 - m * x_1 \quad (30)$$

Fazendo as devidas substituições:

$$y = \left(\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \right) (x) + \left[y_1 - \left(\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \right) (x_1) \right] \quad (31)$$

A linguagem de programação em blocos foi utilizada para implementar o *reset setpoint* no sistema. Criou-se então o bloco *reset* com as especificações mostradas acima. O código inserido no sistema de automação está representado na figura a seguir:

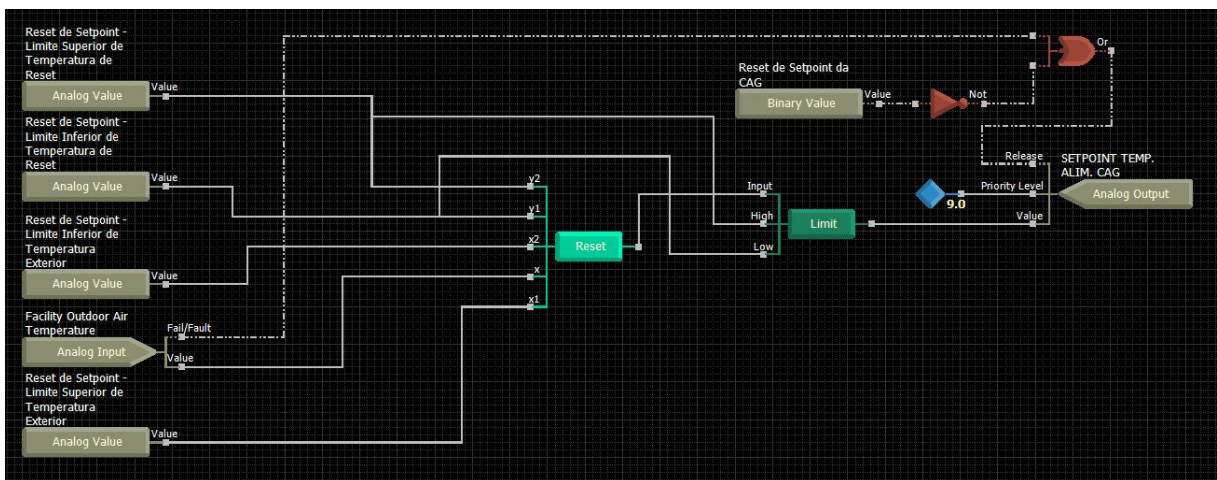


Figura 20. Programação em blocos do *reset setpoint*

As entradas do sistema são compostas por dois pontos com valores de temperatura de água gelada fixos mínimo (y_1) e máximo (y_2) permitidos. A referência máxima da temperatura do ar externo é representada por “ x_2 ” e a referência mínima da temperatura do ar externo é representada por “ x_1 ”. A variável de entrada “ x ” equivale à temperatura de ar externo lida pelo sensor.

O bloco *Reset do Setpoint* da CAG é responsável por habilitar e desabilitar o controle do bloco *Reset*, se o valor binário for falso para esse bloco, o sistema terá um *setpoint* fixo, ou seja, o bloco *Reset* será desabilitado; se o valor for verdadeiro o bloco *Reset* vai ser habilitado e vai controlar o *setpoint* da CAG. Fail/fault, quando verdadeiro, indica falha no sensor de temperatura, a porta “OR” pode receber dois

tipos de comando sendo um deles direcionado para o bloco Reset e o outro para a opção “falha” que desabilita o controle do Reset.

5.2.3 Economia de energia

O processo descrito neste trabalho tem como finalidade aumentar a economia de energia do edifício em questão. Para uma análise mais precisa seria necessário um período maior de execução para fazer a comparação dos meses equivalentes, porém como dito anteriormente o sensor de temperatura encontrava-se com defeito e demorou para ser substituído. Apesar disso é possível observar uma queda no consumo energético após a implementação do *Reset Setpoint* na automação do sistema de condicionamento de ar.

O consumo energético de uma edificação comercial varia de um mês pro outro porque existem fatores que modificam a demanda como por exemplo período de férias, quantidade de feriados no mês, entre outros fatores. Por isso é importante comparar meses equivalentes para análise de resultados. A tabela a seguir mostra os valores das contas de luz do prédio.

Tabela 9. Contas de luz do edifício

Mês de referência	2017	2018	Economia (%)
Abril	120.654,27	118.696,27	-----
Maio	104.678,89	104.984,10	-----
Junho	104.419,45	102.417,13	-----
Julho	132.489,97	120.202,14	9,27%
Agosto	125.203,87	110.753,81	11,54%
Setembro	154.456,97	143.349,14	7,19%
Outubro	119.125,03	108.622,09	8.82%
Novembro	159.113,32	141.044,92	11.36%
Dezembro	161.223,88	140.089,12	13.11%

É possível observar uma redução no consumo energético a partir do mês de junho quando o novo sistema foi implementado. O total da economia gerada nos meses de julho a dezembro somatizam R\$ 87.551,82 fazendo a comparação ao ano anterior. Ou seja, as alterações e medidas realizadas surtiram resultado e aumentou a eficiência energética do edifício.

6. CONCLUSÕES

Os sistemas térmicos operam na maior parte do tempo fora de suas condições nominais de projeto. Soluções melhores poderiam ser obtidas para tais sistemas se os parâmetros de interconexão não fossem fixados previamente, mas sim determinados pela análise do sistema completo (Stoecker, 1989).

Para a otimização dos sistemas de condicionamento de ar é necessária a simulação em uma ampla faixa de condições de operação, pois seu desempenho pode ser ótimo para as condições nominais de projeto e pode não sê-lo em faixas de operação que se distanciam das condições nominais.

A proposta deste trabalho foi estabelecer uma relação entre a variação da temperatura da água de entrada e saída do *chiller* com a temperatura externa do ar para que o *setpoint* possa ser programado e ajustado automaticamente, ou seja, alterações graduais no sistema ao longo do dia. Com a variação da temperatura da água, o equipamento selecionado não trabalhará com potência máxima, pois não será mais necessário que funcione de acordo com o pior parâmetro externo mas sim variando de acordo com o parâmetro externo em tempo real, acarretando grande economia de energia.

Os equipamentos de ar condicionado utilizados não foram substituídos mas, supondo que os parâmetros internos sejam mantidos e os externos básicos utilizados para o cálculo de carga térmica sejam reconhecidos e computados para uma nova simulação no sistema, é possível reestruturar o *setpoint* da temperatura do sistema de água gelada. Uma vez que o equipamento de arrefecimento possui uma determinada potência, foi possível aumentar a temperatura da água gelada do sistema baseado no parâmetro de temperatura externo para que seja utilizada uma potência menor do equipamento.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT (Ed.). **ABNT NBR 16401-1**. Disponível em:
<<http://www.sondar.com.br/wp-content/uploads/2015/07/NBR15848.pdf>>

ABNT (Ed.). **ABNT NBR 16401-2**. Disponível em:
<<http://www.sondar.com.br/wp-content/uploads/2015/07/NBR15848.pdf>>

ABNT (Ed.). **ABNT NBR 16401-3**. Disponível em:
<<http://www.sondar.com.br/wp-content/uploads/2015/07/NBR15848.pdf>>

ANDRADE, Thales de. Inovação tecnológica e meio ambiente: a construção de novos enfoques. **Ambiente & Sociedade**, Campinas, v. 7, n. 1, p.1-18, 2004. Trimestral. Disponível em:

<http://www.scielo.br/scielo.php?pid=S1414-753X2004000100006&script=sci_abstract&tlng=pt>

(ANEEL), Agência Nacional de Energia Elétrica. **Atlas de energia elétrica do Brasil**. 3. ed. Brasília: Aneel, 2008.

(ASHRAE), American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **ASHRAE HANDBOOK Fundamentals**, 1997.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NBR 6401: Instalações de ar-condicionado: sistemas centrais e unitários**. Rio de Janeiro, 1980.

BRASIL. INMETRO. (Org.). **Folder PBE**. [20--?]. Disponível em:
<http://www2.inmetro.gov.br/pbe/pdf/folder_pbe.pdf>

Borgnakke, C.; Sonntag, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 8. ed. 2013

CARLO, Joyce Correna. **Diferenças na simulação do consumo de energia elétrica em edificações decorrentes do uso de arquivos climáticos de sítios e anos distintos**. 2002. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

CEPEL, Centro de Pesquisas de Energia Elétrica –. **Guia para eficiência energética nas edificações públicas**. 2015. Disponível em:

<http://www.mme.gov.br/documents/10584/1985241/GUIA+EFIC+ENERG+EDIF+PUBL_1+0_12-02-2015_Compacta.pdf>

COSTA, E. C. **Conforto térmico: física aplicada à construção**. 4. ed. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 2003.

GUIA PARA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NAS EDIFICAÇÕES PÚBLICAS.

Disponível em:

<http://www.mme.gov.br/documents/10584/1985241/GUIA+EFIC+ENERG+EDIF+PUBL_1+0_12-02-2015_Compacta.pdf>

LAMBERT, Roberto. **Desempenho térmico em edificações**. Laboratório de eficiência energética em edificações (Apostila da disciplina), Florianópolis, 2005

MARTINELLI JUNIOR, Luiz Carlos. **Refrigeração e Ar-Condicionado: Parte IV - Psicrometria**. Disponível em:

<http://www.refrigeracao.net/Topicos/estudo_psicometria.pdf>.

MME, Ministério de Minas e Energia. **BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL**. Brasil: MME, 2015.

NOGUEIRA, Solange. **Eficiência Energética em Prédios Públicos Federais**. Rio de Janeiro, 2016. Color. Disponível em:
<http://www.mma.gov.br/estruturas/a3p/_arquivos/apresentacao_solange_nogueira.pdf>.

SISTEMAS DE AR CONDICIONADO. Rio de Janeiro: Procel, ago. 2011. Disponível em:
<http://www.mme.gov.br/documents/10584/1985241/Manual_Pratico_PROCEL-Man_Ar-Cond-Procel-Eletr-11.pdf>

(TRANE Company) **MANUAL DE AR CONDICIONADO TRANE**, 1. ed. Maio, 1980

ANEXOS

Anexo A

Memória de Cálculo Detalhada gerada pelo software Trace 700

A.1 Tabela referente a memória de cálculo da sala 10PN1

Zone Checksums
By Air System Engenharia

10PN1

COOLING COIL PEAK					CLG SPACE PEAK					HEATING COIL PEAK					TEMPERATURES		
Peaked at Time:		Mo/Hr: 4 / 15			Mo/Hr: 6 / 14		Mo/Hr: Heating Design			Mo/Hr: Heating Design			SADB	Cooling	Heating		
Outside Air:		OADB/WB/HR: 30 / 22 / 15			OADB: 27		OADB: 10			OADB: 10			Ra Plenum	26.7	19.2		
Space Sens. + Lat.	Plenum Sens. + Lat	Net Total	Percent Of Total (%)	Space Sensible	Percent Of Total (%)	Space Peak	Coil Peak	Percent Of Total (%)	Space Sens	Coil Peak	Percent Of Total (%)	Return	26.7	19.2			
kW	kW	kW		kW		kW	kW		kW	kW		Ret/OA	27.0	18.2			
Envelope Loads					Envelope Loads					Envelope Loads					Fn MtrTD	0.0	0.0
Skylite Solar	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	Skylite Solar	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	Fn BldTD	0.0	0.0			
Skylite Cond	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	Skylite Cond	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	Fn Fric	0.0	0.0			
Roof Cond	0.00	1.11	1.11	12.63	0.00	Roof Cond	0.00	-0.82	24.26	0.00	-0.82	AIRFLOWS					
Glass Solar	3.71	0.00	3.71	42.21	4.94	74.29	Glass Solar	0.00	0.00	0.00	0.00	Cooling			Heating		
Glass/Door Cond	0.64	0.00	0.64	7.28	0.21	3.16	Glass/Door Cond	-1.51	-1.51	44.67	-1.51	Diffuser	543	543			
Wall Cond	0.00	0.09	0.09	1.02	0.00	0.00	Wall Cond	0.00	-0.07	2.07	0.00	Terminal	543	543			
Partition/Door	0.01	0.00	0.01	0.11	-0.01	-0.15	Partition/Door	-0.02	-0.02	0.59	-0.02	Main Fan	543	543			
Floor	0.00	0.00	0.00	0.00	0	0.00	Floor	0.00	0.00	0.00	0.00	Sec Fan	0	0			
Adjacent Floor	0	0	0	0	0	0	Adjacent Floor	0	0	0.00	0	Nom Vent	60	60			
Infiltration	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	Infiltration	0.00	0.00	0.00	0.00	AHU Vent	60	60			
Sub Total ==>	4.36	1.20	5.56	63.25	5.14	77.29	Sub Total ==>	-1.53	-2.42	71.60	-1.53	Infil	0	0			
Internal Loads					Internal Loads					Internal Loads					MinStop/Rh	0	0
Lights	0.46	0.12	0.58	6.60	0.46	6.92	Lights	0.00	0.00	0.00	0.00	Return	543	543			
People	1.05	0	1	11.95	0.59	8.87	People	0.00	0	0.00	0	Exhaust	60	60			
Misc	0.40	0.00	0.40	4.55	0.40	6.02	Misc	0.00	0.00	0.00	0.00	Rm Exh	0	0			
Sub Total ==>	1.91	0.12	2.03	23.09	1.45	21.80	Sub Total ==>	0.00	0.00	0.00	0.00	Auxiliary	0	0			
Ceiling Load	0.14	-0.14	0.00	0.00	0.06	0.90	Ceiling Load	-0.10	0	0.00	-0.10	Leakage Dwn	0	0			
Ventilation Load	0.00	0.00	1.35	15.36	0.00	0.00	Ventilation Load	0.00	-0.73	21.60	0.00	Leakage Ups	0	0			
Adj Air Trans Heat	0	0	0	0	0	0	Adj Air Trans Heat	0	0	0	0	ENGINEERING CKS					
Dehumid. Ov Sizing	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	Ov/Undr Sizing	0.00	0.00	0.00	0.00	% OA	11.0	11.0			
Ov/Undr Sizing	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	Exhaust Heat	0.13	-3.85	-3.85	0.13	Lps/m²	18.73	18.73			
Exhaust Heat	0.00	-0.18	-0.18	-2.05	0.00	0.00	OA Preheat Diff.	0.00	0.00	0.00	0.00	Lps/kW	61.79				
Sup. Fan Heat	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	RA Preheat Diff.	0.00	0.00	0.00	0.00	m²/kW	3.30				
Ret. Fan Heat	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	Additional Reheat	0.00	0.00	0.00	0.00	W/m²	302.88	-116.60			
Duct Heat Pkup	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	System Plenum Heat	-0.36	10.65	10.65	-0.36	No. People	8				
Underfir Sup Ht Pkup	0	0	0	0	0	0	Underfir Sup Ht Pkup	0	0	0.00	0						
Supply Air Leakage	0	0	0	0	0	0	Supply Air Leakage	0	0	0.00	0						
Grand Total ==>	6.41	1.00	8.79	100.00	6.65	100.00	Grand Total ==>	-1.63	-3.38	100.00	-1.63						

COOLING COIL SELECTION							AREAS			HEATING COIL SELECTION				
Total Capacity	Sens Cap.	Coil Airflow	Enter DB/WB/HR		Leave DB/WB/HR		Gross Total	Glass	Capacity	Coil Airflow	Ent	Lvg		
kW	kW	L/s	°C	°C	°C	°C		m² (%)	kW	L/s	°C	°C		
Main Clg	8.79	7.37	27.1	17.2	9.8	12.8	29		Main Htg	-3.4	543	18.2	23.8	
Aux Clg	0.00	0.00	0	0.0	0.0	0.0	3		Aux Htg	0.0	0	0.0	0.0	
Opt Vent	0.00	0.00	0	0.0	0.0	0.0	0		Preheat	0.0	0	0.0	0.0	
Total	8.79						Int Door	0		Humidif	0.0	0	0.0	0.0
							ExFlr	0		Opt Vent	0.0	0	0.0	0.0
							Roof	29	0	Total	-3.4			
							Wall	27	23					
							Ext Door	0	0					

