

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ

Cleber Ferreira Takahashi

Guilherme Gama Simão

**INFLUÊNCIA DA CONDUTIVIDADE TÉRMICA
DOS MATERIAIS NA REDUÇÃO DE CONSUMO
ENERGÉTICO DE AMBIENTES INDUSTRIAIS
CLIMATIZADOS**

Taubaté – SP

2017

Cleber Ferreira Takahashi
Guilherme Gama Simão

**INFLUÊNCIA DA CONDUTIVIDADE TÉRMICA
DOS MATERIAIS NA REDUÇÃO DE CONSUMO
ENERGÉTICO DE AMBIENTES INDUSTRIAIS
CLIMATIZADOS**

Trabalho de graduação apresentado para
obtenção do Certificado de Graduação pelo Curso
de Engenharia Mecânica do Departamento de
Engenharia Mecânica da Universidade de
Taubaté,
Área de Concentração: Sistemas Térmicos
Orientador: Prof. Me. Luiz Ricardo Prieto Hercos

Taubaté - SP
2017

**Ficha Catalográfica elaborada pelo SIBi – Sistema Integrado
de Bibliotecas / Unitau - Biblioteca das Engenharias**

T136i Takahashi, Cleber Ferreira
Influência da condutividade térmica dos materiais na
redução de consumo energético de ambientes industriais
climatizados. / Cleber Ferreira Takahashi, Guilherme Gama
Simão. - 2017.

66f. : il; 30 cm.

Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) –
Universidade de Taubaté. Departamento de Engenharia
Mecânica e Elétrica, 2017
Orientador: Prof. Me. Luiz Ricardo Pietro Hercos,
Departamento de Engenharia Mecânica e Elétrica.

1. Transferência de calor. 2. Ar condicionado. 3.
Condutividade térmica. 4. Materiais. I. Título.

CLEBER FERREIRA TAKAHASHI

GUILHERME GAMA SIMÃO

**INFLUÊNCIA DA CONDUTIVIDADE TÉRMICA DOS MATERIAIS NA REDUÇÃO
DE CONSUMO ENERGÉTICO DE AMBIENTES INDUSTRIAIS CLIMATIZADOS**

Trabalho de graduação apresentado para obtenção do Certificado de Graduação pelo Curso de Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté, Área de Concentração: Sistemas Térmicos
Orientador: Prof. Me. Luiz Ricardo Prieto Hercos

Data: 23/10/2017

Resultado: *Aprovado*

BANCA EXAMINADORA

Prof. Me. Luiz Ricardo Prieto Hercos - Universidade de Taubaté

Assinatura

LR Hercos

Prof. Me. Ivair Alves dos Santos - Universidade de Taubaté

Assinatura

Ivair Alves dos Santos

Dedico este trabalho de conclusão de curso aos meus pais André Luis Valério Simão e Iraci de Paula Gama, à minha avó Amália Takahashi Simão, às minhas queridas irmãs Bianca e Maria Eduarda, às minhas queridas tias Valéria Valério Simão Barros Campos e Ana Paula Simão e ao meu primo João Victor Simão Nanzer por me acompanharem o tempo todo durante a minha jornada no curso de Engenharia Mecânica.

Dedico também esse trabalho aos prezados professores Me. Luiz Ricardo Prieto Hercos e Dra. Érica Josiane Coelho Gouvêa por transmitirem tantos conhecimentos essenciais para a realização dos meus sonhos como futuro engenheiro mecânico e docente.

Guilherme Gama Simão

Dedico este trabalho à minha esposa Renata, pessoa que amo e que agradeço pelo incentivo, carinho, paciência e por trazer paz na correria de cada semestre e também aos meus amados filhos Thaís e Vitor.

Cleber Ferreira Takahashi

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por ter me permitido chegar até aqui.

Ao meu amado pai, André Luis Valério Simão, por toda a educação e socorro prestado nos momentos mais difíceis da minha vida.

À minha amada mãe e principal motivação pela conclusão do curso, Iraci de Paula Gama, por sempre desde criança me incentivar a estudar, a ter uma profissão e também por todos esses anos ter suportado os inúmeros sacrifícios que fizemos para que os dias de hoje chegassem.

À minha amada avó, Amália Takahashi Simão, que nunca desistiu de mim e sempre esteve presente mesmo diante de todas as dificuldades.

Aos demais familiares por todo incentivo.

Ao professor orientador e engenheiro mecânico Me. Luiz Ricardo Prieto Hercos por todo o ensinamento transmitido durante o curso.

Ao meu colega, Cleber Ferreira Takahashi, por contribuir para a realização dessa importante conquista.

Guilherme Gama Simão

Agradeço em primeiro lugar à Deus, pois sem ele eu não teria forças e nem a dose correta de perseverança para chegar à conclusão, aos meus pais Gilberto e Luci que sempre me apoiaram nos estudos, ao professor Hercos por orientar na execução deste trabalho de graduação e ao colega Guilherme que idealizou o tema e que juntos pudemos desenvolver o trabalho de graduação.

Cleber Ferreira Takahashi

Os seres humanos têm uma necessidade inerente de se sentir confortáveis. Eles querem morar em um ambiente que não seja nem quente nem frio, nem úmido nem seco. Entretanto, conseguir conforto não é fácil, uma vez que os desejos do corpo humano e as condições climáticas não são muito compatíveis. Obter o conforto é algo que exige uma luta constante contra fatores que causam desconforto, como temperaturas altas ou baixas e umidade alta ou baixa. Nosso dever como engenheiros é ajudar as pessoas a se sentirem confortáveis.

Yunus A. Çengel

RESUMO

O objetivo deste trabalho é realizar um comparativo entre projetos arquitetônicos industriais visando obter emprego adequado do sistema de ar condicionado de menor custo financeiro de instalação e de manutenção (eficiência energética) por meio do uso apropriado de materiais que possuem um baixo coeficiente de condutividade térmica (isolantes).

Para obtenção de resultados o método utilizado envolveu cálculos de carga térmica em ambientes conforme proposto pela literatura “Instalações de Ar Condicionado”, sexta edição, de Hélio Creder. Para que fosse possível mostrar as diferenças entre um recinto melhor isolado termicamente e um menos isolado foi necessário supor uma condição de projeto inferior à apresentada na literatura, atribuindo a ela diferentes materiais utilizados na construção dos recintos assim como outros fatores influenciadores no ganho de carga térmica, como por exemplo as cores das paredes e telhados, presença ou não de persianas e toldos e também a iluminação.

Os resultados obtidos durante a realização do trabalho mostraram que se optando por projetar um ambiente levando em consideração as propriedades de transferência de calor dos materiais é possível obter um percentual de economia de energia elétrica ao ano equivalente a 44,4%, para o caso específico proposto pela literatura de Hélio Creder.

Esse é somente um demonstrativo da possibilidade de se obter economia quando se opta por levar em consideração as propriedades de transferência de calor dos materiais durante a concepção de projetos, é evidente que os resultados podem ser maiores ou menores dependendo da condição de projeto que se deseja obter.

Palavras-chave: Transferência de calor, ar condicionado, condutividade térmica, materiais

ABSTRACT

The objective of this work is to compare industrial architectural projects aiming to obtain adequate use of the air conditioning system whose the financial cost of installation and maintenance is lower, through the appropriate use of materials wich have low coefficient of thermal conductivity (insulation).

In order to obtain results the method used involved calculations of thermal load in environments as proposed in the literature "Air Conditioning Installations", sixth edition, by Hélio Creder. In order to show the differences between a thermally insulated enclosure and a less insulated enclosure, it was necessary to assume an inferior project condition than that presented in the literature, assigning to it different materials used in the construction of the enclosures like for example other influencing factors in the thermal load gain , such as the colors of walls and roofs, the presence or not of blinds and awnings and also the lighting.

The results obtained during the work showed that opting to design an environment taking into account the heat transfer properties of the materials it is possible to obtain a percentage of energy savings per year equivalent to 44.4%, for the case proposed by Hélio Creder's literature.

This is just a demonstration of the possibility of obtaining savings when choosing to take into account the heat transfer properties of the materials during project design, it is clear that the results may be larger or smaller depending on the design condition want to get.

Keywords: Heat transfer, air conditioning, thermal conductivity, materials

LISTA DE FIGURAS

Figura 01 - Engenheiro Willis Carrier	18
Figura 02 - Sistema de ar condicionado implementado	19
Figura 03 - Ciclo de refrigeração a compressão de vapor	20
Figura 04 - Transferência de calor unidirecional por condução	23
Figura 05 - Condução de calor	23
Figura 06 - Analogia com circuito elétrico	26
Figura 07 - Exemplo material não homogêneo	30
Figura 08 - Transmissão de calor solar através de vidro	32
Figura 09 - Comparativo de gastos entre as condições de projeto	61
Figura 10 - Percentual de economia ao ano quando se projeta adequadamente uma construção	62

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 – Condutividades térmicas	25
Tabela 02 – Valores médios de h	29
Tabela 03 – Coeficiente de transmissão de calor dos materiais de construção	30
Tabela 04 – Percentual de energia radiante em função da cor	31
Tabela 05 – Coeficiente de transmissão do calor solar através de vidros	33
Tabela 06 – Acréscimo ao diferencial de temperatura	34
Tabela 07 – Calor liberado pelas pessoas	35
Tabela 08 – Valores recomendados para consumo de energia elétrica para iluminação	36
Tabela 09 – Troca de ar por hora nos recintos	37
Tabela 10 – Infiltração de ar exterior	39

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
1.1 Considerações gerais	14
1.2 Objetivos	14
1.3 Justificativas do trabalho	15
2 DESENVOLVIMENTO	16
2.1 Conforto térmico	16
2.2 História do ar condicionado	18
2.3 Princípio do ar condicionado	20
2.4 Formas de transferência de calor	21
2.4.1 Analogia com o circuito elétrico	25
2.5 Cálculo de carga térmica	27
2.5.1 Carga de condução (calor sensível)	28
2.5.2 Carga devido à insolação (calor sensível)	31
2.5.2.1 Transmissão de calor do sol através de superfícies transparentes	32
2.5.2.2 Transmissão de calor do sol através de superfície opacas	34
2.5.3 Carga devido às pessoas (calor sensível e calor latente)	34
2.5.4 Carga devido aos equipamentos	35
2.5.4.1 Carga devido à iluminação (calor sensível)	35
2.5.5 Carga devido a infiltração	37
2.5.5.1 Método da troca de ar	37
2.5.5.2 Método das frestas	38
3 METODOLOGIA	40
4 RESULTADOS	42
4.1 Cálculo do projeto desconsiderando as propriedades de transferência de calor	42
4.1.1 Ganho por condução	42
4.1.1.1 Cálculo da área das paredes externas	42
4.1.1.2 Carga térmica devido às janelas com vidro	42
4.1.1.3 Carga térmica devido às paredes excluindo-se as janelas	43

4.1.1.4 Carga térmica devido às paredes divisórias	43
4.1.1.5 Carga térmica proveniente do teto	44
4.1.1.6 Ganho total de carga térmica por condução	45
4.1.2 Ganho por insolação	45
4.1.2.1 Cálculo da carga térmica por insolação nas janelas voltadas para oeste	45
4.1.2.2 Cálculo da carga térmica por insolação nas janelas voltadas para sul	46
4.1.2.3 Cálculo da carga térmica por insolação na parede voltada para oeste	46
4.1.2.4 Cálculo da carga térmica por insolação no telhado	47
4.1.2.5 Ganho total de carga térmica por insolação	47
4.1.3 Ganho por pessoas	47
4.1.3.1 Cálculo da carga térmica devido às pessoas	47
4.1.4 Ganho por iluminação	48
4.1.4.1 Cálculo da carga térmica devido à iluminação fluorescente	48
4.1.5 Ganho devido à infiltração (calor sensível e latente)	48
4.1.5.1 Cálculo da vazão total de ar pelas frestas	48
4.1.5.2 Cálculo do calor sensível	49
4.1.5.3 Cálculo do calor latente	49
4.1.6 Cálculo do calor total	49
4.1.7 Resumo	50
4.1.7.1 Cálculo do ganho total de carga térmica no recinto	50
4.2 Cálculo do projeto considerando as propriedades de transferência de calor	51
4.2.1 Ganho por condução	52
4.2.1.1 Cálculo da área das paredes externas	52
4.2.1.2 Carga térmica devido às janelas com vidro	52
4.2.1.3 Carga térmica devido às paredes excluindo-se as janelas	52
4.2.1.4 Carga térmica devido às paredes divisórias	53
4.2.1.5 Carga térmica proveniente do teto	54
4.2.1.6 Ganho total de carga térmica por condução	55
4.2.2 Ganho por insolação	55
4.2.2.1 Cálculo da carga térmica por insolação nas janelas voltadas para oeste	55
4.2.2.2 Cálculo da carga térmica por insolação nas janelas voltadas para sul	55
4.2.2.3 Cálculo da carga térmica por insolação na parede voltada para oeste	56

4.2.2.4 Cálculo da carga térmica por insolação no telhado	56
4.2.2.5 Ganho total de carga térmica por insolação	57
4.2.3 Ganho por pessoas	57
4.2.3.1 Cálculo da carga térmica devido às pessoas	57
4.2.4 Ganho por iluminação	57
4.2.4.1 Cálculo da carga térmica devido à iluminação fluorescente	57
4.2.5 Ganho devido à infiltração (calor sensível e latente)	58
4.2.5.1 Cálculo da vazão total de ar pelas frestas	58
4.2.5.2 Cálculo do calor sensível	58
4.2.5.3 Cálculo do calor latente	58
4.2.6 Cálculo do calor total	59
4.2.7 Resumo	59
4.2.7.1 Cálculo do ganho total de carga térmica no recinto	59
5 CONCLUSÃO	64
REFERÊNCIAS	65

1 INTRODUÇÃO

1.1 Considerações gerais

Desde os primórdios da civilização o homem busca, através de intervenções no ecossistema natural, controlar e usar os recursos disponíveis em prol da sobrevivência. Buscando um habitat mais confortável e seguro o homem passou a modificar o ambiente em que vivia com o objetivo de atender às suas necessidades fisiológicas. O homem então descobriu, na Pré-História, que nos períodos do ano em que o frio predominava, era conveniente se acomodar em cavernas que possuíssem sua abertura direcionada para os raios solares, e posteriormente com o avanço tecnológico e científico alcançados, o homem investiu na construção de ambientes climatizados como forma de provar sua racionalidade e capacidade de sobrevivência perante a natureza. Nesse contexto o conforto ambiental surge como importante campo de estudo vinculando engenharia, arquitetura e clima.

O avanço da tecnologia proporcionou muitos benefícios à humanidade, por sua vez, um dos mais cativantes e que causou um impacto direto no conforto e na qualidade de vida das pessoas foi o sistema de ar condicionado.

A invenção do ar-condicionado, além de transformar o nosso conceito de bem-estar e conforto, possibilitou o avanço e o desenvolvimento de diversas áreas da indústria e da ciência.

1.2 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é o estudo da condutividade térmica dos materiais e de seu impacto na transferência de calor, quando aplicados em ambientes climatizados.

O objetivo é fazer um comparativo entre cargas térmicas de ambientes que usem diferentes materiais e componentes visando obter emprego adequado do sistema de

ar condicionado de menor custo financeiro de instalação de manutenção (eficiência energética)

1.3 Justificativas do trabalho

O custo que a energia elétrica, associado à contribuição que o consumo energético tem para o aumento da poluição e do aquecimento global, faz com que esse consumo seja um elemento de importância vital para os sistemas de ar condicionado, que se caracterizam por serem uma tecnologia de grande consumo energético e onde a sua redução representa, por isso, uma das premissas básicas nos critérios de projeto.

A obtenção do isolamento térmico através do uso apropriado de componentes que possuem baixo coeficiente de condutividade térmica constitui um elemento importante, uma vez que permite a utilização de aparelhos de ar condicionado de menor potência, levando a um consumo global de energia inferior, durante toda sua vida útil. Por sua vez, o isolamento térmico reduz ao mínimo as perdas de calor dos equipamentos, incluindo unidades de tratamento de ar, condutos e canalizações. É indispensável a adoção de soluções arquitetônicas que tenham em conta a necessidade de redução do consumo energético.

2 DESENVOLVIMENTO

2.1 Conforto térmico

Os seres humanos possuem, por definição fisiológica, a necessidade de sentirem conforto, buscando assim morar em um ambiente adequado para atender suas necessidades, ambiente este que não seja quente ou frio, nem úmido ou seco. Porém, conseguir atingir este conforto muitas vezes não é tão simples, uma vez que as necessidades do corpo humano e as condições climáticas não costumam harmonizar-se entre si. Chegar a condição de conforto adequada é algo que exige um conflito persistente contra fatores provenientes do clima que provocam desconforto, como por exemplo elevadas ou baixas temperaturas e umidades, sendo assim, segundo Çengel e Boles (2006), dever dos engenheiros ajudar as pessoas a se sentirem confortáveis.

Um fator importante que afeta o conforto humano é a transferência de calor emitida pela radiação entre o corpo e as superfícies vizinhas em que a pessoa está inserida, como as paredes, janelas e teto (ÇENGEL; BOLES, 2006, p. 595).

Para a maioria das pessoas, o conforto térmico é obtido quando a temperatura ambiente está entre 22°C e 27°C (ÇENGEL; BOLES, 2006, p. 595).

A lei de Fourier é a pedra fundamental da transferência de calor por condução, sendo esta uma expressão que define uma importante propriedade dos materiais, a condutividade térmica, aplicada independentemente do seu estado físico (INCROPERA; DEWITT; BERGMAN; LAVINE, 2008, p.39).

A condução ocorre pela transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para as partículas menos energéticas, resultando a interação entre as partículas. A convecção é a transferência de energia entre uma superfície sólida e o fluido adjacente que está em movimento, e envolve os efeitos combinados da condução e do movimento do fluido. A radiação é a transferência de energia devido à emissão de ondas eletromagnéticas (ÇENGEL; BOLES, 2006, p. 595).

Pode ser observado que existe uma analogia entre as difusões de calor e de carga elétrica, onde a resistência elétrica associa-se à condução de eletricidade, uma

resistência térmica associa-se também à condução de calor. Circuitos térmicos equivalentes podem ser utilizados em sistemas mais complexos, como por exemplo em paredes compostas. Paredes compostas podem possuir uma quantidade de resistências térmicas em série e em paralelo, isso ocorre devido à existência de camadas de diferentes materiais (INCROPERA; DEWITT; BERGMAN; LAVINE, 2008, p.65).

Embora tenha ocorrido evolução na área de bioclimatologia, tem-se observado que elementos fundamentais como a iluminação, acústica, conforto térmico e ventilação natural, variáveis estas fundamentais para a eficiência do desempenho ambiental e energético do recinto construído, ainda são ignorados por profissionais da construção civil, inclusive em regiões onde os recursos naturais são abundantes, recursos estes presentes em muitas regiões brasileiras. Não dar importância a estes aspectos ambientais, é esquecer que a humanidade vive uma crise ambiental grave, onde a cada vez mais se observa que todas as formas de energia são consideradas um bem de alto valor agregado (Ferreira, Dilson Batista, Arquiteto Urbanista e Professor Dr. da FAU/UFAL).

O aumento crescente de edifícios erroneamente classificados como eficientes que fazem uso de materiais inadequados para regiões de clima tropical e sistemas de conforto mecanizados, expõe claramente a não preocupação com o clima, em favor de maneira significativa na boa estética arquitetônica (Ferreira, Dilson Batista, Arquiteto Urbanista e Professor Dr. da FAU/UFAL).

A sustentabilidade somente será alcançada com a redução do consumo de energia das cidades e com a alteração do pensamento economicista-consumista do mundo por seus habitantes. Desta forma, é necessário repensar sobre o processo de desenvolvimento em prol da ecoeficiência das cidades, proporcionando ao mesmo tempo, conforto ao ser humano e preservação do meio ambiente. Neste contexto, o planejamento urbano sustentável deve ser buscado, com enfoque para ambiente construído que é responsável por grande parte da poluição e desperdício energético do planeta (Ferreira, Dilson Batista, Arquiteto Urbanista e Professor Dr. da FAU/UFAL).

Segundo a American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers (ASHRAE) conforto térmico é o estado da mente que exprime a satisfação do homem no ambiente térmico em que está inserido.

Três fatores principais fundamentam a importância do conforto térmico, são eles:

- A satisfação do homem;
- O desempenho humano: as atividades realizadas pelo homem, sejam elas intelectuais ou manuais, apresentam melhor rendimento quando executadas em situações que proporcionem melhor conforto térmico, ou seja, sem causar suor excessivo ou sentimentos desagradáveis causados pelo frio;
- A conservação de energia ou eficiência energética: podendo aproveitar os recursos naturais e/ou estratégias bioclimáticas é possível alcançar o conforto térmico sem que haja a necessidade exagerada de usar fontes de energia artificial.

Com base nesses fatos, assuntos relacionados a construção arquitetônica que garanta eficiência energética, conforto térmico e sustentabilidade, têm tido bastante destaque e relevância na melhoria da qualidade de vida humana e como resultado disso, materiais que são amplamente usados na construção civil estão sendo cada vez mais estudados.

2.2 História do ar condicionado

Por volta de 1902 o engenheiro Willis Carrier (Figura 1) criou uma estrutura mecânica capaz de induzir a circulação do ar para dentro de dutos refrigerados artificialmente.

Figura 1 – Engenheiro Willis Carrier

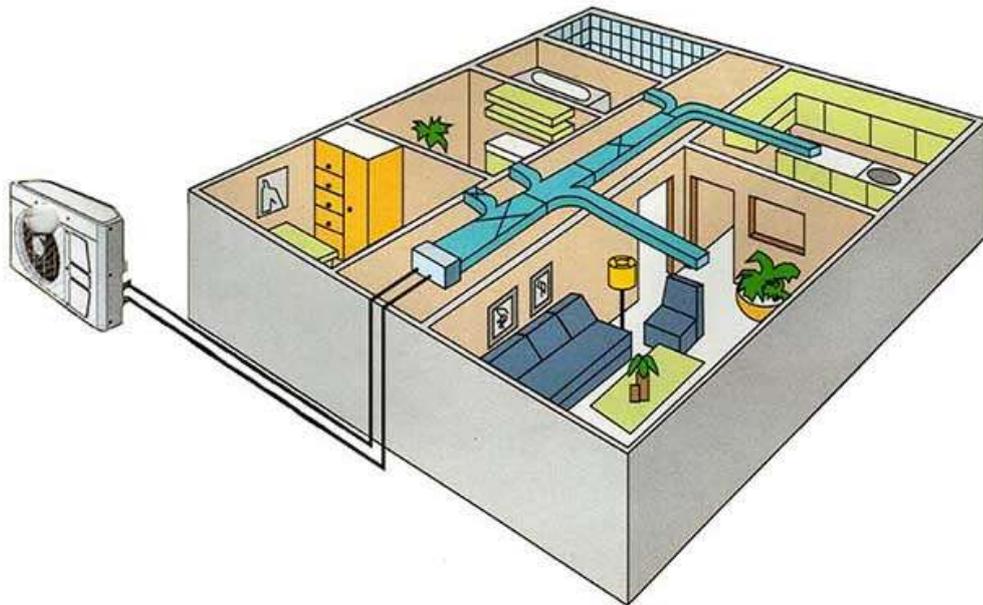


FONTE: <http://blog.newtemp.com.br/index.php/curiosidades/curiosidades-conheca-a-historia-do-ar-condicionado> (14/mai/2017)

A indústria têxtil foi o grande mercado pioneiro para os condicionadores de ar. O sistema projetado pelo engenheiro controlou a umidade das indústrias e alavancando o crescimento de todo o setor. O benefício da invenção também se expandiu e foi de grande importância para outras indústrias, como as de produção de papel, de produtos farmacêuticos e também para a área da saúde. Carrier, em 1914, instalou o primeiro aparelho de ar condicionado hospitalar. O sistema foi adquirido pela maternidade do hospital Allegheny General, em Pittsburgh, EUA. A invenção tornou possível a inserção de umidade extra nos berçários, fato este que ajudou a reduzir a mortalidade causada pela desidratação. O aparelho de ar condicionado também foi um elemento essencial para o desenvolvimento da indústria cinematográfica. No período de verão, a população frequentava com menor frequência as sessões de cinema, ocasionando o fechamento de muitas salas e o prejuízo de vários produtores. Como nos outros casos, esse problema também foi resolvido com a instalação do aparelho.

Foi entre 1950 e 1960 que os modelos de ar-condicionado residenciais passaram a ser produzidos e comercializados em grande escala e a popularidade do aparelho se difundiu pelo mundo.

Figura 2 – Sistema de ar-condicionado implementado



FONTE: <http://queconceito.com.br/sistema-de-ar-condicionado> (14/mai/2017)

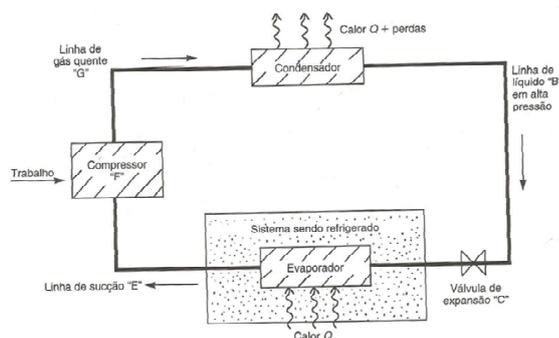
A história do ar-condicionado está intimamente ligada a comodidade da vida moderna, porém uma das suas principais desvantagens é que consomem muita energia elétrica.

Quando se trata de habitações de interesse social, divergências ocorrem na discussão sobre o assunto onde o mais importante é o custo que essas instalações representam. Dessa forma, no Brasil, muitas instalações residenciais ou até mesmo industriais são construídas sem que as características materiais, ambientais e climáticas sejam consideradas no projeto acarretando no elevado consumo de energia para suprir o desconforto térmico provocado

2.3 Princípio do ar condicionado

Condicionar o ar em um ambiente significa submetê-lo a certas condições, tornando-o compatíveis com o objetivo da instalação, independentemente das condições ambientais exteriores a este ambiente. Desta maneira, é possível condicionar o ar que será utilizado para o conforto do ambiente onde o homem está inserido, ou para um melhor desempenho ou durabilidade de equipamentos e processo. O fluido utilizado neste processo é o próprio ar que é refrigerado e tratado em um sistema fechado denominado de ciclo de refrigeração, conforme mostrado na Figura 3. O ar refrigerado é introduzido no ambiente onde ocorre a mistura com o ar já presente no recinto, essa mistura gasosa com o devido controle do seu fluxo, temperatura, umidade e pureza, proporcionará as condições de conforto (CREDER, 2004, p. 1).

Figura 3 – Ciclo de refrigeração a compressão de vapor



FONTE: Creder (2004, p. 49)

O ar é uma mistura de nitrogênio, oxigênio e pequenas quantidades de outros gases. Na atmosfera, o ar normalmente contém um pouco de vapor d'água (ou umidade) e é chamado de ar atmosférico. Por outro lado, o ar que não contém vapor d'água é chamado de ar seco. Embora a quantidade de vapor d'água no ar seja pequena, ele tem um papel importante nas aplicações de condicionamento de ar.

A sensação de conforto é baseada na redução de calor do corpo através da diferença de temperatura entre o ar e a pele. As massas de ar são aquecidas em virtude do contato com a pele, permitindo a perda de energia do corpo. O ar mais quente torna-se mais leve e sobe enquanto o mais frio desce, proporcionando uma sensação de resfriamento do ambiente graças a movimentação do ar conhecida como convecção natural.

2.4 Formas de transferência de calor

“O calor é definido como a forma de energia transferida entre dois sistemas (ou entre um sistema e sua vizinhança) em virtude das diferenças de temperaturas” (ÇENGEL; BOLES, 2006, p. 48).

De maneira geral, pode-se dizer que o calor é transmitido de três maneiras:

- por radiação, em que o calor é transmitido de um corpo a outro através de ondas, em linha reta e na velocidade da luz (por exemplo: irradiação solar);
- por convecção, em que o calor é transmitido de um corpo a outro através do fluido em que o mesmo está inserido (por exemplo: um corpo em banho-maria; aquecimento de ambiente em que o ar é o fluido que circunda os corpos);
- por condução, em que o calor é transmitido quando há contato direto entre os corpos ou entre suas partes, quando este apresenta diferença de temperatura (por exemplo: barra metálica em contato com o fogo) (CREDER, 2004, p. 11).

No inverno ocorre perda significativa de energia de um ambiente aquecido para o ar exterior. Esta perda de energia ocorre principalmente pela transferência de calor

por condução que ocorre através da parede que separa o ar do ambiente interno do ar do ambiente externo (INCROPERA; DEWITT; BERGMAN; LAVINE, 2008, p.3).

Através de equações de taxa apropriada, consegue-se quantificar processos de transferência de calor. Com o uso destas equações é possível calcular a quantidade de energia sendo transferida por unidade de tempo. A equação da taxa conhecida como a lei de Fourier é usada para o cálculo da condução térmica. Para uma parede plana unidimensional, como mostrado na Figura 4, com uma distribuição de temperaturas $T(x)$, a equação da taxa é representada conforme equação 2.1 (INCROPERA; DEWITT; BERGMAN; LAVINE, 2008, p.3).

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

O fluxo térmico q_x'' (W/m^2) é a taxa de transferência de calor que ocorre na direção x pela área perpendicular à direção da transferência, sendo este proporcional ao gradiente de temperatura, dT/dx , nesta direção. O parâmetro k , conhecida como condutividade térmica ($W/(m.K)$), é uma propriedade da característica do material da parede. O sinal de negativo presente na equação ocorre pelo fato de o calor ser transferido na direção de maior para o de menor temperatura. Nas condições de estado estacionário, com a distribuição de temperaturas linear, o gradiente de temperatura pode ser representado pela equação 2.2 (INCROPERA; DEWITT; BERGMAN; LAVINE, 2008, p.3).

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2.2)$$

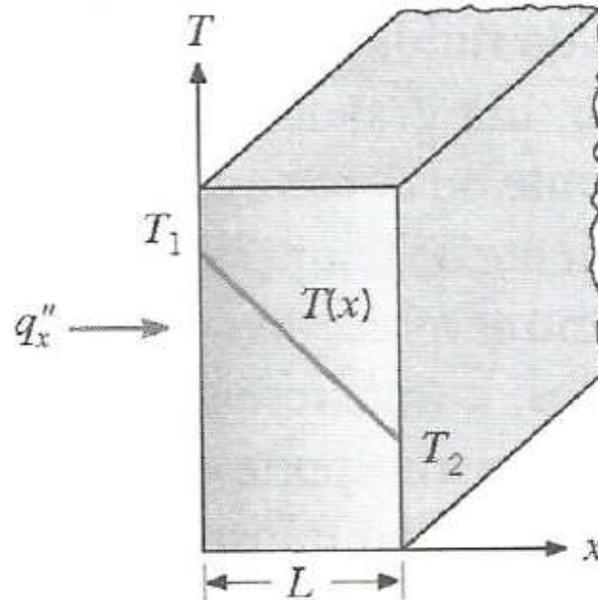
Desta maneira, e o fluxo térmico é então representada pela equação 2.3.

$$q_x'' = -k \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2.3)$$

Ou ainda, pela equação 2.4.

$$q_x'' = -k \frac{T_2 - T_1}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (2.4)$$

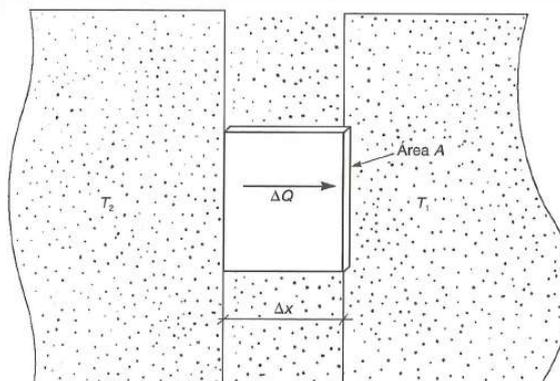
Figura 4 – Transferência de calor unidimensional por condução (difusão de energia)



FONTE: Incropera; Dewitt; Bergman; Lavine, (2008, p.3)

Ao imaginarmos uma lâmina de um determinado material, conforme mostrado na Figura 5, de seção A e espessura Δx e que as faces do material sejam mantidas a temperaturas diferentes T_2 e T_1 , sendo $T_2 > T_1$. Queremos assim avaliar o fluxo de calor ΔQ entre essas faces, no intervalo de tempo Δt e perpendicularmente a elas (CREDER, 2004, p.12).

Figura 5 – Condução de calor



FONTE: Creder (2004, p. 12)

De forma experimental Fourier conseguiu concluir que a quantidade de calor é proporcional à área A , à diferença de temperatura ΔT e ao intervalo de tempo Δt . Neste mesmo experimento também concluiu que se a diferença de temperatura e diferença de espessura forem pequenos, o fluxo de calor ΔQ será proporcional a $\frac{\Delta T}{\Delta x}$ para Δt e A constantes, (CREDER, 2004, p.12)

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} \propto A \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.5)$$

Se a lâmina tiver espessura infinitesimal dx tendendo a zero, no limite, e através da qual existir uma diferença de temperatura dT , a equação de transmissão de calor chamada lei de Fourier será (CREDER, 2004, p.12):

$$q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.6)$$

Onde:

q = taxa de transmissão de calor em um certo intervalo de tempo, através da área A em cal ou kcal;

$\frac{dT}{dx}$ = gradiente de temperatura (variação de temperatura com a distância);

k = condutividade térmica do material

Obs.: O sinal de menos presente na equação ocorre pelo fato do calor ser transmitido da face de maior temperatura para a face de menor temperatura (CREDER, 2004, p.12).

Podemos verificar a diferença de condutividade térmica de alguns materiais à temperatura ambiente, e para os gases à 0°C conforme indicado na Tabela 1.

Nesta tabela se observa que os materiais considerados corpos bons condutores de eletricidade também são os que têm maior condutividade térmica, o que enfatiza o conceito de que o calor é uma energia, assim igualmente como a eletricidade (CREDER, 2004, p. 12).

Tabela 1 – Condutividade térmica (kcal/s m°C – K)

METAIS	GASES	DIVERSOS
Aço..... $1,1 \times 10^{-2}$	Ar..... $5,7 \times 10^{-6}$	Amianto..... 2×10^{-5}
Latão..... $2,6 \times 10^{-2}$	Hidrogênio..... $3,3 \times 10^{-5}$	Concreto..... 2×10^{-4}
Alumínio..... $4,9 \times 10^{-2}$	Oxigênio..... $5,6 \times 10^{-6}$	Cortiça..... 4×10^{-5}
Chumbo..... $8,3 \times 10^{-3}$		Vidro..... 2×10^{-4}
Cobre..... $9,2 \times 10^{-2}$		Gelo..... 4×10^{-4}
Prata..... $9,9 \times 10^{-2}$		Madeira..... 2×10^{-5}

FONTE: Creder (2004, p. 13)

2.4.1 Analogia com o circuito elétrico

Para facilitar os cálculos da condutividade térmica em placas paralelas, analogia com um circuito elétrico costuma ser feito.

Sabe-se que o circuito de corrente contínua pela Lei de Ohm é:

$$I = \frac{U}{R} \quad (2.7)$$

Onde:

I = intensidade de corrente (ou fluxo de carga elétrica);

U = diferença de potencial elétrico

R = resistência elétrica.

(CREDER, 2004, p. 14)

A expressão de R em função dos dados físicos do condutor é:

$$R = \rho \frac{L}{A} \quad (2.8)$$

Onde:

ρ = resistividade elétrica do material condutor;

L = comprimento do condutor;

A = área da seção reta do condutor.

A condutividade elétrica é o inverso da resistividade, desta forma,

$$\rho = \frac{1}{C} \quad (2.9)$$

Então, a expressão acima fica:

$$R = \frac{L}{CA} \text{ que substituindo em } I, \text{ dá:}$$

$$I = CA \frac{U}{L} \quad (2.10)$$

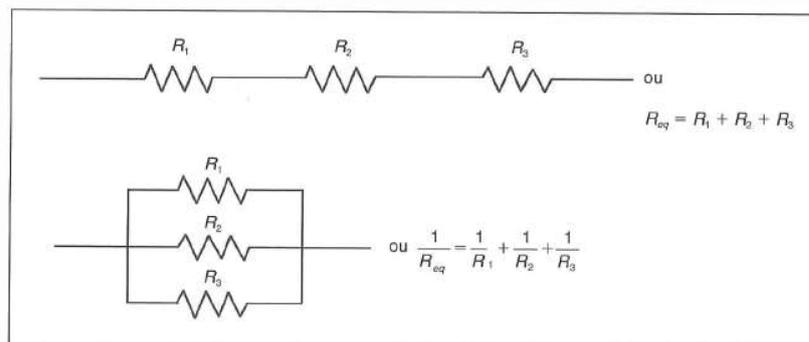
Ao se comparar a expressão acima com a Lei de Fourier, temos:

- I análogo com q
- C análogo com k
- U análogo com $dT = T_2 - T_1$
- L análogo com dx de espessura da placa

“Dessa analogia, podemos chamar a expressão $\frac{L}{KA}$ como resistência térmica de placas planas ou R_{th} ou Ω_{th} (Ohm térmico). Através da analogia com o circuito elétrico, podemos deduzir a resistência térmica de várias placas paralelas” (CREDER, 2004, p. 14).

A Figura 6 mostra que através da analogia do circuito elétrico é possível deduzir a resistência térmica de placa paralelas.

Figura 6 – Analogia com circuito elétrico



FONTE: Creder (2004, p. 15)

A equação então poderá ser apresentada de outra maneira:

$$q = \frac{T_2 - T_1}{\sum_{i=a}^n \frac{L_i}{k_i \times A}} \quad (2.11)$$

A equação pode ser transformada considerando A constante, pois nos cálculos de ar condicionado as tabelas de carga térmica são preparadas para condutância em vez de resistências (CREDER, 2004, p. 15):

$$q = AUD \quad (2.12)$$

Sendo:

$$U = \frac{1}{R_{th}} \left[\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad (2.13)$$

e

$$D = T_2 - T_1 \quad (2.14)$$

$$q = kcal/h \quad (2.15)$$

2.5 Cálculo de carga térmica

Carga térmica é a quantidade de calor sensível e latente que se deve retirar ou adicionar em um recinto para poder proporcionar condições de conforto térmico esperada. Normalmente são expressas nas unidades de BTU/h e kcal/h.

Essas cargas térmicas podem ser introduzidas no recinto por:

- Condução;
- Insolação;
- Dutos;
- Pessoas;
- Equipamentos;

- Infiltração;
- Ventilação.

2.5.1 Carga de condução (calor sensível)

Para materiais homogêneos, paredes planas e paralelas é utilizada a expressão geral de transmissão de calor por condução por hora:

$$Q = \frac{AKD}{x} \quad (2.16)$$

Q = Taxa de fluxo de calor (kcal/h)

A = Área da superfície normal ao fluxo (m²)

K = Condutividade térmica do material (m)

D = Diferença de temperatura entre as superfícies separadas (°C)

x = Espessura do material (m)

O material não sendo homogêneo, como parede de tijolos e revestidas de massa e isolamento, é utilizado a expressão:

$$Q = ACD \quad (2.17)$$

Q = Taxa de fluxo de calor (kcal/h)

A = Área da superfície normal ao fluxo (m²)

C = Condutância (kcal/h * m² * °C)

D = Diferença de temperatura entre as superfícies separadas (°C)

A condutância superficial é a quantidade de calor transferido do ar para a superfície e vice-versa (por m² e por °C de diferença de temperatura) e por meio desta que ocorre a transferência de calor. Sendo o fluxo uniforme, a transferência é expressa:

$$Q = AhD \quad (2.18)$$

Q = Taxa de fluxo de calor (kcal/h)

A = Área da superfície normal ao fluxo (m²)

h = Condutância (kcal/h * m² * °C)

D = Diferença de temperatura entre a superfície e o ar de contato (°C)

Os valores de h dependem da cor e rugosidade da superfície, assim como também da velocidade do vento.

Tabela 2 – Valores médios de h

	BTU/h * ft ² * °F	kcal/h * m ² * °C
Ar parado	1,46 a 1,63	7,13 a 7,96
Ar a 12 km/h	4,0	19,5
Ar a 24 km/h	6,0	29,3

FONTE: Creder (2004, p. 89)

Mais fácil de ser obtido, nos cálculos de carga térmica, usa-se o coeficiente U, onde é medido a temperatura do ar de ambos os lados da superfície. Sendo este chamado de *coeficiente global de transmissão de calor* e é definido como o fluxo de calor por hora em um metro quadrado de superfície, para cada grau centígrado de diferença de temperatura do ar dos dois lados da parede.

$$Q = AUD \quad (2.19)$$

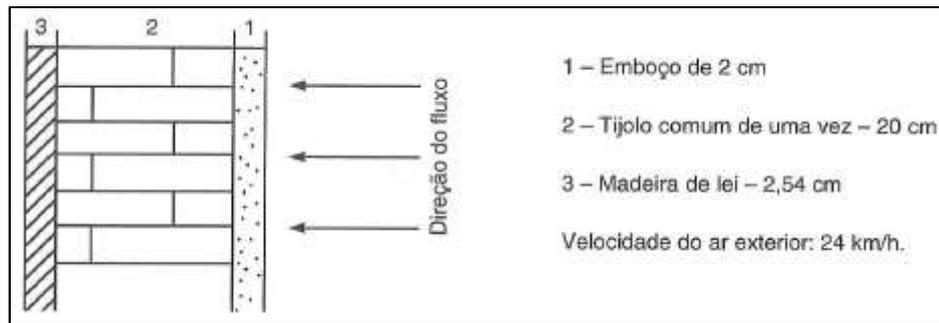
Q = Taxa de fluxo de calor (kcal/h)

A = Área da superfície normal ao fluxo (m²)

U = Coeficiente global de transmissão de calor (kcal/h * m² * °C)

D = Diferença de temperatura entre as superfícies separadas (°C)

Figura 7 – Exemplo material não homogêneo



FONTE: Creder (2004, p. 89)

Tabela 3 – Coeficiente de transmissão de calor dos materiais de construção

Material	Condutividade K		Condutância C	
	BTU · in/h · ft ² · °F	kcal/h · m · °C	BTU/h · ft ² · °F	kcal/h · m ² · °C
1. Acabamentos:				
– cimento asbestos	4,0	0,496		
– gesso 1/2"			2,25	10,99
– lambris	0,80	0,09		
– lambris de 3/4"			1,07	5,22
– fibra de madeira	1,40	0,173		
– emboço ou reboco (2 cm)			0,49	2,39
2. Alvenaria:				
– lã mineral (vidro ou rocha)	0,27	0,03		
– vermiculite	0,46	0,05		
– concreto simples	5,0	0,62		
– massa de cimento com agregados	1,7	0,21		
– concreto com areia e pedra	12,0	1,48		
– estuque	5,0	0,62		
– tijolo comum (meia-vez)	5,0	0,62		
– tijolo comum (uma vez)	9,0	1,11		
– tijolo de concreto furado de 10 cm	1,4	0,17		
– tijolo de concreto furado de 20 cm	0,9	0,11		
– ladrilho ou cerâmica	0,9	0,11		
– alvenaria de pedra	12,50	1,55		
3. Isolamentos:				
– fibras de lãs minerais (vidro ou rocha)	0,27	0,03		
– fibra de madeira	0,25	0,03		
– vidro celular	0,39	0,04		
– cortiça	0,27	0,03		
– fibra de vidro	0,25	0,03		
– isoflex (Santa Marina)		0,039		
4. Argamassas:				
– nata de cimento com areia	5,0	0,62		
– nata de gesso com areia	5,6	0,69		
– agregado com vermiculite	1,7	0,21		
5. Cobertura:				
– placa de agregado de asfalto	6,50	0,80		
– teto com 10 cm	3,00	0,37		
6. Madeiras:				
– de lei (cedro, canela etc.)	1,10	0,13		
– pinho	0,80	0,09		

Ref.: Trane Air Conditioning.

FONTE: Creder (2004, p. 90)

2.5.2 Carga devido à insolação (calor sensível)

A energia solar que a superfície terrestre recebe do universo é na maior parte das vezes a responsável pela maior parcela da carga térmica nos cálculos do ar condicionado, em geral por convecção e radiação.

Por absorção, quanto menos brilhante for a superfície refletora, maior energia de radiação solar será introduzida no recinto. A tabela 4 abaixo nos mostra o percentual de energia radiante em função da cor:

Tabela 4 – Percentual de energia radiante em função da cor

	<i>Calor Refletido</i>	<i>Calor Absorvido</i>
Alumínio polido	72%	28%
Vermelho-claro	37%	63%
Preto	6%	94%

FONTE: Creder (2004, p. 93)

Estes valores de calor absorvido e refletido dependem também da rugosidade da superfície. Da mesma forma, a temperatura de tetos e paredes depende dos fatores listados abaixo:

- Coordenada geográfica do local (latitude);
- Inclinação do raio solar (em função da época do ano e da hora considerada);
- Tipo de construção;
- Cor e rugosidade da superfície;
- Refletância da superfície.

É importante saber o horário de utilização do recinto para realizar a estimativa de carga térmica, considerando desta forma a incidência máxima do sol.

2.5.2.1 Transmissão de calor do sol através de superfícies transparentes (vidro)

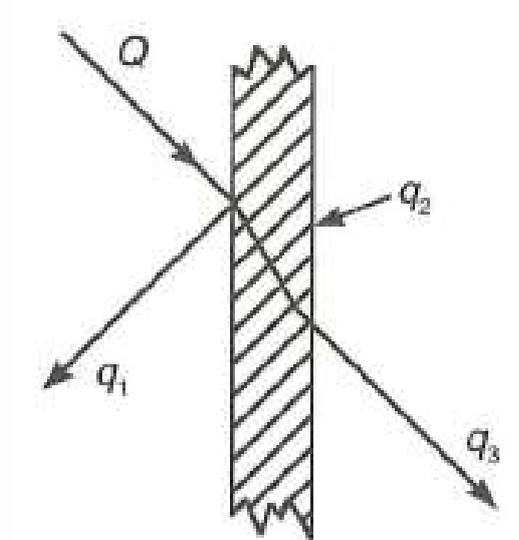
A energia oriunda do sol incidente em superfície transparente se divide em três partes:

- Uma refletida (q_1);
- Uma absorvida pelo vidro (q_2);
- Uma atravessa o vidro (q_3).

$$Q = q_1 + q_2 + q_3 \quad (2.20)$$

A Figura 8 abaixo ilustra esta condição.

Figura 8 – Transmissão de calor solar através de vidro



FONTE: Creder (2004, p. 93)

Para os cálculos de carga térmica somente a parcela q_3 , que é a parcela que penetra no recinto. A Tabela 5 abaixo, de origem americana, são observados valores de fator solar obtido em ensaios para janela sem proteção, considerando esquadrias de madeira. Para esquadria metálica, multiplicar o valor obtido por 1,15.

Tabela 5 – Coeficiente de transmissão do calor solar através de vidros (fator solar)

22° 54' Latitude Sul		kcal/h · m ² (Fator Solar) de Áreas de Vidro												Valores Máximos em Cada Orientação entre Setembro e Março		
Verão		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	kcal/h · m ²	W/m ²
Hora Local																
Dia do Ano	Face do Prédio															
22 DEZEMBRO	S	87	98	68	54	49	43	41	43	49	54	65	98	87	98	113,5
	SE	260	421	388	290	190	73	41	38	38	38	38	27	11	420	488,8
	E	263	440	475	426	277	122	38	38	38	38	38	27	11	474	551,8
	NE	95	193	222	214	157	84	43	38	38	38	38	27	11	222	358,6
	N	11	27	33	38	41	49	49	49	41	38	38	27	11	49	56,7
	NO	11	27	33	38	38	38	43	84	157	214	217	193	95	217	352,2
	O	11	27	33	38	38	38	38	122	277	426	434	440	263	440	510,8
	SO	11	27	33	38	38	38	41	73	190	290	364	421	260	420	488,8
	CLARABÓIA	41	176	361	515	629	684	738	412	629	515	429	176	41	740	857,8
21 JANEIRO 21 NOVEMBRO	S	60	65	49	41	41	38	38	38	41	41	43	65	60	65	75,6
	SE	228	383	372	279	160	65	38	38	38	35	35	24	11	384	444,6
	E	244	442	480	431	296	130	38	38	38	35	35	24	11	480	558,2
	NE	100	214	260	250	193	109	49	38	38	35	35	24	11	245	302,7
	N	11	24	33	38	46	54	57	54	46	38	35	24	11	57	66,2
	NO	11	24	33	35	38	38	38	109	193	250	247	214	100	250	290,1
	O	11	24	33	35	38	38	38	130	296	431	440	442	244	443	514,0
	SO	11	24	33	35	38	38	38	65	160	279	334	383	228	384	444,6
	CLARABÓIA	30	171	347	515	624	692	733	692	624	515	407	171	30	734	851,4
30 FEVEREIRO 23 OUTUBRO	S	16	24	30	35	38	38	38	38	35	35	24	16	38	44,1	
	SE	141	342	307	214	103	43	38	38	38	35	35	22	5	342	397,3
	E	168	415	488	440	285	138	38	38	38	35	35	22	5	489	567,6
	NE	92	269	342	334	304	187	79	41	38	35	35	22	5	343	397,3
	N	5	22	33	35	38	106	114	106	84	52	38	22	5	114	132,4
	NO	5	22	30	35	38	41	79	187	304	334	331	269	92	334	387,9
	O	5	22	30	35	38	38	38	152	285	440	448	415	168	448	520,3
	SO	5	22	30	35	38	38	38	43	103	214	269	342	168	342	397,3
	CLARABÓIA	16	138	320	472	597	662	692	662	597	472	372	138	16	691	804,1
22 MARÇO 22 SETEMBRO	S	0	16	30	35	38	38	38	38	35	35	16	0	38	44,1	
	SE	0	225	255	136	49	38	38	38	38	35	35	16	0	255	296,4
	E	0	366	458	426	309	133	38	38	38	35	35	16	0	458	532,9
	NE	0	285	385	418	369	274	147	52	38	35	35	16	0	418	485,6
	N	0	24	57	128	179	220	228	220	179	128	73	24	0	229	264,9
	NO	0	16	30	35	38	52	147	274	369	418	388	285	0	418	485,6
	O	0	16	30	35	38	38	38	133	309	426	440	366	0	439	510,8
	SO	0	16	30	35	38	38	38	49	136	201	225	0	0	225	261,7
	CLARABÓIA	0	79	247	410	543	605	635	605	543	410	309	79	0	636	737,9
20 ABRIL 24 AGOSTO	S	0	11	24	33	35	38	38	38	35	33	27	11	0		
	SE	0	106	128	65	35	38	38	38	35	33	27	11	0		
	E	0	250	404	388	279	130	38	38	35	33	27	11	0		
	NE	0	231	415	467	440	364	233	98	41	33	27	11	0		
	N	0	54	152	238	293	342	353	342	293	239	184	54	0		
	NO	0	11	24	33	41	98	233	364	440	467	429	231	0		
	O	0	11	24	33	35	38	38	130	279	388	399	250	0		
	SO	0	11	24	33	35	38	38	38	35	65	95	106	0		
	CLARABÓIA	0	46	163	320	445	521	548	521	445	320	217	30	0		
21 MAIO 23 JULHO	S	0	5	19	30	35	35	35	35	30	24	5	0			
	SE	0	57	68	33	35	35	35	35	30	24	5	0			
	E	0	122	336	350	250	111	35	35	35	30	24	5	0		
	NE	0	128	385	469	461	402	277	152	52	30	24	5	0		
	N	0	46	187	298	374	412	429	412	374	298	231	46	0		
	NO	0	5	19	30	35	35	35	35	30	24	5	0			
	O	0	5	19	30	11	35	35	111	250	350	334	122	0		
	SO	0	5	19	30	11	35	35	35	35	33	43	41	0		
	CLARABÓIA	0	8	100	236	355	434	456	434	355	236	155	8	0		
21 JUNHO	S	0	3	14	30	33	35	35	35	33	30	19	3	0		
	SE	0	14	38	30	33	35	35	35	33	30	19	3	0		
	E	0	57	296	326	239	95	35	35	33	30	19	3	0		
	NE	0	60	331	467	467	399	317	182	68	30	19	3	0		
	N	0	24	195	326	393	437	448	437	393	326	233	24	0		
	NO	0	3	14	30	68	182	317	399	467	467	383	60	0		
	O	0	3	14	30	33	35	35	95	239	326	296	57	0		
	SO	0	3	14	30	33	35	35	35	33	30	33	14	0		
	CLARABÓIA	0	5	73	203	320	396	421	396	320	203	130	5	0		

FONTE: Creder (2004, p. 94; 95)

A janela recebendo uma proteção, deve-se multiplicar o valor obtido pelos coeficientes de redução:

- Toldos ou persianas externas: 0,15 – 0,20;
- Persianas internas e reflexoras: 0,50 – 0,66;

- Cortinas internas brancas (opacas): 0,25 – 0,61.

2.5.2.2 Transmissão de calor do sol através de superfície opacas

Por condução e convecção as paredes, lajes e telhados transmitem energia solar para o interior do recinto.

$$Q = A \cdot U [(t_e - t_i) + \Delta t] \quad (2.21)$$

Q = Fluxo de calor (W)

A = Área (m²)

U = Coeficiente global de transmissão de calor (kcal/h * m² * °C)

t_e = Temperatura exterior (°C)

t_i = Temperatura interior (°C)

Δt = Acréscimo de diferencial e temperatura (conforme Tabela 6 abaixo)

Tabela 6 – Acréscimo ao diferencial de temperatura

Superfície	Cor Escura		Cor Média		Cor Clara	
	°F	°C	°F	°C	°F	°C
Telhado	45	25,0	30	16,6	15	8,3
Parede E ou O	30	16,6	20	11,1	10	5,5
Parede N	15	8,3	10	5,5	5	2,7
Parede S	0	0	0	0	0	0

FONTE: Creder (2004, p. 97)

2.5.3 Carga devido às pessoas (calor sensível e calor latente)

Todo ser humano emite calor sensível e calor latente e este pode variar em razão do grau de agitação do mesmo, ou seja, se está em repouso ou em atividade. Estando o ser humano submetido a uma atividade muito severa, o mesmo pode emitir calor até cinco vezes mais do que se estivesse em repouso. Quanto maior a temperatura externa, maior será a emissão pelo corpo de calor latente. Inversamente, quanto menor a temperatura externa, maior será a emissão de calor

sensível. Considerando temperaturas externa entre 15,6°C e 37°C o corpo humano emitirá ao ambiente o calor sensível e latente, mantendo constante o calor total.

$$Q = n(q_s + q_l) \quad (2.22)$$

Q = Carga térmica (kcal/h)

n = Quantidade de pessoas no recinto

q_s = Calor sensível (kcal/h)

q_l = Calor latente (kcal/h)

Abaixo Tabela 7 baseada na NBR-6401, mostra os valores de calor liberados pelas pessoas em função da temperatura e atividade que a mesma está exercendo.

Tabela 7 – Calor liberado pelas pessoas

Temperatura Ambiente		Pessoa Sentada ou em Movimento Lento						Pessoa em Exercício Físico Moderado					
		Calor Sensível		Calor Latente		Calor Total		Calor Sensível		Calor Latente		Calor Total	
°C	°F	kcal/h	BTU/h	kcal/h	BTU/h	kcal/h	BTU/h	kcal/h	BTU/h	kcal/h	BTU/h	kcal/h	BTU/h
29	84,2	45,1	179	54,9	218	100	397	38,1	151	128	508	166,1	659
28	82,4	50,2	199	50,2	199	100	397	45,1	179	121	480	166,1	659
27	80,6	54,9	218	45,1	179	100	397	51,9	206	144,1	572	166,1	659
26	78,8	58	230	42,1	167	100	397	58	230	108,1	429	166,1	659
25	77,0	62	246	38,1	151	100	397	64	254	101,8	404	166,1	659
24	75,2	66	262	34	135	100	397	72,1	286	94	373	166,1	659
23	73,4	69,1	274	31	123	100	397	77,1	306	89	353	166,1	659
22	71,6	72,1	286	28	111	100	397	82,2	326	83,9	333	166,1	659
21	69,8	75,1	298	24,9	99	100	397	88	349	78,1	310	166,1	659

A NBR-6401 (1978) dá os valores do calor sensível e latente em função do metabolismo em diversos locais.

FONTE: Creder (2004, p. 100)

2.5.4 Carga devido aos equipamentos

2.5.4.1 Carga devido à iluminação (calor sensível)

Para o cálculo de carga térmica são utilizados dois tipos de iluminação:

- Iluminação incandescente

$$q = \text{total de watts} * 0,86 \text{ (para transformar em kcal/h)}$$

- Iluminação fluorescente

$$q = (\text{total de watts} + 20\%) * 0,86 \text{ (para transformar em kcal/h)}$$

O adicional de 20% ao total de watts ocorre pelo fato de a iluminação fluorescente necessitar de um equipamento adicional, o reator, para prover a tensão necessária à partida e a limitação de corrente.

No cálculo da carga térmica, deve ser levado em consideração que nem todas as lâmpadas estarão ligadas; normalmente na hora de maior insolação, boa parte das lâmpadas estarão desligadas.

Abaixo Tabela 8 mostra os valores recomendados para consumo de energia elétrica para iluminação.

Tabela 8 – Valores recomendados para consumo de energia elétrica para iluminação

<i>Local</i>	<i>Tipos de Iluminação</i>	<i>Nível de Iluminação (lux)</i>	<i>Potência Dissipada W/m²</i>
Escritórios	Fluorescente	1.000	40
Lojas	Fluorescente	1.000	50
Residências	Incandescente	300	30
Supermercados	Fluorescente	1.000	35
Barbearias e Salões de beleza	Fluorescente	500	20
Cinemas e teatros	Incandescente	60	15
Museus e Bibliotecas	Fluorescente	500	45
	Incandescente	500	70
	Fluorescente	150	15
Restaurantes	Incandescente	150	25
Bancos	Fluorescente	1.000	35
Auditórios:			
a) Tribuna	Incandescente	1.000	50
b) Platéia	Incandescente	500	30
c) Sala de espera	Incandescente	150	20
Hotéis:			
a) Banheiros	Incandescente	150	25
b) Corredores	Incandescente	100	15
c) Sala de leitura	Fluorescente	500	45
	Incandescente	500	70
d) Quartos	Incandescente	500	35
e) Salas de reunião			
– Platéia	Incandescente	150	20
– Tablado	Incandescente	500	30
f) Portaria e recepção	Incandescente	250	35

FONTE: Creder (2004, p. 102)

2.5.5 Carga devido a infiltração

O movimento do ar externo através das frestas das portas e janelas ou outras aberturas, possibilita a entrada de ar no recinto. Esta penetração adiciona calor sensível e latente. Existem dois métodos que permitem o cálculo desta carga térmica, porém calculada com não muita precisão:

- Método da troca de ar;
- Método das frestas.

2.5.5.1 Método da troca de ar

A troca de ar por hora dos recintos adotada por este método é calculada pela quantidade de janelas com base na Tabela 9.

Tabela 9 – Troca de ar por hora nos recintos

<i>Janelas Existentes</i>	<i>Trocas por Hora</i>
Nenhuma janela ou porta para o exterior	3/4
Janelas ou portas em 1 parede	1
Janelas ou portas em 2 paredes	1 1/2
Janelas ou portas em 3 paredes	2
Lojas	2

FONTE: Creder (2004, p. 105)

A troca do ar consiste em renovar todo o ar contido no ambiente por hora, desta maneira, o calor do ar externo aumentará o do ar contido no interior do ambiente.

$$q_s = m.c.(t' - t) \quad (2.23)$$

$q_s = \text{kcal/h;}$

$m = \text{kg/h de ar;}$

c = Calor específico em $\frac{kcal}{kg^{\circ}C}$;

t' e t = Temperatura em $^{\circ}C$;

Q = Vazão de ar em m^3/h ;

$m = Q/0,833 = 1,2Q$

Sendo $0,833 m^3$ o volume ocupado por um kg de ar, e como o calor específico do ar nas condições normais é de $0,24 kcal/kg^{\circ}C$:

$$q_s = 1,2Q * 0,24 * (t_e - t_i) \quad (2.24)$$

$$q_s = Q * 0,29 * (t_e - t_i) \quad (2.25)$$

2.5.5.2 Método das frestas

A velocidade do vento é que determina neste método a penetração de ar do exterior para o interior do ambiente. Multiplicando o comprimento linear da fresta pelos valores expressos na Tabela 10, irá fornecer a quantidade de calor que entra no ambiente. Quando no ambiente a pressão é maior que a do ar exterior, esta parcela pode ser desprezada, pois não haverá penetração de ar de fora para dentro do ambiente.

O ar que penetra aumenta o calor sensível e latente do ambiente. A carga de calor sensível é dada pela mesma expressão do método da troca de ar, e a carga de calor latente é dada por:

$$q_l = 583C \quad (2.26)$$

q_l = Calor latente (kcal/h);

$C = (UE_2 * UE_1) * \gamma * Q$;

UE_2 = Umidade específica do ar no interior (kg/kg);

UE_1 = Umidade específica do ar na entrada (kg/kg);

γ = Peso específico do ar (kg/m^3)

Q = Fluxo de ar (m^3/h)

Tabela 10 – Infiltração de ar exterior

<i>Ar pelas Frestas</i>		
<i>Tipo de Abertura</i>	<i>Observação</i>	<i>m³/h por Metro de Fresta</i>
Janela		
– comum		3,0
– basculante		3,0
– guilhotina c/ caixilho de madeira	Mal ajustada	6,5
	Bem ajustada	2,0
– guilhotina c/ caixilho metálico	Sem vedação	4,5
	Com vedação	1,8
Porta	Mal ajustada	13,0
	Bem ajustada	6,5
<i>Ar pelas Portas</i>		
<i>Local</i>	<i>m³/h por Pessoa Presente no Recinto Condicionado</i>	
	<i>Porta Giratória (1,80 m)</i>	<i>Porta de Vaivém (0,90 m)</i>
Bancos	11	14
Barbearias	7	9
Drogarias e farmácias	10	12
Escritórios de corretagem	9	9
Escritórios privados	–	4
Escritórios em geral	–	7
Lojas de cigarros	32	51
Lojas em geral	12	14
Quartos de hospitais	–	7
Restaurantes	3	4
Salas de chá ou café	7	9
<i>Ar pelas Portas Abertas</i>		

Porta de 90 cm – 1.350 m³/h

Porta de 180 cm – 2.000 m³/h

Para contrabalançar a infiltração com tomada de ar nos condicionadores:

Porta de 90 cm – 1.750 m³/h

Porta de 180 cm – 2.450 m³/h

FONTE: Creder (2004, p. 107)

3 METODOLOGIA

Para obtenção de resultados o método utilizado envolveu cálculos de carga térmica em ambientes conforme proposto pela literatura “Instalações de Ar Condicionado”, sexta edição, de Hélio Creder.

Essa carga térmica pode ser inserida no ambiente a ser condicionado por condução, insolação, dutos, pessoas, equipamentos, infiltração e ventilação.

Seguindo a ideologia, proposta no objetivo desse trabalho e sustentada anteriormente por diversas citações, de que um recinto projetado adequadamente levando em consideração as propriedades de transferência de calor dos materiais possibilita um consumo energético eficiente e sustentável, optou-se por utilizar uma situação proposta na literatura acima mencionada, de Hélio Creder, em que dois restaurantes de uma determinada instalação necessitam ser condicionados. Para que fosse possível mostrar as diferenças entre um recinto melhor isolado termicamente e um não isolado foi necessário supor uma condição de projeto inferior à apresentada na literatura, atribuindo a ela diferentes materiais utilizados na construção dos recintos assim como outros fatores influenciadores no ganho de carga térmica, como por exemplo as cores das paredes e telhados, tipos de isolamento de dutos, presença ou não de persianas e toldos e também a iluminação.

Para essa condição inferior considerou-se que:

- as paredes externas e telhados possuem cores escuras;
- janelas sem persianas e com vidro simples;
- paredes construídas com materiais de alvenaria como por exemplo o tijolo comum de meia vez (20 cm) e gesso de $\frac{1}{2}$ " para acabamento;
- sem dutos
- teto de 8 cm de espessura construído com concreto e brita e acabamento com gesso de $\frac{1}{2}$ ";

Inicialmente calculou-se o ganho de carga térmica por condução, posteriormente por insolação, dutos, pessoas, iluminação e finalmente por infiltração utilizando o método das frestas.

Para a condição de projeto proposta na literatura de Hélio Creder usou-se o mesmo método de cálculo de ganho de carga térmica, apenas diferindo nos materiais utilizados na construção dos recintos e nos demais fatores anteriormente citados.

Portanto, considerou-se que:

- as paredes externas possuem cores médias ;
- telhados de cor clara;
- janelas com persianas e com vidro simples;
- paredes construídas com materiais de alvenaria como por exemplo o tijolo comum de uma vez (20 cm) e emboço de 2cm ;
- sem dutos
- teto de 8 cm de espessura construído com concreto e brita e acabamento com emboço de 2 cm;

Após calcular os ganhos de carga térmica para as duas diferentes condições a diferença de carga térmica foi comparada. Dessa forma foi possível obter uma melhor percepção sobre as capacidades térmicas necessárias que o sistema de ar condicionado deve apresentar para suprir as necessidades dos recintos.

Como consequência diversos aparelhos de ar condicionado foram pesquisados com objetivo de obter suas especificações técnicas e sugerir a combinação de capacidades térmicas que apresentassem consumo energético de forma a contribuir com a sustentabilidade e ao mesmo tempo torná-lo mais atrativo ao longo do tempo.

4 RESULTADOS

4.1 CÁLCULO DO PROJETO NÃO CONSIDERANDO AS PROPRIEDADES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A seguir serão demonstrados os cálculos de carga térmica que possibilitam a comparação entre as diferentes condições de projeto anteriormente mencionadas.

A começar pela condição de projeto inferior, ou seja, sem que as propriedades de transferência de calor dos materiais sejam consideradas:

4.1.1 Ganho por Condução

4.1.1.1 Cálculo da área das paredes externas

Metros lineares de comprimento: $9,7 + 6,0 = 15,7 \text{ m}$

Pé direito: 3 m

Área das paredes: $A_{paredes} = 15,7 \cdot 3 = 47,1 \text{ m}^2$

4.1.1.2 Carga térmica devido às janelas com vidro

Área total de janelas: $A_{janelas} = 2(2 \cdot 4,8 + 4,7) = 28,6 \text{ m}^2$

Coefficiente global de transmissão de calor: $U = 5,18(\text{vidro simples})$

Diferença de temperatura: $D = 35 - 25 = 10^\circ\text{C}$

$$q = AUD$$

$$q = 28,6 \cdot 5,18 \cdot 10 = 1481,48 \text{ kcal/h}$$

4.1.1.3 Carga térmica devido às paredes excluindo-se as janelas

Área das paredes excluindo janelas: $A = 47,1 - 28,6 = 18,5 \text{ m}^2$

Resistência Térmica dos materiais:

a. Ar externo: $R_1 = \frac{1}{h} = \frac{1}{29,3} = 0,034 \frac{\text{h.m}^2\text{°C}}{\text{kcal}}$

b. Ar parado: $R_2 = \frac{1}{h} = \frac{1}{7,13} = 0,140 \frac{\text{h.m}^2\text{°C}}{\text{kcal}}$

c. Gesso $\frac{1}{2}$ " : $R_3 = \frac{1}{c} = \frac{1}{10,99} = 0,09 \frac{\text{h.m}^2\text{°C}}{\text{kcal}}$

d. Tijolo meia vez (20 cm): $R_4 = \frac{x}{k} = \frac{0,2}{0,62} = 0,323 \frac{\text{h.m}^2\text{°C}}{\text{kcal}}$

Resistência Térmica Total: $R_t = R_1 + R_2 + 2R_3 + R_4$

$$R_t = 0,034 + 0,140 + 2 \cdot 0,09 + 0,323$$

$$R_t = 0,678 \frac{\text{h.m}^2\text{°C}}{\text{kcal}}$$

Coeficiente Global de transmissão de Calor: $U = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{0,678} = 1,474 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$

Carga térmica devido às paredes excluindo-se as janelas: $q = AUD$

$$q = 18,5 \cdot \frac{1}{0,678} \cdot 10$$

$$q = 272,48 \text{ kcal/h}$$

4.1.1.4 Carga térmica devido às paredes divisórias

Resistência térmica dos materiais:

a. Ar parado: $R_2 = \frac{1}{h} = \frac{1}{7,13} = 0,140 \frac{\text{h.m}^2\text{°C}}{\text{kcal}}$

b. Gesso $\frac{1}{2}$ " : $R_3 = \frac{1}{c} = \frac{1}{10,99} = 0,09 \frac{\text{h.m}^2\text{°C}}{\text{kcal}}$

c. Tijolo meia vez (20 cm): $R_4 = \frac{x}{k} = \frac{0,2}{0,62} = 0,323 \frac{\text{h.m}^2\text{°C}}{\text{kcal}}$

Resistência Térmica Total: $R_t = 2R_2 + 2R_3 + R_4$

$$R_t = 2 \cdot 0,140 + 2 \cdot 0,09 + 0,323$$

$$R_t = 0,785 \frac{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}{kcal}$$

Coeficiente Global de transmissão de Calor: $U = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{0,785} = 1,274 \frac{kcal}{m^2 h \cdot ^\circ C}$

Metros lineares de comprimento do restaurante de diretores: $9,7 m^2$

Metros lineares de largura do restaurante de diretores: $7,25 + 3,5 = 10,75 m^2$

Metros lineares de largura do restaurante de visitas: $2 \cdot 4,75 = 9,5 m^2$

Metros lineares de comprimento do restaurante de visitas: $2,25 m^2$

Pé direito: $3m$

Área total: $3(7,25 + 9,7 + 2,25 + 2 \cdot 4,75 + 3,5) = 96,6 m^2$

Diferencial de Temperatura usado nos projetos: $DT = 5,85 ^\circ C$

Carga térmica devido às paredes divisórias: $q = A \cdot U \cdot DT$

$$q = 96,6 \cdot \frac{1}{0,785} \cdot 5,85$$

$$q = 719,82 kcal/h$$

4.1.1.5 Carga térmica proveniente do teto

Resistência térmica dos materiais:

a. Ar parado: $R_2 = \frac{1}{h} = \frac{1}{7,13} = 0,140 \frac{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}{kcal}$

b. Concreto : $R_5 = \frac{x}{k} = \frac{0,08}{1,48} = 0,054 \frac{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}{kcal}$

c. Gesso $\frac{1}{2}$ " : $R_3 = \frac{1}{c} = \frac{1}{10,99} = 0,09 \frac{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}{kcal}$

Resistência Térmica Total: $R_t = 2R_2 + R_5 + R_3$

$$R_t = 2 \cdot 0,140 + 0,054 + 0,091$$

$$R_t = 0,426 \frac{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}{kcal}$$

Coeficiente Global de transmissão de Calor: $U = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{0,426} = 2,35 \frac{kcal}{m^2 h^\circ C}$

Metros lineares do comprimento do restaurante de diretores: $9,7 m^2$

Metros lineares da largura do restaurante de diretores: $7,25 m^2$

Metros lineares do comprimento do restaurante de visitas: $6,0 m^2$

Metros lineares da largura do restaurante de visitas: $4,75 m^2$

Soma das áreas dos tetos: $A = (9,7 \cdot 7,25) + (4,75 \cdot 6) = 98,825 m^2$

Carga térmica proveniente do teto: $q = A \cdot U \cdot DT$

$$q = 98,825 \cdot \frac{1}{0,426} \cdot 5,85$$

$$q = 1358,54 kcal/h$$

4.1.1.6 Ganho total de carga térmica por condução

$$q_{total} = 1481,48 + 272,48 + 719,82 + 1358,54$$

$$q_{total} = 3832,32 kcal/h$$

4.1.2 Ganho por Insolação

4.1.2.1 Cálculo da carga térmica por insolação nas janelas voltadas para oeste

Metros lineares de comprimento das janelas: $4,8 m$

Metros lineares de altura das janelas: $2,0 m$

Quantidade de janelas: $2,0$

Área total de janelas: $A = 2(4,8 \cdot 2,0) = 19,2 m^2$

Fator solar para as 16h do dia 20 de fevereiro: $U = 448 \frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$

Fator de redução devido às persianas: *(não há persianas)*

Carga térmica por insolação nas janelas voltadas para oeste: $q = AU$

$$q = 19,2 \cdot 448$$

$$q = 8601,6 \text{ kcal/h}$$

4.1.2.2 Cálculo da carga térmica por insolação nas janelas voltadas para sul

Metros lineares de comprimento das janelas: 4,7 m

Metros lineares de altura das janelas: 2,0 m

Quantidade de janelas: 1,0

Área total de janelas: $A = 1(4,7 \cdot 2,0) = 9,4 \text{ m}^2$

Fator solar para as 16h do dia 20 de fevereiro: $U = 35 \frac{\text{kcal}}{\text{h.m}^2\text{°C}}$

Fator de redução devido às persianas: (não há persianas)

Carga térmica por insolação nas janelas voltadas para oeste: $q = AU$

$$q = 9,4 \cdot 35$$

$$q = 329,0 \text{ kcal/h}$$

4.1.2.3 Cálculo da carga térmica por insolação na parede voltada para oeste

Metros lineares de comprimento da parede: 9,7 m

Pé direito: 3,0 m

Área de parede excluindo janela: $A = (9,7 \cdot 3,0) - 19,2 = 9,9 \text{ m}^2$

Coeficiente Global de transmissão de Calor: $U = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{0,678} = 1,474 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$

Temperatura externa: 35°C

Temperatura interna: 25°C

Acréscimo de temperatura devido à cor escura na parede: $\Delta t = 16,6^\circ\text{C}$

Carga térmica por insolação na parede voltada para oeste: $q = AU(\Delta T + \Delta t)$

$$q = 9,9 \cdot \frac{1}{0,678} \cdot [(35 - 25) + 16,6]$$

$$q = 387,87 \text{ kcal/h}$$

4.1.2.4 Cálculo da carga térmica por insolação no telhado

Soma das áreas dos tetos: $A = (9,7 \cdot 7,25) + (4,75 \cdot 6) = 98,825 \text{ m}^2$

Coeficiente Global de transmissão de Calor: $U = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{0,426} = 2,35 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$

Acréscimo de temperatura devido à cor escura no telhado: $\Delta t = 25,0^\circ\text{C}$

Carga térmica por insolação no telhado: $q = AU(\Delta T + \Delta t)$

$$q = 98,825 \cdot \frac{1}{0,426} \cdot [(35 - 25) + 25]$$

$$q = 8128,00 \text{ kcal/h}$$

4.1.2.5 Ganho total de carga térmica por insolação

$$q_{total} = 8601,6 + 329 + 387,87 + 8128$$

$$q_{total} = 17446,46 \text{ kcal/h}$$

4.1.3 Ganho por pessoas

4.1.3.1 Cálculo da carga térmica devido às pessoas

Calor sensível: $q_s = 80 \text{ kcal/h}$

Calor latente: $q_l = 80 \text{ kcal/h}$

Quantidade de pessoas no recinto: $n = 48$

Carga térmica devido às pessoas: $q = n(q_s + q_l)$

$$q = 48(80 + 80)$$

$$q = 7680 \text{ kcal/h}$$

4.1.4 Ganho por iluminação

4.1.4.1 Cálculo da carga térmica devido à iluminação fluorescente

Potência retirada da planta elétrica: $P = 2040,0 \text{ W}$

A iluminação fluorescente precisa de um equipamento adicional para fornecer a tensão necessária à partida e, após esta, à limitação de corrente. Esse equipamento é o reator, que majora a carga em 20%.

Fator conversor de unidades: 0,86

Carga térmica devido à iluminação: $q = P \cdot 1,2 \cdot 0,86$

$$q = 2040,0 \cdot 1,2 \cdot 0,86$$

$$q = 2105,28 \text{ kcal/h}$$

4.1.5 Ganho devido à infiltração – Calor sensível e latente

4.1.5.1 Cálculo da vazão total de ar pelas frestas

Dimensão das janelas do restaurante de diretores: $4,8 \times 2,0 \text{ [m]}$

Quantidade de janelas no restaurante de diretores: 2

Dimensão das janelas do restaurante de visitas: $4,7 \times 2,0 \text{ [m]}$

Quantidade de janelas no restaurante de visitas: 1

Metros lineares de frestas das janelas: $l = 4(4,8 + 2,0) + 2(4,7 + 2) = 40,6 \text{ m}$

Vazão de ar por metro de fresta em janelas comuns: $3 \text{ m}^3/\text{h}$

Vazão Total de ar pelas frestas: $Q = 40,6 \cdot 3 = 121,8 \text{ m}^3/\text{h}$

4.1.5.2 Cálculo do calor sensível

Temperatura externa: 35°C

Temperatura interna: 25°C

Vazão: $Q = 121,8 \text{ m}^3$

Calor sensível: $q_s = 0,29 \cdot Q \cdot (T_e - T_i)$

$$q_s = 0,29 \cdot 121,8(35 - 25)$$

$$q_s = 353,22 \text{ kcal/h}$$

4.1.5.3 Cálculo do calor latente

Umidades absolutas fornecidas no projeto: $\omega_1 = 0,011$ e $\omega_2 = 0,021$

Peso específico do ar: $\gamma = 1,2 \text{ kg/m}^3$

Vazão: $Q = 121,8 \text{ m}^3$

Calor latente: $q_l = 583(\omega_2 - \omega_1)\gamma Q$

$$q_l = 583(0,021 - 0,011) \cdot 1,2 \cdot 121,8$$

$$q_l = 852,11 \text{ kcal/h}$$

4.1.6 Cálculo do calor total

$$q_{total} = q_s + q_l$$

$$q_{total} = 353,22 + 852,11$$

$$q_{total} = 1205,33 \text{ kcal/h}$$

4.1.7 Resumo

4.1.7.1 Cálculo do ganho total de carga térmica no recinto

Condução: $q = 3832,32 \text{ kcal/h}$

Insolação: $q = 17446,46 \text{ kcal/h}$

Pessoas: $q = 7680 \text{ kcal/h}$

Iluminação: $q = 2105,28 \text{ kcal/h}$

Infiltração: $q = 1205,33 \text{ kcal/h}$

Ganho total de carga térmica no recinto: $q_{total} = 32269,39 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 128044,94 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$

Para atender à carga térmica solicitante os aparelhos de ar condicionado foram selecionados:

– Ar condicionado Split Piso Teto 60000 BTUs Frio 220v Elgin Eco 45PEFI60B2NA

Especificação técnica

Valor: R\$ 5746,47

Classificação Energética: C

Voltagem: 220 v trifásico

Consumo (watts/hora): 6000,0

Amperagem: 25A

– Ar condicionado Split Piso Teto 80000BTU Frio 380v Elgin Eco 45PEFI80B2NB

Especificação técnica

Valor: R\$ 6384,42

Classificação Energética: não informado

Voltagem: 380 v trifásico

Consumo (watts/hora): 7220,0

Amperagem: 16A

A seguir serão apresentados os cálculos de consumo de energia elétrica demandada pelos dois aparelhos supondo que os mesmos funcionem em período normalmente adotado administrativo pelas indústrias em que a carga horária de trabalho diária é de 9h48, durante 5 dias na semana e 4 semanas no mês. Será considerado também que os aparelhos não serão usados no período de inverno, o que implica aproveitamento dos 3/4 restantes do ano.

Cálculo de consumo energético no ano

- Potência total consumida por hora: 13220 W
- 1 dia de trabalho: $13220 \frac{W}{h} \cdot 9,6 h = 126,912 kW$
- 5 dias na semana: $126,912 kW \cdot 5 = 634,56 kW$
- 4 semanas no mês: $634,56 \cdot 4 = 2538,24 kW$
- 9 meses: $2538,24 kW \cdot 9 = 22844,16 kW$

Cálculo do valor investido no consumo energético

- 1 ano: $22844,16 kW \cdot R\$0,527/kW = R\$ 12038,87$
- 5 anos: $R\$ 12038,87 \cdot 5 = R\$ 60194,35$
- 10 anos: $R\$ 120388,70$

4.2 CÁLCULO DO PROJETO CONSIDERANDO AS PROPRIEDADES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A seguir serão apresentados os resultados obtidos no cálculo de carga térmica para a condição de projeto proposta na literatura de Hélio Creder, em que os materiais adotados na concepção do projeto possuem propriedades de transferência de calor diferentes da condição acima mostrada.

4.2.1 Ganho por Condução

4.2.1.1 Cálculo da área das paredes externas

Metros lineares de comprimento: $9,7 + 6,0 = 15,7 \text{ m}$

Pé direito: 3 m

Área das paredes: $A_{paredes} = 15,7 \cdot 3 = 47,1 \text{ m}^2$

4.2.1.2 Carga térmica devido às janelas com vidro

Área total de janelas: $A_{janelas} = 2(2 \cdot 4,8 + 4,7) = 28,6 \text{ m}^2$

Coeficiente global de transmissão de calor: $U = 5,18(\text{vidro simples})$

Diferença de temperatura: $D = 35 - 25 = 10^\circ\text{C}$

$$q = AUD$$

$$q = 28,6 \cdot 5,18 \cdot 10 = 1481,48 \text{ kcal/h}$$

4.2.1.3 Carga térmica devido às paredes excluindo-se as janelas

Área das paredes excluindo janelas: $A = 47,1 - 28,6 = 18,5 \text{ m}^2$

Resistência Térmica dos materiais:

a. Ar externo: $R_1 = \frac{1}{h} = \frac{1}{29,3} = 0,034 \frac{\text{h.m}^2\text{C}}{\text{kcal}}$

b. Ar parado: $R_2 = \frac{1}{h} = \frac{1}{7,13} = 0,140 \frac{\text{h.m}^2\text{C}}{\text{kcal}}$

c. Emboço : $R_3 = \frac{1}{c} = \frac{1}{2,39} = 0,42 \frac{\text{h.m}^2\text{C}}{\text{kcal}}$

d. Tijolo uma vez (20 cm): $R_4 = \frac{x}{k} = \frac{0,2}{1,11} = 0,180 \frac{\text{h.m}^2\text{C}}{\text{kcal}}$

Resistência Térmica Total: $R_t = R_1 + R_2 + 2R_3 + R_4$

$$R_t = 0,034 + 0,140 + 2 \cdot 0,42 + 0,180$$

$$R_t = 1,19 \frac{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}{kcal}$$

Coeficiente Global de transmissão de Calor: $U = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{1,19} = 0,839 \frac{kcal}{m^2 h^\circ C}$

Carga térmica devido às paredes excluindo-se as janelas: $q = AUD$

$$q = 18,5 \cdot \frac{1}{1,19} \cdot 10$$

$$q = 155,28 \text{ kcal/h}$$

4.2.1.4 Carga térmica devido às paredes divisórias

Resistência térmica dos materiais:

a. Ar parado: $R_2 = \frac{1}{h} = \frac{1}{7,13} = 0,140 \frac{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}{kcal}$

b. Emboço: $R_3 = \frac{1}{c} = \frac{1}{2,39} = 0,42 \frac{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}{kcal}$

c. Tijolo uma vez (20 cm): $R_4 = \frac{x}{k} = \frac{0,2}{1,11} = 0,180 \frac{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}{kcal}$

Resistência Térmica Total: $R_t = 2R_2 + 2R_3 + R_4$

$$R_t = 2 \cdot 0,140 + 2 \cdot 0,420 + 0,180$$

$$R_t = 1,298 \frac{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}{kcal}$$

Coeficiente Global de transmissão de Calor: $U = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{1,298} = 0,77 \frac{kcal}{m^2 h^\circ C}$

Metros lineares de comprimento do restaurante de diretores: $9,7 \text{ m}^2$

Metros lineares de largura do restaurante de diretores: $7,25 + 3,5 = 10,75 \text{ m}^2$

Metros lineares de largura do restaurante de visitas: $2 \cdot 4,75 = 9,5 \text{ m}^2$

Metros lineares de comprimento do restaurante de visitas: $2,25 \text{ m}^2$

Pé direito: $3m$

Área total: $3(7,25 + 9,7 + 2,25 + 2 \cdot 4,75 + 3,5) = 96,6 \text{ m}^2$

Diferencial de Temperatura usado nos projetos: $DT = 5,85 \text{ } ^\circ\text{C}$

Carga térmica devido às paredes divisórias: $q = A \cdot U \cdot DT$

$$q = 96,6 \cdot \frac{1}{1,298} \cdot 5,85$$

$$q = 435,54 \text{ kcal/h}$$

4.2.1.5 Carga térmica proveniente do teto

Resistência térmica dos materiais:

a. Ar parado: $R_2 = \frac{1}{h} = \frac{1}{7,13} = 0,140 \frac{\text{h.m}^2\text{ } ^\circ\text{C}}{\text{kcal}}$

b. Concreto : $R_5 = \frac{x}{k} = \frac{0,08}{1,48} = 0,054 \frac{\text{h.m}^2\text{ } ^\circ\text{C}}{\text{kcal}}$

c. Emboço : $R_3 = \frac{1}{c} = \frac{1}{2,39} = 0,420 \frac{\text{h.m}^2\text{ } ^\circ\text{C}}{\text{kcal}}$

Resistência Térmica Total: $R_t = 2R_2 + R_5 + R_3$

$$R_t = 2 \cdot 0,140 + 0,054 + 0,420$$

$$R_t = 0,753 \frac{\text{h.m}^2\text{ } ^\circ\text{C}}{\text{kcal}}$$

Coefficiente Global de transmissão de Calor: $U = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{0,753} = 1,33 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h } ^\circ\text{C}}$

Metros lineares do comprimento do restaurante de diretores: $9,7 \text{ m}^2$

Metros lineares da largura do restaurante de diretores: $7,25 \text{ m}^2$

Metros lineares do comprimento do restaurante de visitas: $6,0 \text{ m}^2$

Metros lineares da largura do restaurante de visitas: $4,75 \text{ m}^2$

Soma das áreas dos tetos: $A = (9,7 \cdot 7,25) + (4,75 \cdot 6) = 98,825 \text{ m}^2$

Carga térmica proveniente do teto: $q = A \cdot U \cdot DT$

$$q = 98,825 \cdot \frac{1}{0,753} \cdot 5,85$$

$$q = 767,80 \text{ kcal/h}$$

4.2.1.6 Ganho total de carga térmica por condução

$$q_{total} = 1481,48 + 155,28 + 435,54 + 767,80$$

$$q_{total} = 2840,09 \text{ kcal/h}$$

4.2.2 Ganho por Insolação

4.2.2.1 Cálculo da carga térmica por insolação nas janelas voltadas para oeste

Metros lineares de comprimento das janelas: 4,8 m

Metros lineares de altura das janelas: 2,0 m

Quantidade de janelas: 2,0

Área total de janelas: $A = 2(4,8 \cdot 2,0) = 19,2m^2$

Fator solar para as 16h do dia 20 de fevereiro: $U = 448 \frac{\text{kcal}}{\text{h.m}^2\text{°C}}$

Fator de redução devido às persianas: 0.6

Carga térmica por insolação nas janelas voltadas para oeste: $q = AU$

$$q = 19,2 \cdot 448 \cdot 0,6$$

$$q = 5160,96 \text{ kcal/h}$$

4.2.2.2 Cálculo da carga térmica por insolação nas janelas voltadas para sul

Metros lineares de comprimento das janelas: 4,7 m

Metros lineares de altura das janelas: 2,0 m

Quantidade de janelas: 1,0

Área total de janelas: $A = 1(4,7 \cdot 2,0) = 9,4 m^2$

Fator solar para as 16h do dia 20 de fevereiro: $U = 35 \frac{\text{kcal}}{\text{h.m}^2\text{°C}}$

Fator de redução devido às persianas: 0,6

Carga térmica por insolação nas janelas voltadas para oeste: $q = AU$

$$q = 9,4 \cdot 35 \cdot 0,6$$

$$q = 197,40 \text{ kcal/h}$$

4.2.2.3 Cálculo da carga térmica por insolação na parede voltada para oeste

Metros lineares de comprimento da parede: 9,7 m

Pé direito: 3,0 m

Área de parede excluindo janela: $A = (9,7 \cdot 3,0) - 19,2 = 9,9 \text{ m}^2$

Coeficiente Global de transmissão de Calor: $U = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{1,19} = 0,840 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$

Temperatura externa: 35°C

Temperatura interna: 25°C

Acréscimo de temperatura devido à cor escura na parede: $\Delta t = 11,1^\circ\text{C}$

Carga térmica por insolação na parede voltada para oeste: $q = AU(\Delta T + \Delta t)$

$$q = 9,9 \cdot \frac{1}{1,19} \cdot [(35 - 25) + 11,1]$$

$$q = 175,33 \text{ kcal/h}$$

4.2.2.4 Cálculo da carga térmica por insolação no telhado

Soma das áreas dos tetos: $A = (9,7 \cdot 7,25) + (4,75 \cdot 6) = 98,825 \text{ m}^2$

Coeficiente Global de transmissão de Calor: $U = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{0,753} = 1,33 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$

Acréscimo de temperatura devido à cor escura no telhado: $\Delta t = 25,0^\circ\text{C}$

Carga térmica por insolação no telhado: $q = AU(\Delta T + \Delta t)$

$$q = 98,825 \cdot \frac{1}{0,753} \cdot [(35 - 25) + 8,3]$$

$$q = 2401,82 \text{ kcal/h}$$

4.2.2.5 Ganho total de carga térmica por insolação

$$q_{total} = 5160,96 + 197,4 + 175,33 + 2401,82$$

$$q_{total} = 7935,52 \text{ kcal/h}$$

4.2.3 Ganho por pessoas

4.2.3.1 Cálculo da carga térmica devido às pessoas

Calor sensível: $q_s = 64 \text{ kcal/h}$

Calor latente: $q_l = 101,8 \text{ kcal/h}$

Calor total: $q_{total} = 166,1 \text{ kcal/h}$

Quantidade de pessoas no recinto: $n = 48$

Carga térmica devido às pessoas: $q = nq_{total}$

$$q = 48 \cdot 166,1$$

$$q = 7972,80 \text{ kcal/h}$$

4.2.4 Ganho por iluminação

4.2.4.1 Cálculo da carga térmica devido à iluminação fluorescente

Potência retirada da planta elétrica: $P = 2040,0 \text{ W}$

A iluminação fluorescente precisa de um equipamento adicional para fornecer a tensão necessária à partida e, após esta, à limitação de corrente. Esse equipamento é o reator, que majora a carga em 20%.

Fator conversor de unidades: 0,86

Carga térmica devido à iluminação: $q = P \cdot 1,2 \cdot 0,86$

$$q = 2040,0 \cdot 1,2 \cdot 0,86$$

$$q = 2105,28 \text{ kcal/h}$$

4.2.5 Ganho devido à infiltração – Calor sensível e latente

4.2.5.1 Cálculo da vazão total de ar pelas frestas

Dimensão das janelas do restaurante de diretores: $4,8 \times 2,0$ [m]

Quantidade de janelas no restaurante de diretores: 2

Dimensão das janelas do restaurante de visitas: $4,7 \times 2,0$ [m]

Quantidade de janelas no restaurante de visitas: 1

Metros lineares de frestas das janelas: $l = 4(4,8 + 2,0) + 2(4,7 + 2) = 40,6 \text{ m}$

Vazão de ar por metro de fresta em janelas comuns: $3 \text{ m}^3/\text{h}$

Vazão Total de ar pelas frestas: $Q = 40,6 \cdot 3 = 121,8 \text{ m}^3/\text{h}$

4.2.5.2 Cálculo do calor sensível

Temperatura externa: 35°C

Temperatura interna: 25°C

Vazão: $Q = 121,8 \text{ m}^3$

Calor sensível: $q_s = 0,29 \cdot Q \cdot (T_e - T_i)$

$$q_s = 0,29 \cdot 121,8(35 - 25)$$

$$q_s = 353,22 \text{ kcal/h}$$

4.2.5.3 Cálculo do calor latente

Umidades absolutas fornecidas no projeto: $\omega_1 = 0,011$ e $\omega_2 = 0,021$

Peso específico do ar: $\gamma = 1,2 \text{ kg/m}^3$

Vazão: $Q = 121,8 \text{ m}^3$

Calor latente: $q_l = 583(\omega_2 - \omega_1)\gamma Q$

$$q_l = 583(0,021 - 0,011) \cdot 1,2 \cdot 121,8$$

$$q_l = 852,11 \text{ kcal/h}$$

4.2.6 Cálculo do calor total

$$q_{total} = q_s + q_l$$

$$q_{total} = 353,22 + 852,11$$

$$q_{total} = 1205,33 \text{ kcal/h}$$

4.2.7 Resumo

4.2.7.1 Cálculo do ganho total de carga térmica no recinto

Condução: $q = 2840,09 \text{ kcal/h}$

Insolação: $q = 7935,52 \text{ kcal/h}$

Pessoas: $q = 7972,80 \text{ kcal/h}$

Iluminação: $q = 2105,28 \text{ kcal/h}$

Infiltração: $q = 1205,33 \text{ kcal/h}$

Ganho total de carga térmica no recinto: $q_{total} = 22059,02 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 87530,20 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$

Para atender à carga térmica solicitante os aparelhos de ar condicionado foram selecionados:

– Ar condicionado Split Piso Teto 36000 BTUs Frio 220v Elgin Eco 45PEFI36B2NB

Especificação técnica

Valor: R\$ 4515,00

Classificação Energética: B

Voltagem: 220 v monofásico

Consumo (watts/hora): 3445,0

Amperagem: 25A

– Ar condicionado Split Piso Teto 58000BTU Frio 220v Trifásico Samsung DBD

Especificação técnica

Valor: R\$ 5637,76

Classificação Energética: C

Voltagem: 220 v trifásico

Consumo (watts/hora): 3906,0

Amperagem: não informado

A seguir serão apresentados os cálculos de consumo de energia elétrica demandada pelos dois aparelhos supondo que os mesmos funcionem em período normalmente adotado administrativo pelas indústrias em que a carga horária de trabalho diária é de 9h48, durante 5 dias na semana e 4 semanas no mês. Será considerado também que os aparelhos não serão usados no período de inverno, o que implica aproveitamento dos 3/4 restantes do ano.

Cálculo de consumo energético no ano

– Potência total consumida por hora: 7351 W

– 1 dia de trabalho: $7351 \frac{W}{h} \cdot 9,6 h = 70,569 kW$

– 5 dias na semana: $70,569 kW \cdot 5 = 352,845 kW$

– 4 semanas no mês: $352,845 kW \cdot 4 = 1411,38 kW$

– 9 meses: $1411,38 kW \cdot 9 = 12702,42 kW$

Cálculo do valor investido no consumo energético

– 1 ano: $12702,42 kW \cdot R\$0,527/kW = R\$ 6694,17$

– 5 anos: $R\$ 6694,17 \cdot 5 = R\$ 33470,87$

– 10 anos: $R\$ 66941,75$

Após calcular o valor investido no consumo energético das duas condições de projeto é possível fazer um comparativo visando obter o percentual de economia no ano caso opte-se por projetar um ambiente levando em consideração as propriedades de transferência de calor dos materiais.

- Gasto durante um ano na condição inferior de projeto: R\$ 12038,87
- Gasto durante um ano na condição ideal de projeto: R\$ 6694,17

$$\frac{12038,87 - 6694,17}{12038,87} \cdot 100 = 44,40 \% \text{ de economia no ano}$$

$$R\$ 12038,87 - 6694,17 = R\$ 5344,70 \text{ economizados em 1 ano}$$

$$R\$ 60194,35 - R\$ 33470,85 = R\$ 26723,50 \text{ economizados em 5 anos}$$

$$R\$ 120388,70 - R\$ 66941,70 = R\$ 53447,00 \text{ economizados em 10 anos}$$

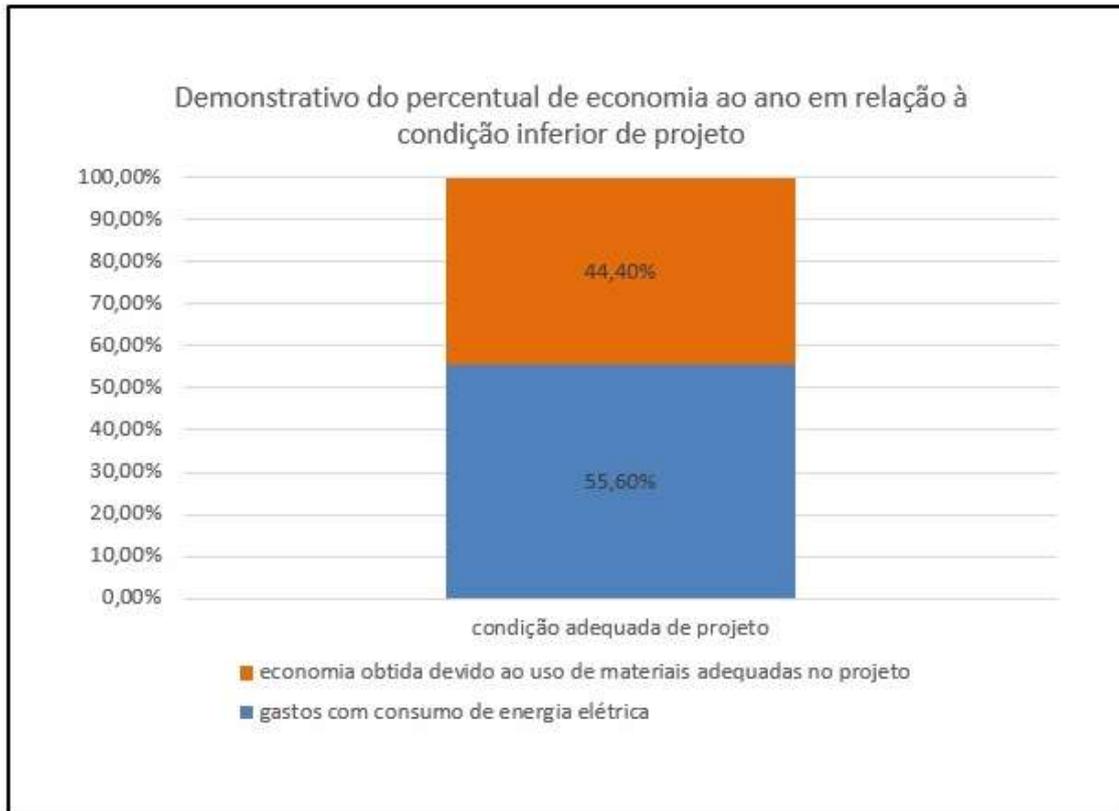
Os resultados estão representados graficamente nas figuras 9 e 10 a seguir.

Figura 9 - Comparativo de gastos entre as condições de projeto



FONTE: Próprios autores

Figura 10 – Percentual de economia ao ano quando se projeta adequadamente uma construção



FONTE: Próprios autores

Observa-se que apenas optando por construir ambientes com paredes e telhados de cor mais clara, e escolhendo melhor os materiais de alvenaria para paredes e acabamentos é possível construir um ambiente melhor isolado termicamente, fato este que garante o consumo energético e conforto térmico. Os resultados obtidos poderiam ser ainda mais satisfatórios, pois em ambas as condições de projeto usaram-se janelas de vidro simples e esquadrias de madeira ao invés de sugerir o uso de janelas de vidro duplo na condição adequada de projeto. Além disso a diferença de carga térmica entre as duas condições de projeto poderia ser maior também caso na condição inferior de projeto fosse considerado o uso de janelas com esquadrias metálicas (que comumente ocorre na maior parte das construções civis), pois sabe-se que esse tipo de janela, em relação as de esquadrias de madeira, majora em 15% o valor da carga térmica proveniente das janelas, o que implicaria no aumento do valor economizado com consumo de energia elétrica ao comparar as condições de projeto.

É importante salientar que a aplicação desse tipo de técnica possibilita não somente obter economia financeira, como também conforto térmico e sustentabilidade por meio do uso racional dos recursos disponíveis, mesmo que alguns desses benefícios sejam mais evidentes em determinados tipos de recintos do que em outros, ou seja, é possível obter aproveitamento e resultado da técnica independentemente se os recintos serão destinados a moradias, lazer ou trabalho.

Sobre a reflexão acima podemos comparar os recintos destinados a moradias com os a lazer e/ou trabalho, por exemplo, tendo em vista que um ambiente familiar comumente utiliza menos de equipamentos de ar condicionado por não possuir elevado número de pessoas e nem equipamentos capazes de gerar calor excessivo, sendo o desconforto térmico sentido comumente devido ao clima. Nestes casos a adoção de materiais de construção adequados contribui por melhorar a isolamento térmica do recinto e conseqüentemente torná-lo mais confortável para convívio sem que, de repente, haja a necessidade de utilizar equipamentos de ar condicionado de elevada potência como ocorre em ambientes comerciais e industriais. Edificações destinadas a moradias devem ser entendidas como locais para convívio e descanso familiar, sendo por isso de fundamental importância para seus usuários. Diante dessas necessidades um conjunto de atividades pode ser desenvolvida de melhor forma; como por exemplo dormir; preparar, servir e até mesmo consumir alimentos; limpar e arrumar a casa; cuidar da higiene pessoal, de roupas e louças; criar e educar crianças, assim como receber visitas; mostrando dessa forma a importância da utilização de medidas ecoeficientes para melhoria da qualidade de vida humana.

Por outro lado, ambientes comerciais e industriais, aqueles que visam lucro, e que abrigam elevado número de pessoas, iluminação e equipamentos acabam por usufruir de uma quantidade maior de equipamentos de ar condicionado de maior potência, sendo portanto, melhor notado o retorno financeiro proveniente da economia no consumo de energia elétrica que se estabelece quando opta-se por adotar medidas de eficiência energética durante concepção de projetos.

5 CONCLUSÃO

A partir dos resultados obtidos por meio de cálculos de transferência de calor em recintos de interesse social, concluiu-se que o uso de materiais de construção que possuem baixo coeficiente de condutividade térmica (isolantes) constitui um elemento importante na concepção de projetos arquitetônicos, uma vez que minimizam o fluxo de calor que, através das diversas formas de transferência, afeta os recintos. Como resultado é possível o uso de equipamentos de ar condicionado de menor potência, fato este que implica na economia de gastos com consumo de energia elétrica durante toda a vida útil.

Os cálculos efetuados nesse trabalho mostram os resultados comprobatórios de todo o embasamento teórico apresentado e, conforme Figura 10, sugerem uma possibilidade de economia no consumo de energia elétrica por volta de 44,4% ao ano quando, durante a concepção do projeto, as propriedades de transferência de calor dos materiais não são desprezadas. Para obtenção desse resultado compararam-se os gastos com consumo de energia elétrica das duas condições de projeto apresentadas, a condição inferior e a adequada.

Na condição inferior de projeto considerou-se que as paredes externas e telhados possuíssem cores escuras, que as janelas não possuíssem persianas e fossem de vidro simples, que as paredes fossem construídas com materiais de alvenaria como por exemplo o tijolo comum de meia vez (20 cm) e gesso de $\frac{1}{2}$ " para acabamento. Além disso considerou-se também que o teto de 8 cm de espessura fosse construído com concreto e brita e recebesse acabamento com gesso de $\frac{1}{2}$ ". Para essa condição de projeto o consumo de energia elétrica foi calculado em R\$ 12038,87 ao ano (conforme Figura 9) tendo em vista que para suprir a necessidade térmica do ambiente seria necessário instalar equipamentos de ar condicionado que superassem a carga térmica gerada nos ambientes, cerca de $128044,94 \frac{BTU}{h}$.

Já na condição adequada considerou-se que as paredes externas possuíssem cores médias, os telhados cor clara, as janelas fossem cobertas com persianas e feitas de vidro simples, as paredes construídas com materiais de alvenaria como por exemplo o tijolo comum de uma vez (20 cm) e emboço de 2cm e que o teto de 8 cm

de espessura fosse construído com concreto e brita e recebesse acabamento com emboço de 2 cm. Diferentemente da condição anteriormente citada, conforme a Figura 9, o consumo de energia elétrica ao ano foi equivalente a R\$ 6694,17 tendo em vista que para suprir a necessidade térmica do ambiente seria necessário instalar equipamentos de ar condicionado que superassem a carga térmica gerada, cerca de $87530,20 \frac{BTU}{h}$.

REFERÊNCIAS

A.D., J. Renato. Conforto Térmico e Edificações. Disponível em: <<http://www.jrrio.com.br/construcao-sustentavel/pb-conforto-termico.html>> Acesso em: 20 mai.2017

ÇENGEL, Y. A. et al. **Termodinâmica**. 5. ed. São Paulo : McGraw-Hill, 2006.

CREDER, H. **Instalações de Ar Condicionado**. 6 ed. Rio de Janeiro: LTC,2004

FERREIRA, D. B. Por uma Arquitetura Bioclimática Brasileira. Disponível em:<https://www.aecweb.com.br/cont/a/por-uma-arquitetura-bioclimatica-brasileira_10869> Acesso em: 14 abr.2017

INCROPERA, F. P. et.al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008