

COMPARAÇÃO ENTRE OS SISTEMAS DE VOLUME DE REFRIGERANTE VARIÁVEL E SISTEMA DE ÁGUA GELADA

COMPARISON OF THE VRF SYSTEM WITH COLD WATER SYSTEM COMPARISON BETWEEN VARIABLE REFRIGERANT FLOW SYSTEMS AND CHILLED WATER SYSTEM

CARVALHO, Raphael Antonio de I¹
QUIRINO, Jonatas Motta²

Resumo: Este trabalho visa realizar uma comparação entre sistemas de refrigeração, analisando os sistemas de Volume de Refrigerante Variável e de Água Gelada para atender ao prédio 6 do campus na Universidade Santa Úrsula, onde atualmente é atendido por condicionadores de ar tipo *split* que tem um elevado consumo de energia. A análise será feita através do dimensionamento e seleção de equipamentos de cada um dos casos, a partir do cálculo de carga térmica, onde serão avaliados diversos parâmetros, como viabilidade de instalação, eficiência energética, capacidade térmica e análise financeira.

Palavras-chave: volume de refrigerante variável; água gelada; eficiência energética.

Abstract: This work aims to compare refrigeration systems by analyzing the Variable Refrigerant and Chilled Water Volume systems to meet the 6th campus of the University of Santa Ursula, where it is currently serviced by split type air conditioners that have a high consumption power. The analysis will be made through the design and selection of equipment of each case, from the calculation of thermal load, where various parameters will be evaluated, such as installation feasibility, energy efficiency, thermal capacity and financial analysis.

Keywords: variable refrigerant flow; chilled water; energy efficiency.

¹ Curso de Engenharia Mecânica – Universidade Santa Úrsula – ph_projetos@hotmail.com

² Doutorando Engenharia Mecânica – UERJ – jonatas.quirino@usu.edu.br

1 INTRODUÇÃO

A cidade do Rio de Janeiro é uma das cidades mais quentes do mundo segundo a Organização Meteorológica Mundial, tendo isso em mente pode-se entender a importância de trabalhar e/ou estudar num ambiente agradável com temperatura controlada como, por exemplo, uma sala de aula. Relatos e experiências demonstram que a relação entre conforto térmico na sala de aula e os resultados obtidos nas avaliações dos estudantes são facilmente notados. Um estudo realizado pelo Banco Interamericano de Desenvolvimento (BID) mostra que o desempenho dos alunos que estudam em ambientes com boa infraestrutura é superior ao dos que estão em escolas que não dispõem de ambientes adequados (climatizados).

Ana Paula Basíle Pinheiro, no artigo da “Revista ABRAVA – Setembro 2015”, cita:

“Segundo o professor Bjarne, em sua apresentação no 4º QAI (Seminário Internacional de Qualidade do Ar de Interiores), temos os seguintes dados de uma pesquisa realizada em escolas de Copenhague: Para temperatura interna, reduzindo-se a temperatura das salas de aula de 25°C para 21°C, tem-se um aumento de 8% no desempenho na execução de exercícios de rotina em uma sala de aula.” (PINHEIRO 2015).

Atualmente na Universidade Santa Úrsula (USU) as salas de aulas são atendidas pelo sistema de expansão direta com condensação a ar tipo “split”. Esse sistema apesar de ter um baixo custo de aquisição não corrobora com a eficiência energética principalmente em edificações de grande porte como no caso do prédio 6 do campus da USU. A necessidade de economia da energia é cada vez mais necessária e o estudo de um sistema de condicionamento de ar é de extrema relevância quando se deseja moderar esse consumo em uma grande construção. Para edificações semelhantes o sistema de Água Gelada sempre foi a alternativa mais comum a ser empregada, porém com a tecnologia referente ao sistema de Volume de Refrigerante Variável provocou uma dúvida sobre qual sistema é a escolha que mais se adequa para essa demanda.

Este projeto tem como finalidade a comparação entre os sistemas de ar condicionado de água gelada e o Volume de Refrigerante Variável para o prédio 6 da Universidade Santa Úrsula.

2. CONDICIONAMENTO DE AR

Desde que o sistema de Volume de Refrigerante Variável entrou no mercado muitos fabricantes o indicavam como o sistema que iria substituir ou competir em igualdade com o sistema de Água Gelada. Em função de conseguir atender as grandes demandas com extensas redes de tubulações, praticidade na sua montagem e também com indicadores de redução no consumo de energia. Porém sua aplicação não é possível para todos os tipos de projetos como, por exemplo, no

campo industrial. Já neste estudo, a comparação se torna possível, pois se refere a uma instituição de ensino onde os dois sistemas são perfeitamente aplicáveis.

O objetivo deste projeto é definir qual será o sistema adotado para substituir o atual considerando suas vantagens e desvantagens. Para a realização da comparação entre os sistemas será feito um levantamento dos principais parâmetros a serem discutidos através do estudo de normas para determinar os valores necessários para projetar e dimensionar o sistema de condicionamento de ar, a saber entre eles: cálculo de carga térmica, perda de carga, vazão, escolha dos equipamentos e localização a instalação dos equipamentos.

Por se tratar de uma instituição de ensino a qual funciona 15h/dia e 24 dias/mês a escolha apropriada do sistema de ar condicionado terá um impacto muito significativo na redução do consumo de energia.

2.1. Conforto Térmico

O Conforto térmico é definido pela sensação de bem-estar, relacionada com a temperatura. Trata-se de equilibrar o calor produzido pelo corpo com o calor que perde para o ambiente que o envolve.

A temperatura interna do corpo humano mantém-se constante. Por falta de meios próprios para armazenar calor, o corpo é obrigado a dissipar todo o calor que gera. O equilíbrio da temperatura corpórea depende de sete parâmetros: Três dos mesmos dependem do próprio indivíduo: do seu metabolismo, da temperatura da pele e da roupa que usa. Os quatro restantes dependem do ambiente que envolve o corpo do indivíduo: da temperatura do ar, da umidade relativa, da temperatura à superfície dos elementos no local envolvente e da velocidade do ar.

O controle da eliminação de calor pode ser realizado através dos fatores externos como o isolamento térmico (vestimenta), temperatura do ar, umidade relativa e velocidade do ar. Como o conforto térmico depende de cada pessoa, ASHRAE (1993), define que o conforto térmico são as condições em que no mínimo 80% das pessoas adultas presentes no local estejam se sentindo em condições adequadas. Para isso, a temperatura deve estar entre 20 °C e 26°C, temperatura de orvalho entre 2 °C e 17°C e velocidade média do ar até 0,25 m/s.

2.2. Refrigeração e seus ciclos termodinâmicos

ASHRAE (1993) define refrigeração como o processo de retirada de calor de um corpo em que se deseja reduzir ou controlar a temperatura, transferindo-o para outro ambiente onde esse calor não seja prejudicial. Basicamente é o processo de controle de temperatura em um ambiente através da transferência do calor do ambiente feito mecanicamente através de um agente condutor.

No caso dos sistemas de condicionamento de ar, o agente condutor de calor é o fluido refrigerante. A retirada do calor do ambiente é feita através de um ciclo termodinâmico ou ciclo de refrigeração. Basicamente, existem quatro diferentes ciclos de refrigeração que são o ciclo de compressão de vapor, ciclo de absorção de vapor, ciclo de gás e ciclo Stirling.

2.3. Climatização

A climatização é o meio com que podemos fazer com que os ocupantes de determinado espaço atinjam as condições de conforto térmico proporcionado dispensa da atuação do sistema de termorregulação do corpo humano, livrando-o, portanto, de uma carga extra.

Em ambientes fechados é necessário proporcionar as condições de conforto a fim de gerar satisfação dos ocupantes, aumentando assim sua produtividade e bem-estar. Com o passar dos anos, diversos sistemas foram criados para a realização da climatização dos ambientes, com grande evolução na parte do controle das condições locais, aumento de vida útil e, principalmente, aumento na eficiência dos equipamentos.

2.4. Qualidade do Ar de Interiores (QAI)

Entende-se por ar interno aquele de áreas não industriais, como habitações, escritórios, escolas e hospitais. O estudo de sua qualidade é importante para garantir a saúde dos ocupantes, bem como o ótimo desempenho de suas atividades. De acordo com padrões da Organização Mundial de Saúde (OMS), mais da metade dos locais fechados como empresas, escolas, cinemas, residências e até hospitais têm ar de má qualidade. Essa baixa qualidade é causada, principalmente, pela má higienização dos aparelhos de ar condicionado e pela falta de controle periódico sobre as possíveis fontes de contaminação.

Segundo Jones (1999), admite-se que a ventilação seja um dos principais fatores que interferem na qualidade do ar interno. A ventilação é definida como a combinação de processos que resultam no fornecimento de ar externo e retirada do ar viciado (carregado de poluentes) de dentro do edifício.

2.5. Carga Térmica

Carga térmica pode ser definida como a taxa de calor que deve ser retirada ou fornecida a um ambiente para que o mesmo se mantenha a temperatura e umidade constantes. A geração de calor interno e externo afeta as cargas térmicas de resfriamento.

A estimativa da carga térmica de um ambiente deve levar em consideração fatores internos e externos que influenciam nas variações de temperatura e umidade do local estudado. Propriedades físicas dos materiais que envolvem o ambiente, ventilação, infiltração, insolação, dados geoclimáticos

como altitude, localização geográfica e temperatura, são alguns dos fatores externos. Internamente, fatores como número de ocupantes, tipo de atividade desenvolvida, dissipação térmica de lâmpadas e equipamentos, denominada de fontes de calor, dentre outros, também podem modificar tal estimativa (VENTURINI, 2007).

Como há vários aspectos intrínsecos ao ganho de calor interno, como a vestimenta dos ocupantes, o metabolismo individual de cada pessoa, etc., o cálculo da carga térmica é dito estimado. Embora estimado, o cálculo de carga térmica deve ser bastante criterioso e o local a ser condicionado precisa ser totalmente caracterizado, de forma que equipamentos e materiais não sejam empregados de forma ineficiente e inadequada, causando assim prejuízos tanto financeiros quanto para o conforto humano (HAGEL, 2005).

Vários procedimentos voltados para o cálculo da carga térmica já foram desenvolvidos, entre eles os métodos TETD (*Total Equivalent Temperature Differential*), TFM (*Transfer Function Method*), MCLTD (*Cooling Load Temperature Differences Method*), SFL (*Solar Load Factors*) e CLF (*Cooling Load Factors*). Todos estes métodos possuem suas particularidades e aplicações específicas dependendo da ênfase que se precise abordar no projeto de ar condicionado (HAGEL, 2005).

Em síntese, o objetivo da determinação da carga térmica é estimar a capacidade dos diversos componentes do sistema de ar condicionado, necessário para manter o ambiente em condições de conforto.

No entanto, os condicionadores de ar instalados no Brasil operam em condições climáticas distintas nas cinco regiões do país. O correto dimensionamento de um condicionador de ar deve levar em conta a carga térmica do ambiente que é influenciada pelos seguintes fatores (PIETROBON, 1999):

- Orientação e dimensões físicas do ambiente climatizado
- Uso (finalidade)
- Informações de portas e janelas (quantidade)
- Ocupação (número de pessoas)
- Iluminação (natural e/ou artificial)
- Condições exteriores e interiores (temperatura e umidade) – Equipamentos elétricos e eletrônicos (ex: computadores).

2.6. Água Gelada

O Sistema de Condicionamento de Ar tipo água gelada é um sistema de expansão indireta em que a condensação pode ser a ar ou a água e possui grande capacidade de resfriamento. Os

componentes principais do sistema são *Chiller*, bombas centrífugas e condicionadores de ar tipo *Air Handler* ou fancoletes hidrônicos. O *Chiller* é o equipamento responsável por produzir a água gelada que será utilizada para a refrigeração dos ambientes, ou seja, nada mais é que a unidade evaporadora do sistema em que a água troca calor com o fluido refrigerante, diminuindo sua temperatura. A condensação do fluido refrigerante pode ser a ar ou a água, nesse caso sendo necessária ainda uma torre de arrefecimento para a água. A água gelada produzida pelo *Chiller* é bombeada através de bombas de recalque até as unidades internas.

2.7. Volume de Refrigerante Variável

Volume de Refrigerante Variável mais conhecido como VRF é uma sigla que representa *Variable Refrigerant Flow* é um sistema de ar condicionado central do tipo *multi-split*. O sistema funciona com uma condensadora (unidade externa) ligada a várias evaporadoras (unidades internas). Possui tecnologia que consegue operar em sistemas quente/frio e simultâneo, com sistema de expansão direta onde o fluxo de gás refrigerante é variável. Esse sistema é semelhante ao *split* convencional, pois ambos possuem expansão direta e contam com unidade condensadora e evaporadora. Porém são sistemas que possuem limitações bem diferentes. Enquanto o VRF pode possuir várias unidades evaporadoras conectadas a uma condensadora, o *split* trabalha apenas com uma condensadora para uma evaporadora.

2.8. Situação Atual

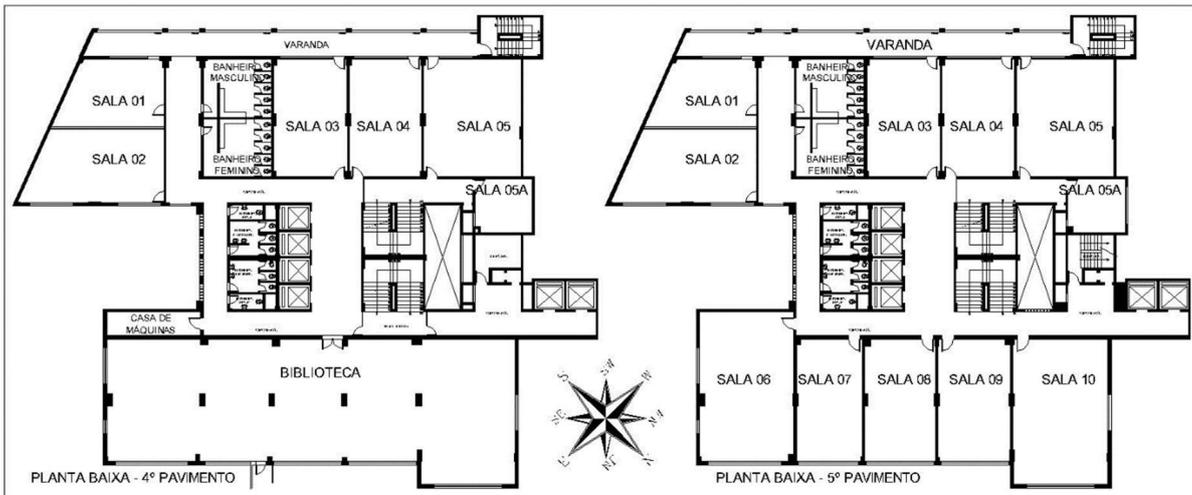
O sistema que atende atualmente ao prédio 6 da USU é composto por condicionadores de ar tipo Split, esse sistema se mostra muito atrativo quando visualizado o custo inicial de sua implantação, porém o mesmo acarreta desvantagens sensíveis a curto e médio prazo, como no consumo de energia e também vida útil do equipamento, além da confiabilidade do sistema.

3. ESTUDO DE CASO

O primeiro passo para a realização do trabalho foi conseguir os projetos de arquitetura do Prédio 6 e de posse desse material, realizar o levantamento e verificação *in loco* das medidas e áreas do projeto. O prédio 6 é composto por 13 pavimentos iniciando no Térreo em seguida vindo o 2º pavimento indo até a Cobertura. Para a realização desse estudo foi considerado pavimento tipo do 2º ao 10º, exceto para 4º pavimento onde se encontra a biblioteca e o 11º e 12º pavimento em função do auditório.

A Figura 1 apresenta a planta baixa do 4º pavimento onde aparece a biblioteca e 5º pavimento (pavimento tipo), com a localização de todas as salas, sendo possível verificar a diferença.

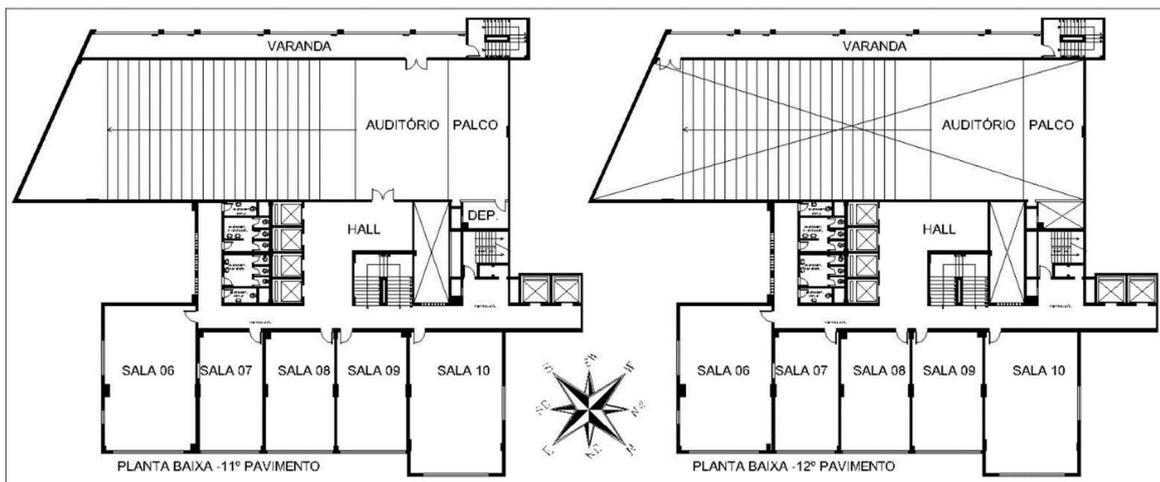
Figura 7 - Planta baixa do 4º e 5º pavimento Prédio 6 Campus USU



Fonte: Arquivo interno USU

Durante o levantamento das áreas de cada andar foi possível ver a importância da verificação do fornecimento de dados, visto que se acreditava que todos os andares eram tipos exceto lógico pelo 4º andar onde existe a biblioteca, ao chegar no 11º andar na ala do fundo do prédio local que nos andares abaixo correspondem às salas 01, 02, 03, 04, 05 e 05A foi constatado a existência de um Auditório, Figura 2, fato que muitos dos estudantes ursulinos devem desconhecer.

Figura 8 - Planta baixa do 11º e 12º pavimento Prédio 6 Campus USU



Fonte: Arquivo interno USU

Foi apurado também o local para os equipamentos externos dos sistemas propostos Figura 3, bem como o caminho para a passagem das prumadas de tubulação Figura 4.

Figura 9 – Cobertura Prédio 6 Campus USU



Fonte: Autor

Figura 10 – Prisma de ventilação interna Prédio 6 Campus USU



Fonte: Autor

3.1. Cálculo de Carga Térmica

Carga térmica é a quantidade de calor que deve ser retirada ou fornecida a um local ou sistema, por unidade de tempo, objetivando a manutenção de determinadas condições térmicas. Existem diversos métodos para dimensionar a carga térmica de um ambiente. Este trabalho apresenta algumas dessas técnicas.

3.1.1. Método de função de transferência (TFM)

Os cálculos de carga térmica foram realizados com o software *Hourly Analysis Program 5.11* da Carrier, o programa utiliza o Método de função de transferência (TFM), método este desenvolvido pelo Grupo de Trabalho ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*).

O método é baseado em uma série de funções de transferência de condução (CTF) e uma série de funções de transferência de cômodo (RTFs). Os CTFs são usados para calcular a condução de calor na parede ou no teto; os RTFs são usados para elementos de carga que têm componentes radiantes, como luzes e eletrodomésticos. Estas funções são séries de tempo de resposta, que

relacionam uma variável atual com os valores passados de si mesma e outras variáveis nos períodos de 1 h.

Os coeficientes (U) das RTFs estão relacionados à geometria espacial, configuração, massa e outras características do recinto de modo a refletir as variações ponderadas no armazenamento térmico numa base temporal, ao invés de realizar uma média das variações ao longo do tempo.

3.1.2. Funções de transferência de parede externa e telhado

Funções de transferência de condução são utilizadas pelo TFM para descrever o fluxo de calor no interior de uma parede, telhado, divisória, teto e chão. Coeficientes combinados de convecção e radiação no interior (8,3 W/m²K) e superfícies exteriores (17,0 W/m²K) são utilizados pelos métodos. A abordagem utiliza temperaturas sol-ar para representar condições externas e assume a temperatura do ar interior como constante. Assim, o ganho de calor através de uma parede ou do telhado é dado por:

$$q_{e,\theta} = \left[\sum_{n=0} b_n(t_{e,\theta} - n\delta) - t_{rc} \sum_{n=0} c_n - \sum_{n=1} d_n(q_{e,\theta} - n\delta/A) \right] \quad (1)$$

$q_{e,\theta}$ = ganho de calor através da parede ou teto, na hora do cálculo θ (W);

A = superfície interna da parede ou teto (m²);

θ = tempo (s);

δ = intervalo de tempo (s);

n = índice do somatório (cada somatório tem tanto termos quantos forem os valores negligenciáveis de coeficientes);

$t_{e,\theta} - n\delta$ = temperatura sol-ar no tempo $\theta - n\delta$ (°C);

t_{rc} = temperatura ambiente do interior constante (°C); e

b_n, c_n, d_n = coeficientes da função de transferência de condução.

Coeficientes da função de transferência de condução dependem apenas das propriedades físicas da parede ou do teto. Estes coeficientes são dados nas tabelas (ASHRAE, 1997). Os coeficientes b e c devem ser ajustados para o coeficiente de transferência de calor real (U_{atual}), ao multiplica-los pela relação $U_{\text{atual}}/U_{\text{referencia}}$.

Na equação (1.1), um valor do índice de soma n igual a 0 representa o intervalo de tempo atual, n igual a 1 é a horas anterior, e assim por diante. A temperatura sol-ar é definida como:

$$t_e = t_0 + \alpha G_t/h_0 - \varepsilon\delta R/h_0 \quad (2)$$

Onde

t_e : temperatura sol-ar (°C);

t_0 : temperatura de bulbo seco na hora atual (°C);

α : absorvância de superfície para radiação solar;

G_t : carga total solar incidente (W/m^2);

δR : diferença entre radiação de comprimento de onda longo incidente na superfície proveniente do céu e arredores da radiação emitida por um corpo negro à temperatura do ar exterior (W/m^2);

h_0 : coeficiente de transferência de calor por convecção sobre o edifício (W/m^2K); e

$\varepsilon\delta R/h_0$: fator de radiação de comprimento de onda longa = $-3,9^\circ C$ para superfícies horizontais, $0^\circ C$ para superfícies verticais.

O termo α/h_0 na equação (1.2) varia entre cerca de $0,026 m^2K/W$ para uma superfície de cor clara e um máximo de aproximados $0,053 m^2K/W$. O coeficiente de transferência de calor por convecção sobre a construção pode ser estimado a partir de:

$$h_0 = 5,7 + 3,8 V \quad (3)$$

onde h_0 está em W/m^2K e V é a velocidade do vento em m/s .

3.1.3. Funções de transferência de paredes, tetos e pisos de espaços não climatizados

Sempre que um espaço de ar é adjacente a outros espaços com temperaturas diferentes, a transferência de calor através da divisória pode ser calculada a partir da Equação (1.1), substituindo a temperatura de sol-ar pela temperatura do espaço adjacente.

Quando a temperatura do ar do espaço adjacente (t_b) é constante ou as variações desta temperatura são pequenas e comparação com a diferença do espaço adjacente e a diferença de temperatura interior, a taxa de ganhos de calor (q_p) através de parede, tetos e pisos pode ser calculada a partir da fórmula:

$$q_p = UA(t_b - t_i) \quad (4)$$

onde

A : área do elemento em análise (m^2);

U : coeficiente de transferência total de calor (W/m^2K); e

$(t_b - t_i)$: diferença de temperatura do espaço interior adjacente (°C);

3.1.4. Funções de transferência de vidros

A taxa total de admissão de calor através do vidro é a soma da radiação solar transmitida, a parte da radiação absorvida que frui para dentro, e o calor conduzindo através do vidro sempre que existe uma diferença de temperaturas externa-interna. A taxa de ganho de calor (q_s) resultante a partir da radiação solar transmitida e da porção da radiação absorvida que flui para dentro é:

$$q_s = A(SC)(SHGC) \quad (5)$$

onde

A = área do elemento em análise (m^2);

SC = coeficiente de sombreamento; e

$SHGC$ = coeficiente de ganho de calor solar, variando de acordo com a orientação, latitude, hora e mês.

A taxa de ganho de calor por condução (q) é:

$$q = UA(t_o - t_i) \quad (6)$$

onde

A = área do elemento em análise (m^2);

U = coeficiente de transferência de calor do vidro (W/m^2K); e

$(t_o - t_i)$ = diferença de temperatura exterior-interior ($^{\circ}C$);

O *Handbook of Air Conditioning System Design* (CARRIER, 1965) foi utilizado como fonte dos coeficientes aplicados em paredes, tetos e pisos e também nos fatores totais de ganho solar através dos vidros, no qual se enquadram para a realização dos cálculos de fontes de calor externos (envelope).

3.1.5. Fontes de calor internas

Para a realização dos cálculos das fontes de calor internas foram extraídos os dados da Norma brasileira descrita abaixo:

- ABNT NBR 16401-1:2008 Anexo C – Fontes internas de calor e umidade - Tabela C.1 – Taxas típicas de calor liberado por pessoa. Como a norma não prevê atividade de estudo em instituições de ensino, foi adotado para efeito de cálculo nível de atividade sentado/trabalho leve em escritórios, hotéis e apartamentos, calor sensível 70 w e calor latente 45 w.

- ABNT NBR 16401-1:2008 Anexo C – Fontes internas de calor e umidade - Tabela C.2 – Taxas típicas de dissipação de calor pela iluminação. Foi adotado para efeito de cálculo local tipo escritório e bancos. Potencia dissipada 16w/m².
- ABNT NBR 16401-1:2008 Anexo C – Fontes internas de calor e umidade - Tabela C.3 – Taxas típicas de dissipação de calor de equipamentos de escritório - Computadores. Foi adotado para efeito de cálculo um conjunto formado por um computador de 75 w, um monitor de 80 w e um projetor de 345 w, totalizando uma dissipação por sala de 500 w.
- ABNT NBR 16401-3:2008 –Tabela 1 – Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação. Foram considerados os parâmetros do Nível 1 para a realização do calculo de vazão der ar exterior conforme os respectivos ambientes atendidos, ver Tabela 1. A tabela também forneceu dados para calcular o número de ocupantes por ambientes em função do local, sala de aula 35 pessoas/100m², biblioteca 10 pessoas/100m² e auditório 150 pessoas/100m².

Tabela 1 - Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação

Local	D pessoas/ 100 m ²	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica L/s* m ^{2 a}
		F _p L/s*pess.	F _a L/s*m ²	F _p L/s*pess.	F _a L/s*m ²	F _p L/s*pess.	F _a L/s*m ²	
Edifícios públicos								
Aeroporto – saguão ^c	15	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5	--
Aeroporto – sala de embarque ^c	100	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5	--
Biblioteca	10	2,5	0,6	3,5	0,8	3,8	0,9	--
Museu, galeria de arte ^d	40	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5	--
Local de culto	120	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Legislativo – plenário	50	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Teatro, cinema, auditório – lobby	150	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Teatro, cinema, auditório e platéia	150	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Teatro, cinema, auditório – palco	70	5	0,3	6,3	0,4	7,5	0,5	--
Tribunal – sala de audiências	70	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Esportes								
Boliche – área do público	40	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Ginásio coberto (área do público)	150	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Ginásio coberto (quadra)	--	--	0,3	--	0,4	--	0,5	--
Piscina coberta ^e	--	--	2,4	--	3,0	--	3,6	2,5
"Fitness center" – aeróbica	40	10	0,3	12,5	0,4	15,0	0,5	--
"Fitness center" – aparelhos	10	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Estabelecimentos de ensino								
Sala de aula	35	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Laboratório de informática	25	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Laboratório de ciências	25	5	0,9	6,3	1,1	7,5	1,4	5,0

Fonte: ABNT NBR 16401-3:2008

É importante frisar que o ar de ventilação (ar exterior) tem a função de combater a infiltração (pressão ambiente maior que a pressão externa) e renovar o ar ambiente em condições de conforto e manter a qualidade de ar interno preservando a saúde dos ocupantes conforme filtragem respectiva.

De acordo com a Portaria nº 3.523 de 28 de agosto 1998 do Ministério da Saúde no Art. 5º letra F, para garantir a adequada renovação do ar do interior dos ambientes climatizados deve ser considerado no mínimo uma vazão de 27 m³/h/pessoa.

Para realizar o cálculo de carga térmica foram confrontados os dois critérios e adotado o de maior vazão (mais crítico).

A Tabela 2 mostra a identificação dos ambientes e suas fontes de calor internas e na Tabela 3 às fontes de calor externas com referencia as respectivas normas consideradas ambas se referem ao pavimento tipo.

Tabela 2 – Fontes de calor interno pavimento tipo

PAVIMENTO	IDENTIFICAÇÃO AMBIENTE	CARACTERÍSTICAS FÍSICAS			OCUPAÇÃO				VAZÃO AR EXTERIOR				EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS		ILUMINAÇÃO	
		AREA	PD	VOL.	Tabela 9: ABNT NBR 16401-3:2008		Portaria Nº 3.523, de 28 de Agosto de 1998		Tabela 9: ABNT NBR 16401-3:2008		ADOTADO		Tabela 8: ABNT NBR 16401-1:2008		Tabela 7: ABNT NBR 16401-1:2008	
		(m2)	(m)	(m3)	peçoas /100m2	Pessoas	(m3/h)/ pessoa	(m3/h)	Fp L/s*peço	Fa L/s*m	(m3/h)	(m3/h)	(watts)	(w/m2)	(w/m2)	(watts)
P.V. TIPO (2°, 3° e 5° AO 10°)	SALA 01	47,5	2,85	135	35	17	27	449	5,0	0,6	402	449	500	10,5	16	760
	SALA 02	61,2	2,85	174	35	21	27	578	5,0	0,6	518	578	500	8,2	16	979
	SALA 03	58,0	2,85	165	35	20	27	548	5,0	0,6	491	548	500	8,6	16	928
	SALA 04	58,0	2,85	165	35	20	27	548	5,0	0,6	491	548	500	8,6	16	928
	SALA 05	78,5	2,85	224	35	27	27	742	5,0	0,6	664	742	500	6,4	16	1.256
	SALA 05A	23,6	2,85	67	35	8	27	223	5,0	0,6	200	223	500	21,2	16	378
	SALA 06	92,9	2,85	265	35	33	27	878	5,0	0,6	786	878	500	5,4	16	1.486
	SALA 07	58,3	2,85	166	35	20	27	551	5,0	0,6	493	551	500	8,6	16	933
	SALA 08	58,3	2,85	166	35	20	27	551	5,0	0,6	493	551	500	8,6	16	933
	SALA 09	58,3	2,85	166	35	20	27	551	5,0	0,6	493	551	500	8,6	16	933
	SALA 10	94,3	2,85	269	35	33	27	891	5,0	0,6	798	891	500	5,3	16	1.509
SUB-TOTAL	689				241		6.510			5.828	6.510	5.500		176	11.022	

Fonte: Autor

Tabela 3 – Fontes de calor externo pavimento tipo

PAVIMENTO	IDENTIFICAÇÃO AMBIENTE	PAREDES EXTERNAS																	
		COEFICIENTE DE TRANSMISSÃO DE CALOR (U) - MANUAL DA CARRIER																	
		Fachada SE (m2)				Fachada NE				Fachada NW (m2)				Fachada SW (m2)				Parede internas de área não climatizadas	
DESCRIÇÃO	Parede Esp. 15cm		Vidro comum		Parede Esp. 15cm		Vidro comum		Parede Esp. 15cm		Vidro comum		Parede Esp. 15cm		Vidro comum		Parede Esp. 15cm		
	área (m2)	U	área (m2)	U	área (m2)	U	área (m2)	U	área (m2)	U	área (m2)	U	área (m2)	U	área (m2)	U	área (m2)	U	
P.V. TIPO (2°, 3° e 5° AO 10°)	SALA 01	17	2,60	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	23	2,60	7	1,00	17	2,60
	SALA 02	18	2,60	0	1,00	33	2,60	14	1,00	0	0	0	0	0	0	0	0	17	2,60
	SALA 03	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	17	2,60	5	1,00	46	2,60
	SALA 04	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	17	2,60	5	1,00	17	2,60
	SALA 05	0	0	0	0	0	0	0	0	29	2,60	9	1,00	23	2,60	5	1,00	10	2,60
	SALA 05A	0	0	0	0	0	0	0	0	13	2,60	6	1,00	0	0	0	0	26	2,60
	SALA 06	34	2,60	11	1,00	22	2,60	10	1,00	0	0	0	0	22	2,60	0	0	5	2,60
	SALA 07	0	0	0	0	17	2,60	10	1,00	0	0	0	0	0	0	0	0	17	2,60
	SALA 08	0	0	0	0	17	2,60	10	1,00	0	0	0	0	0	0	0	0	17	2,60
	SALA 09	0	0	0	0	17	2,60	10	1,00	0	0	0	0	0	0	0	0	17	2,60
	SALA 10	0	0	0	0	23	2,60	10	1,00	34	2,60	5	1,00	0	0	0	0	23	2,60

Fonte: Autor

3.1.6. Resultado da carga térmica

Após o levantamento das áreas, o preenchimento correto das Tabelas 2 e 3 e diante dos dados colhidos foi possível alimentar o programa com as informações para a realização do cálculo de carga térmica.

O cálculo resultou numa carga térmica total de 2012,5 kw ou 572,2 TR (Toneladas de refrigerante), considerando como o pior cenário em fevereiro as 15:00 h, Tabela 4.

Para determinar a capacidade de seleção dos equipamentos, ou seja, a capacidade de projeto (C_p) será considerado um fator de simultaneidade 0,75 referente à carga térmica total, esse fator foi considerado em função das áreas de uso coletivo como no caso da biblioteca, auditório e laboratórios.

Com isso tem-se:

$$C_p = 2012,5 \times 0,75 \Rightarrow C_p = 1510 \text{ kw ou } C_p = 430 \text{ TR} \quad (7)$$

Tabela 4 – Resumo da carga térmica gerada pelo HAP 5.11

Air System Sizing Summary for CAG - USU Prédio 6		05/10/2019 20:14	
Project Name: Universidade Santa Úrsula - Prédio 6 Prepared by: Raphael Carvalho			
Air System Information			
Air System Name	CAG - USU Prédio 6	Number of zones	1
Equipment Class	CW AHU	Floor Area	7374,0 m ²
Air System Type	SZCAV	Location	Rio de Janeiro, Brazil
Sizing Calculation Information			
Calculation Months	Jan to Dec	Zone L/s Sizing	Sum of space airflow rates
Sizing Data	Calculated	Space L/s Sizing	Individual peak space loads
Central Cooling Coil Sizing Data			
Total coil load	572,2 Tons	Load occurs at	Feb 1500
Total coil load	6866,9 MBH	OA DB / WB	38,9 / 26,1 °C
Sensible coil load	4724,4 MBH	Entering DB / WB	28,2 / 19,7 °C
Coil CFM at Feb 1500	164188 CFM	Leaving DB / WB	13,4 / 12,0 °C
Max block CFM	164188 CFM	Coil ADP	9,7 °C
Sum of peak zone CFM	164188 CFM	Bypass Factor	0,200
Sensible heat ratio	0,688	Resulting RH	48 %
CFM/Ton	286,9	Design supply temp.	12,8 °C
ft ³ /Ton	138,7	Zone T-stat Check	1 of 1 OK
BTU/(hr·ft ³)	86,5	Max zone temperature deviation	0,0 K
Water flow@ 10,0 °F rise	1374,12 gpm		

Fonte: Autor

3.2. Dimensionamento do Sistema de Água Gelada

O sistema de água gelada será composto por uma Central de Água Gelada localizada na cobertura, a água gelada será distribuída por meio de tubulações de aço carbono isoladas termicamente, descendo pelo prisma de ventilação interno e derivando um ramal para cada pavimento, atendendo aos condicionadores de ar (fancoletes hidrônicos tipo built-in) instalados no entreferro de cada ambiente,

A distribuição de ar (insuflação) de cada condicionador de ar será através de uma rede de dutos de chapa galvanizada isolada termicamente com difusores e uma caixa de mistura do mesmo material que o duto de insuflação conectada a entrada de ar do condicionado com uma grelha de retorno.

Cada ambiente deve possuir sensor de temperatura que transmite um sinal elétrico para o atuador das válvulas de duas vias instaladas na tubulação de saída dos condicionadores de ar controlando a vazão de água atendendo assim a carga térmica do ambiente.

Para a ventilação (ar exterior) dos ambientes foi adotado o uso de pequenos conjuntos de ventiladores com filtros de ar classe F5 (Tabela 5 da ABNT NBR 16401-3), sendo de um a dois por recinto. Cada um destes conjuntos ventilador-filtros está previsto para ser instalado dentro do entreforço captando o ar na fachada do edifício.

O sistema de água gelada a ser utilizado será o sistema de circuito primário e secundário. Esse sistema foi definido em função do menor consumo de energia comparado ao sistema de circuito único com vazão constante e menos complexo que os sistemas de circuito único com vazão variável.

O sistema com circuito primário e secundário de água gelada é composto por um conjunto de bombas de água gelada do circuito primário, dimensionadas com vazão constante para atender aos chillers, em circuito restrito à área da Central de Água Gelada e um conjunto de bombas de água gelada do circuito secundário, dimensionadas com vazão variável (com inversores de frequência) com controle em função da vazão total dos equipamentos usuários para atender a carga térmica total. Esse sistema possui uma tubulação de by-pass entre os circuitos primário e secundário, porém sem nenhum controle, que serve apenas para garantir o equilíbrio entre os circuitos e mantê-los na mesma pressão de sucção.

Após a definição do sistema de água gelada foi selecionado os seguintes equipamentos conforme Tabela 7, para a seleção foi considerando o cálculo de carga térmica do projeto (C_p) bem como a pressão de operação do sistema em função do dimensionamento da rede hidráulica utilizando o programa HIDROFLO 3. Como a solução de ventilação será aplicada para ambos os sistemas (Água gelada e Volume de Refrigerante Variável) os equipamentos relacionados a mesma não serão considerados nas Tabelas 5 e 7.

Tabela 5: Seleção dos equipamentos do sistema de água gelada

SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS - SISTEMA DE ÁGUA GELADA										
Ambiente	Equipamento	Qt.	Fabricante	Modelo	Capac. de refrigeração unitária (kw)	Capac. de refrigeração total (kw)	Potência unitária (kw)	Potência total (kw)	Custo unitário R\$	Custo total R\$
Prédio	Chiller	3	CARRIER	30XAB1604	535,10	1.605,30	173,00	519,00	406.572,8	1.219.718,4
	Bomba primária (uma reserva)	2	KSB	MEGABLOC 125.080.160F			3,70	7,40	3.602,0	7.203,9
	Bomba secundária (uma reserva)	2	KSB	MEGABLOC 125.080.250F			9,20	18,40	6.361,2	12.722,4
	Fancoil	9	CARRIER	42BCA030			0,25	2,25	2.911,1	26.200,2
	Fancoil	18	CARRIER	42BCA036			0,25	4,50	3.109,2	55.966,1
	Fancoil	45	CARRIER	42BCA044			0,46	20,70	3.554,0	159.929,1
	Fancoil	93	CARRIER	42BCA055			0,74	68,82	3.728,6	346.762,6
TOTAL						1.605,30		641,07		1.828.502,73

Fonte: Autor

Tabela 6 – Análise do sistema de Água gelada

Vantagens	Desvantagens
Flexibilidade com relação à quantidade de unidades internas e a sua localização em relação a central de água gelada;	Nível de ruído elevado (central de água gelada);
Não tem restrições de altura e distância entre o chiller e os condicionadores de ar;	Complexidade de instalação em edifício muito alto;
Longa vida útil do sistema central;	Complexidade de operação;

Fonte: Autor

3.3. Dimensionamento do Sistema de Volume de Refrigerante Variável (VRF)

O sistema VRF será composto por unidades externas (condensadoras) instaladas na cobertura interligadas as unidades internas (evaporadores) por um par de tubos cobre e um cabo shield. Tanto o caminho da tubulação quanto a distribuição de ar e ventilação serão as mesmas que do sistema de água gelada.

Com o resultado da carga térmica total e sensível individual de cada ambiente foi realizada a seleção do sistema de Volume de refrigerante variável no software VRV Xpress Versão 8.6.4 x64 da Daikin. Para a seleção do sistema, todos os ambientes com as suas respectivas cargas são inseridos no software, em seguida as unidades internas são auto dimensionadas, com a seleção pré-definida das unidades evaporadoras.

A seleção continua com a montagem do layout da rede de tubulação que conecta os evaporadores com os condensadores inserindo nessa rede o comprimento das tubulações e o número de curvas de cada trecho, ao final dessa configuração o software analisa o desempenho dos sistemas montado pelo conjunto unidade externa com unidades internas.

Uma das desvantagens do sistema VRF é a perda de carga em função do comprimento da tubulação (distancia entre as unidades internas e externas) para compensar essa perda o software é

obrigado a aumentar a capacidade refrigeração das unidades condensadoras para atender a capacidade das unidades internas, Tabela 7.

Tabela 7: Seleção dos equipamentos do sistema de Volume de refrigerante variável

SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS - SISTEMA DE VOLUME DE REGRIGERANTE VARIÁVEL									
Ambiente	Equipamento	Qt.	Fabricante	Modelo	Capac. de refrigeração unitária (kw)	Capac. de refrigeração total (kw)	Potência unitária (kw)	Potência total (kw)	Custo total R\$
Prédio	Condensador	1	DAIKIN	RHXYQ26ATL	73,00	73,00	16,70	16,70	
	Evaporador	8	DAIKIN	RHXYQ44ATL	123,00	984,00	31,60	252,80	
	Evaporador	6	DAIKIN	RHXYQ46ATL	129,00	774,00	30,80	184,80	
	Evaporador	4	DAIKIN	RHXYQ48ATL	135,00	540,00	32,50	130,00	
	Evaporador	2	DAIKIN	RHXYQ50ATL	140,00	280,00	33,90	67,80	
	Evaporador	1	DAIKIN	RHXYQ58ATL	163,00	163,00	40,60	40,60	
	Evaporador	9	DAIKIN	FXMQ100AVE			0,38	3,42	
	Evaporador	18	DAIKIN	FXMQ125AVE			0,46	8,28	
	Evaporador	9	DAIKIN	FXMQ140PVE			0,46	4,14	
	Evaporador	111	DAIKIN	FXMQ200MAVE			1,49	165,39	
	Evaporador	18	DAIKIN	FXMQ250MAVE			1,68	30,24	
TOTAL						2.814,00		904,17	2.943.377,44

Fonte: Autor

Tabela 8 – Análise do sistema VRF

Vantagens	Desvantagens
Baixo nível de ruído;	Perda de capacidade com aumento de rede;
Baixo impacto à estrutura arquitetônica;	Restrição de altura e distância entre unidades externas e unidades internas;
Facilidade de instalação de unidades externas nas coberturas de edifícios altos;	Perda de todo o fluido refrigerante quando instalado novas unidades internas;

Fonte: Autor

3.4. Análise Energética

O nível de consumo energético depende da relação entre a quantidade de frio ou calor obtida e a energia elétrica consumida. O COP (do inglês Coefficient of Performance) é a razão entre a energia contida no calor transportado pelo sistema (Q) e o trabalho realizado pelo sistema para isso (W):

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (8)$$

O sistema de água gelada com uma capacidade de refrigeração de 1.605,3 kW e potência de 641,07 kW, resulta num coeficiente de performance de 2,50. Já o sistema de Volume de refrigerante

variável apresenta uma capacidade de refrigeração de 2814,00 kW e potência de 904,17 kW, com o coeficiente de performance de 3,11.

O sistema de VRF, apesar de ter uma carga de refrigeração elevada compensando a perda de capacidade devido a distancia entre as unidades internas com as externas, apresenta um aumento de 24,4% de eficiência em relação ao sistema de água gelada.

Esse COP superior do Sistema VRF se dá um função do alto nível de tecnologia característica principal deste sistema.

3.5. Análise Financeira

Para análise de investimento, foi realizada a soma dos custos referentes aos equipamentos, mão de obra e material para instalação. A informação referente ao custo de instalação foi fornecida pela empresa Inovar Instalações Térmicas Ltda. e os preços dos equipamentos pelos representantes comerciais Júlio Nunes da Midea/Carrier (Chiller e fancoletes), Márcio Soares da Daikin (Sistema de Volume de refrigerante variável) e Luciano Martins da Braumat (Bombas centrífugas), conforme exposto na

Tabela 9.

Tabela 9 – Análise de custos

Sistema	Água gelada	VRF
Custo equipamentos	R\$ 1.828.502,73	R\$ 2.943.377,44
Custo instalação	R\$ 3.150.000,00	R\$ 4.050.000,00
Total	R\$ 4.978.502,73	R\$ 6.993.377,44

Fonte: Autor

O sistema de VRF se mostrou com valor elevado nos dois custos. O primeiro referente aos equipamentos é o reflexo do aumento da carga das unidades externas fazendo com que isso o sistema crescesse e consecutivamente o custo da instalação também.

4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Buscando manter uma similaridade entre os sistemas para a realização de uma comparação mais justa possível, a seleção das unidades internas foi especificada fancoletes hidrônicos (água gelada) e evaporadores (VRF) tipo built-in com as mesmas capacidades, porém o estudo indicou que o sistema VRF se torna uma opção de alto custo comparado ao de água gelada.

Dessa forma o sistema de água gelada se mostrou mais atrativo apesar de ter uma eficiência abaixo do sistema VRF.

Este estudo traz resultados específicos para as condições descritas e o local analisado, respeitando que cada aplicação possui suas particularidades e o resultado não pode ser expandido

para outros locais sem análise detalhada das condições dos ambientes envolvidos e das condições de utilização dos mesmos.

REFERÊNCIAS

ABNT NBR 16401-1, Associação Brasileira de Normas Técnicas. Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários. **Parte 1: Projetos das instalações**. Válida a partir de 04/09/2008.

ABNT NBR 16401-2, Associação Brasileira de Normas Técnicas. Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários. **Parte 2: Parâmetros de conforto térmico**. Válida a partir de 04/09/2008.

ABNT NBR 16401-3, Associação Brasileira de Normas Técnicas. Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários. **Parte 3: Qualidade do ar interior**. Válida a partir de 04/09/2008.

ASHRAE. **HVAC2 Toolkit: A Toolkit for Secondary HVAC System Energy Calculation**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, USA, 1993.

ASHRAE, **ASHRAE Handbook of Fundamentals**. SI ed. Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, 2013.

CARRIER, **Catálogo Técnico de Resfriador de Líquido (Chiller) Tipo Parafuso com Condensação a Ar – 30XA 080 - 500**, 01/2017.

CARRIER, **Catálogo Técnico Fan Coil 42B Series - 60Hz**, 01/2011.

CARRIER - **Handbook of Air Conditioning System Design**, Part 1: Load Estimating, 1965.

DAIKIN, **Engineering Data VRV IV Heat Pump 60Hz**, Japão, 01/2015.

HAGEL, A.L., “**Análise Computacional da Demanda Energética de Climatização de Edifícios**”, Projeto de Graduação, Universidade de Brasília – 2005.

JONES, A.P. **Indoor air quality and health**. Atmospheric Environment, 1999

KSB, **Bomba Padronizada Monobloco - Megabloc – Manual Técnico**, 01/2016.

MINISTÉRIO DA SAÚDE PORTARIA 3523. **Qualidade do Ar em locais Climatizados**. 1998.

Disponível em:

<http://www.rio.rj.gov.br/dlstatic/10112/5125585/4150517/4aPortaria3.523_1998.pdf>

Acesso em 23 de out 2018.

PIETROBON C. E., LAMBERTS R. & PEREIRAF. O. R., “**Tratamentos de Elementos Climáticos para a Climatologia das Edificações: o caso de Maringá**”. Universidade Estadual de Maringá, Departamento de Engenharia Civil, Maringá – Brasil, 1999.

PINHEIRO. **A Qualidade do Ar Interno nas Salas de Aulas**. 09/2015.

Disponível em: <<http://www.dnqaiabrava.org.br/?p=noticias&n=676>>

Acesso em 23 de out 2018.

SOTERIS A. KALOGIROU, Soteris Kalogirou. “**Solar Energy Engineering: Processes and System**”. Academic Press, 1ª Edição, 2009.

SOUZA, Edson Palhares de. **Economia de energia em ar condicionado no Brasil: Eficiência e economicidade**. 2010. Dissertação (Mestrado em Ciências em Engenharia da Energia) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá.

VENTURINI, O., “**Sistemas de Climatização Ambiental**” – Cursos em Eficiência Energética – UNIFEI – 2007.