

**“ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA DE INSTALAÇÃO DE UM SISTEMA  
DE CONDICIONAMENTO DE AR COM VARIAÇÃO DE FLUXO DE  
REFRIGERANTE (VRF/VRV) PARA UMA UNIDADE DA UNIVERSIDADE  
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO NA CIDADE DE MACAÉ.”**

**Bruno Werner De Almeida Corrêa**

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

---

Prof. Nísio de Carvalho L. Brum (Orientador)

---

Prof. Hécio Rangel Barreto Orlande

---

Prof. Sylvio José Ribeiro de Oliveira

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

AGOSTO DE 2013

## RESUMO

Este trabalho de conclusão de curso expõe conhecimentos adquiridos ao longo do curso de Engenharia Mecânica de forma organizada e estruturada, visando atender um projeto real de engenharia, como parte dos requisitos para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

“ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA DE INSTALAÇÃO DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR COM VARIAÇÃO DE FLUXO DE REFRIGERANTE (VRF/VRV) PARA UMA UNIDADE DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO NA CIDADE DE MACAÉ.”

Será discutido um projeto de condicionamento de ar para uma universidade em construção cuja planta foi fornecida pelo professor orientador. Neste projeto será calculada sua carga térmica, atendendo os requisitos necessários pelas normas brasileiras e será proposto um sistema ainda pouco utilizado que visa a economia de energia. Os cálculos serão realizados com ajuda de *softwares*, planilhas eletrônicas e também manualmente.

O sistema proposto será apresentado com suas vantagens e desvantagens em relação ao sistema convencional.

Serão utilizadas referências bibliográficas recomendadas pelo professor orientador, bem como catálogos e *softwares* de fabricantes que dispõem do sistema em questão.

Por último será feita uma avaliação da viabilidade técnica desse sistema, de acordo com as condições de operação clássicas para o tipo de instalação.

## ABSTRACT

This present work is part of the Mechanical Engineering course and includes knowledge acquired during the course. Organized and structured to serve a real engineering project as part of the requirements for the degree of Mechanical Engineer.

"ANALYSIS OF TECHNICAL VIABILITY OF INSTALLING AN AIR CONDITIONING SYSTEM WITH A VARIABLE REFRIGERANT FLOW (VRF / VRV) FOR A UNIT OF THE FEDERAL UNIVERSITY OF RIO DE JANEIRO IN MACAÉ, RIO DE JANEIRO."

It will be discussed a project of air conditioning for a university building whose plant was supplied by the advisor. It will be calculated the cooling load, meeting the requirements needed by the Brazilian standards and will be propose a system still underutilized in the country that aims to save energy. The calculations will be performed with help of software, spreadsheets and also manually.

The proposed system will be presented with their advantages and disadvantages compared to the conventional system.

Will be used references recommended by the tutor as well as catalogs and manufacturers software with the system in question.

Finally there will be an assessment of the technical viability of this system, according to the operating conditions for the classical type of installation.

## SUMÁRIO

ÍNDICE DE FIGURAS.....	iv
ÍNDICE DE TABELAS.....	v
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVO.....	2
3. A CARGA TÉRMICA.....	3
3.1 Introdução.....	3
3.2 Condições externas.....	4
3.3 Condições arquitetônicas.....	5
3.4 Iluminação.....	10
3.5 Ocupação humana.....	10
3.6 Equipamentos elétricos.....	12
3.7 Ar exterior.....	12
3.8 Memória de cálculo de carga térmica.....	14
3.9 Software para cálculo.....	15
3.10 Resultados.....	16
4. CONDIÇÕES DE CONFORTO E INSUFLAMENTO.....	18
5. O SISTEMA VRV/VRF.....	25
5.1 Introdução.....	25
5.2 Características do sistema VRV/VRF.....	26
5.3 Vantagens do sistema VRV/VRF.....	27
5.4 Desvantagens do sistema VRV/VRF.....	29
5.5 Seleção de equipamentos.....	30
5.6 Disposição dos equipamentos.....	39
5.7 Sistema de ar exterior dedicado.....	42
6. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	43
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	44
ANEXO I – MEMÓRIA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.....	
ANEXO II - OUTPUT DO SOFTWARE DE CARGA TÉRMICA.....	
ANEXO III – PLANILHA PSICROMÉTRICA.....	
ANEXO IV – TABELA DE CORREÇÃO DE CAPACIDADES.....	
ANEXO V – UNIDADE EXTERNA – fonte: catálogo Daikin.....	

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3.3.1 - Vista fachada 1.....	5
Figura 3.3.2 - Vista fachada 2.....	5
Figura 3.3.3 - Planta baixa térreo.....	6
Figura 3.3.4 - Planta baixa primeiro pavimento.....	7
Figura 3.9.1 – Hvac Load Explorer.....	15
Figura 4.1 - Arranjo típico do sistema e nomenclatura utilizada.....	19
Figura 4.2 - Condições psicrométricas de insuflamento do bloco A.....	24
Figura 4.3 - Condições psicrométricas de insuflamento do bloco B.....	24
Figura 5.6.2 - Disposição das unidades no Bloco A – Térreo.....	38
Figura 5.6.3 - Disposição das unidades no Bloco A – 1º Pavimento.....	39
Figura 5.6.4 - Disposição das unidades no Bloco B – Térreo.....	40
Figura 5.6.5 - Disposição das unidades no Bloco B – 1º Pavimento.....	41
Figura 5.6.6 – Legenda para unidades externas e internas selecionadas.....	42

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.2.1 – Condições externas adotadas.....	4
Tabela 3.3.1 – Propriedades físicas dos materiais das paredes.....	8
Tabela 3.3.2 – Propriedades físicas dos materiais do piso e teto interno.....	8
Tabela 3.3.3 – Propriedades físicas dos materiais do teto externo.....	9
Tabela 3.3.4 – Propriedades físicas do vidro comum.....	9
Tabela 3.5.1 – Distribuição da potência dissipada.....	10
Tabela 3.5.1 – Densidade de ocupação.....	11
Tabela 3.5.2 – Taxas típicas de calor liberado por pessoa.....	12
Tabela 3.6.1 – Potência dissipada por equipamentos elétricos.....	12
Tabela 3.7.1 – Vazão de ar exterior para ventilação.....	13
Tabela 3.7.2 – Vazões de ar exterior requeridas para o Bloco A.....	13
Tabela 3.7.3 – Vazões de ar exterior requeridas para o Bloco B.....	14
Tabela 3.10.1 – Cargas térmicas dos ambientes do Bloco A.....	16
Tabela 3.10.2 – Cargas térmicas dos ambientes do Bloco B.....	17
Tabela 4.1 – Condições internas de conforto.....	18
Tabela 4.2 – Fatores típicos de desvio (by-pass) da serpentina.....	18
Tabela 4.3 – Calor específico à pressão constante para o ar e vapor d'água.....	19
Tabela 4.4 – Potências frigoríficas requeridas.....	22
Tabela 4.5 – Condições de insuflamento para o Bloco A.....	22
Tabela 4.6 – Condições de insuflamento para o Bloco B.....	23
Tabela 5.5.1 - Especificações técnicas da RXYQ50PAHY1 .....	34
Tabela 5.5.2 - Especificações técnicas da RXYQ28PAHY1 .....	35
Tabela 5.5.3 - Especificações técnicas da RXYQ26PAHY1 .....	36
Tabela 5.5.3 - Especificações técnicas para o FXFQ32PVE .....	38

## 1. Introdução

A preocupação com economia de energia é cada vez maior atualmente e os sistemas de condicionamento de ar são o grande alvo quando se deseja reduzir esse consumo em uma grande construção. Ela se torna ainda mais relevante em uma cidade como Rio de Janeiro, quente e úmida quase o ano todo, onde os sistemas de condicionamento de ar são imprescindíveis e funcionam exaustivamente a fim de atender a carga térmica do ambiente e proporcionar o desejado conforto térmico. Modernos sistemas e equipamentos de condicionamento de ar estão disponíveis no mercado e altos investimentos são feitos para atender as necessidades dos clientes e obter um melhor aproveitamento de energia.

Os recentes sistemas de *VRV/VRF* (variação de fluxo de refrigerante), que surgiram na década de 90, chegaram ao mercado com a promessa de proporcionar melhor aproveitamento de energia e mais conforto, se adaptando bem as variadas condições de cargas. É notado também que a grande maioria desses sistemas não utiliza a água como fluido primário ou secundário em seus ciclos, o que pode acarretar em uma grande perda de energia, visto que o ar troca calor com muito mais dificuldade que a água. A seleção desses equipamentos torna-se muitas vezes difícil, uma vez que os grandes fornecedores tendem a vender aqueles equipamentos que são mais interessantes comercialmente. Como é um sistema novo para muitos instaladores e clientes apresenta uma resistência natural para ser aceito e é tido por alguns como uma tecnologia incerta e cara.

## 2. Objetivo

Neste trabalho será analisada a viabilidade técnica de instalação de um sistema de condicionamento de ar de médio porte em uma planta de uma unidade da Universidade Federal do Rio de Janeiro a ser construída na cidade de Macaé, onde o sistema conservador a ser instalado seria um sistema com *chillers* (resfriamento de água) e o novo sistema proposto será um sistema de variação do fluxo de refrigerante (*VRV/VRF*) e condensação a ar, que vem sendo proposto corriqueiramente atualmente pelos grandes fabricantes internacionais.

A instalação de um sistema com variação do fluxo de refrigerante (*VRV/VRF*) é apresentada como a nova solução para economia de energia, muito atraente do ponto de vista econômico, alguns fabricantes prometem uma economia de até 50% de energia de acordo com a variação da carga. Serão analisados aspectos que levam a essa economia e também as desvantagens em relação ao sistema convencional.

A viabilidade técnica levará em conta a planta baixa de arquitetura fornecida pelo professor orientador, a ocupação normal de uma universidade em regime de horários pré-estabelecidos, que contribuirão para sua carga térmica e disponibilidade de equipamentos no mercado.



## 3. A Carga Térmica

### 3.1. Introdução

A primeira etapa para o dimensionamento do sistema de condicionamento de ar é o cálculo da carga térmica máxima, ou seja, a potência necessária para retirar o calor dos ambientes, dando-o condições ideais de conforto para os ocupantes. O cálculo é realizado hora a hora para cada dia do ano, ou mês mais quente do ano, de acordo com as informações fornecidas pela arquitetura do projeto, como área e orientação das paredes, áreas dos pisos e tetos, janelas, fontes internas de calor, ocupação humana, infiltrações, bem como a composição física das estruturas, que contribuem para o fluxo de calor do ambiente e inércia térmica da própria estrutura.

Além de informações de arquitetura devem ser considerado a localização geográfica do projeto e os dados climáticos da região. Dados como latitude e longitude irão influenciar diretamente na radiação solar absorvida pelas estruturas, como paredes, telhados e janelas. A norma brasileira ABNT NBR 16401, baseada na norma americana da ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*), informa as condições externas das principais cidades brasileiras baseadas em dados aeroportuários. Para este projeto serão utilizados os dados mais recentes do aeroporto do Galeão, na cidade do Rio de Janeiro.

O cálculo da carga térmica é inviável de ser realizado manualmente, pois envolve diversas fontes de calor em condições específicas e regime de horários diferentes para da ambiente a ser condicionado, como ocupação humana, paredes e telhados recebendo radiação solar, equipamentos que dissipam calor, fenestração, infiltração, entre outros. Este cálculo foi então realizado com a ajuda de um *software* de computador, a ser tratado adiante.

### 3.2. Condições externas

As condições climáticas externas da região, como a temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido, amplitude térmica diária e dados de localização do projeto, como altitude, latitude e longitude, pressão atmosférica e velocidade média do vento, devem ser conhecidas para o cálculo correto da carga térmica dos ambientes a serem condicionados. Para o projeto em questão foram utilizados dados climáticos retirados do “2009 ASHRAE Handbook – Fundamentals” do aeroporto do Galeão, no Rio de Janeiro.

A literatura informada fornece informações para 0,4% dos dias não atendidos, 1% dos dias não atendidos ou 2% dos dias não atendidos. Neste projeto serão extraídas as informações para 0,4% de frequência não atendida que é o melhor caso possível, portanto se utilizou:

Tabela 3.2.1 – Condições externas adotadas

<b>Temperatura de bulbo seco (TBS):</b>	37.9°C
<b>Temperatura de bulbo úmido coincidente (TBUc):</b>	25.6°C
<b>Latitude:</b>	22.82S
<b>Longitude:</b>	43.25W
<b>Altitude:</b>	6m
<b>Pressão atmosférica:</b>	101.25kPa
<b>Velocidade média do vento:</b>	3.5m/s
<b>Direção do vento (onde, 0° é norte e 90° é leste):</b>	150°

### 3.3. Condições arquitetônicas

Os dados de arquitetura do projeto foram obtidos através dos desenhos em *AutoCad* fornecidos pelo orientador, com as plantas baixas e cortes necessários para medição das estruturas. Trata-se de uma unidade da Universidade Federal do Rio de Janeiro a ser construída com dois blocos, A e B, e dois pavimentos cada, térreo e 1º pavimento, conforme ilustrações abaixo. Todos os ambientes serão considerados como condicionados, com exceção dos sanitários masculinos e femininos, que terão apenas a ventilação natural pelas janelas. A orientação das fachadas também está contida na planta.



Figura 3.3.1 – Vista fachada 1



Figura 3.3.2 – Vista fachada 2

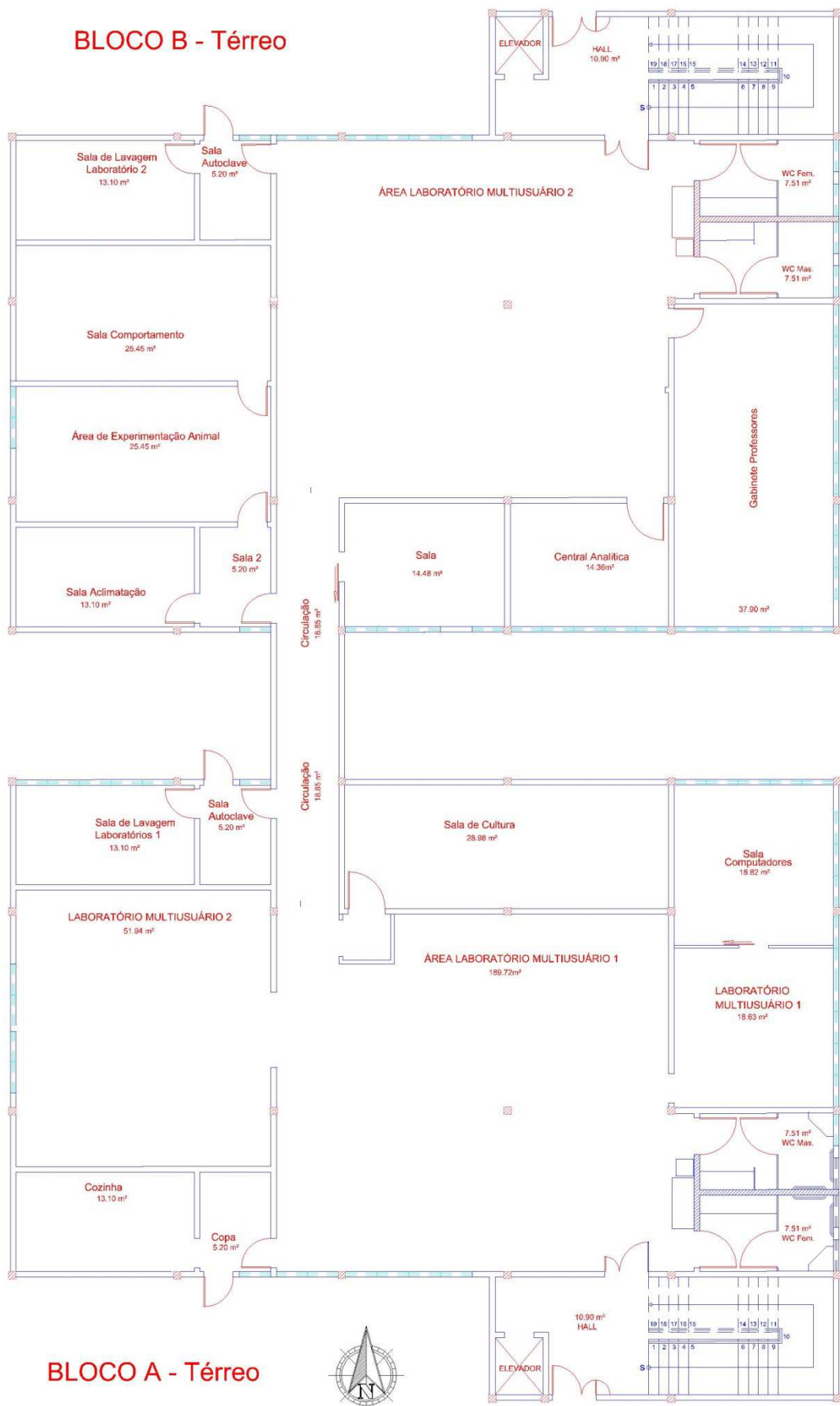


Figura 3.3.3 – Planta baixa térreo

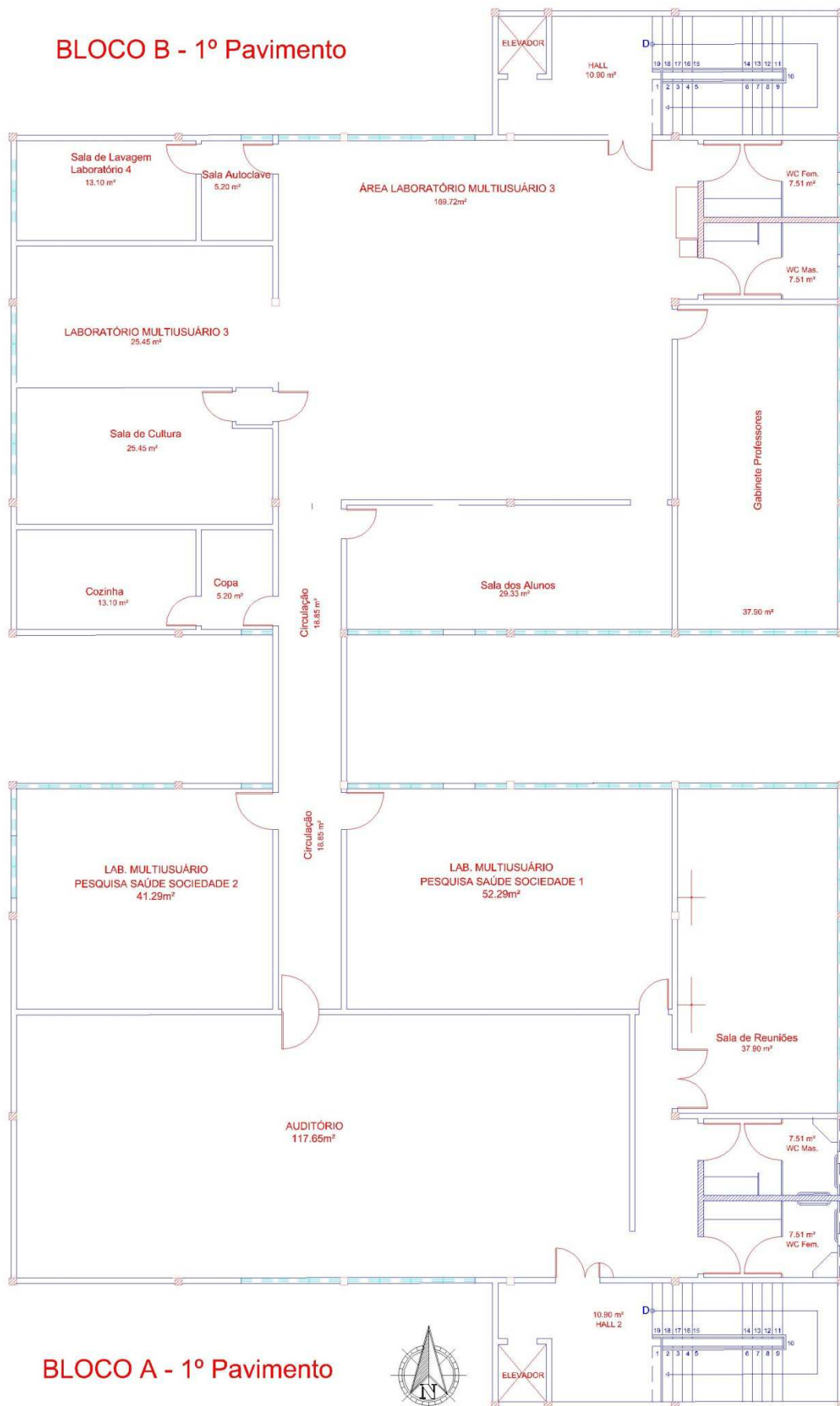


Figura 3.3.4 – Planta baixa primeiro pavimento

A partir do desenho com o corte da construção foi medido o pé direito de 3.4m para o térreo e 1º pavimento, e assim pode-se calcular a área das paredes.

As paredes foram consideradas como concreto maciço de 100mm de espessura com argamassa de 20mm em cada lado e cerâmica de 10mm apenas no lado interno, totalizando uma espessura de 150mm, conforme informação da planta de arquitetura.

De acordo com a ABNT NBR 15220-2, que trata de desempenho térmico de edificações, na tabela D.1, foram retiradas as seguintes propriedades para os materiais:

Tabela 3.3.1 – Propriedades físicas dos materiais das paredes.

Camada	c (kJ/kg.°C)	k (W/m.°C)	e (mm)	ρ (kg/m <sup>3</sup> )
<b>Cerâmica</b>	0.92	0.90	10	1600
<b>Argamassa</b>	1	1.15	20	2000
<b>Concreto</b>	1	1.75	100	2400

Onde **e** é a espessura de cada camada. Foram inseridas no *software* as propriedades na ordem correta para o cálculo do fluxo de calor e inércia térmica das paredes, de fora para dentro do ambiente, sendo ela: argamassa (externa), concreto, argamassa (interna) e cerâmica.

O piso foi considerado como base concretada de 160mm com argamassa de 20mm e piso de marmorite 20mm, totalizando uma espessura de 200mm.

Foram usadas as seguintes propriedades, de acordo com a norma citada:

Tabela 3.3.2 – Propriedades físicas dos materiais do piso e teto interno.

Camada	c (kJ/kg.°C)	k (W/m.°C)	e (mm)	ρ (kg/m <sup>3</sup> )
<b>Base concretada</b>	1	1.75	160	2400
<b>Argamassa</b>	1	1.15	20	2000
<b>Piso marmorite</b>	0.84	2.90	20	800

Onde **e** é também representa a espessura de cada camada. Foram inseridas no *software* as propriedades na ordem correta para o cálculo do fluxo de calor e

inércia térmica do piso, de fora para dentro do ambiente, sendo: base concretada, argamassa e piso marmorite.

O teto interno, do térreo, foi considerado como base concretada de 160mm, argamassa de 20mm e piso marmorite (1º pavimento), totalizando uma espessura de 200mm. E foram usadas as mesmas propriedades do piso, de acordo com a norma, porém em ordem inversa, de fora para dentro do ambiente, sendo: piso marmorite, argamassa e base concretada.

O teto externo possui cobertura, e foi considerado como base concretada (laje) de 160mm, espaço de ar de 700mm e telhas de barro de 10mm. Sendo a ordem correta para o cálculo do fluxo de calor e inércia térmica do teto externo, de fora para dentro do ambiente: telha de barro, espaço de ar e laje.

Foram usadas as seguintes propriedades, de acordo com a norma citada e dados da arquitetura:

Tabela 3.3.3 – Propriedades físicas dos materiais do teto externo.

<b>Camada</b>	<b>c (kJ/kg.°C)</b>	<b>k (W/m.°C)</b>	<b>e (mm)</b>	<b>ρ (kg/m³)</b>
<b>Laje concretada</b>	1	1.75	160	2400
<b>Espaço de ar</b>	1	0.03	700	1.201
<b>Telha de barro</b>	0.92	0.95	10	1600

Ainda de acordo com as plantas baixas do projeto, observou-se a presença de janelas em alguns ambientes, desta forma suas medidas foram informadas nas paredes correspondentes conforme a orientação dessas paredes. As janelas acrescentam à carga térmica uma quantidade de calor adicional devido a radiação solar que atravessa os vidros, conhecida como fenestração.

De acordo com a ABNT NBR 15220-2, tabela B.3,

Tabela 3.3.4 – Propriedades físicas do vidro comum.

	<b>c (kJ/kg.°C)</b>	<b>k (W/m.°C)</b>	<b>ρ (kg/m³)</b>
<b>Vidro comum</b>	0.84	1	2500

Para um vidro de espessura  $e = 0.02\text{m}$ , podemos facilmente calcular a resistência térmica  $R_v$  e a transmitância térmica  $U_v$ .

$$R_v = e / k = 0.02 / 1 = 0.02 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{W}$$

$$U_v = 1 / R_v = 50 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Ainda sobre as condições de arquitetura, é de suma importância a orientação geográfica das suas estruturas para o cálculo da carga térmica. A incidência da radiação solar nas paredes e tetos também nas janelas resulta em aumento do ganho de calor do ambiente, de acordo com os materiais e construção das estruturas. Um mesmo ambiente pode ter cargas térmicas diferentes dependendo de sua posição geográfica.

Para cálculos de ganhos de calor pela radiação solar é preciso observar o movimento de rotação e translação da terra em função das horas e dias do ano. O cálculo pode ser realizado com auxílio de uma planilha para parede e tetos, sem muita dificuldade. Porém para inúmeras paredes e tetos com inclinação as contas podem dispensar longo tempo. Desta forma, o *software* para o cálculo da carga térmica nos auxiliará nessa questão.

### 3.4. Iluminação

A iluminação dos ambientes condicionados fornece uma carga adicional ao sistema uma vez que dissipam calor ao ambiente. Conforme planta com dados elétricos fornecidos foi constatado que haverá iluminação com luminárias fluorescentes (2X40W) em todos os ambientes, sendo sua distribuição seguida conforme o desenho de arquitetura. Desta forma, foi calculada a quantidade de potência por metro quadrado de área para cada ambiente.

A fração de potência dissipada em forma de calor foi distribuída da seguinte forma:

Tabela 3.5.1 – Distribuição da potência dissipada

<b>Radiação por onda curta</b>	0.1
<b>Radiação por onda longa</b>	0.6
<b>Convecção</b>	0.3

O horário de funcionamento da universidade será o horário que a iluminação estará ligada. Para este projeto foi considerado o funcionamento de 7h00 as 18h00.



### 3.5. Ocupação humana

A taxa de ocupação humana nos ambientes a serem condicionados também é de suma importância para o cálculo da carga térmica, principalmente no que diz respeito a carga latente, pois a transpiração e respiração dos ocupantes produz vapor d'água no recinto condicionado. No projeto em questão as ocupações foram definidas de acordo com a norma ABNT NBR 16400-3, tabela 1, de onde foram extraídos os seguintes dados:

Tabela 3.5.1 – Densidade de ocupação

<b>Ambiente</b>	<b>Densidade [pessoas / 100m<sup>2</sup>]</b>
<b>Hall do edifício, recepção</b>	10
<b>Sala de aula</b>	35
<b>Laboratório de informática</b>	25
<b>Laboratório de ciências</b>	25
<b>Auditório</b>	150
<b>Sala de reuniões</b>	50
<b>Cozinha, Copa</b>	70
<b>Gabinete de professores</b>	14

Assim como a densidade de ocupação, o regime e horários de ocupação devem ser definidos. Os laboratórios e demais salas serão considerados com ocupação igual a 100% no horário de funcionamento da universidade, 7h00 as 18h00. O auditório terá ocupação de 50% de 08h00 às 12h00, 100% de 13h00 às 15h00 e 70% de 15h00 às 17h00.

Além da densidade de ocupação no ambiente, o calor liberado por pessoa pode ser estimado e deve ser considerado, é dividido em sua parte sensível e latente, bem como sua fração de calor radiante. Essa potência obviamente varia de acordo com a atividade que esta sendo realizada pela pessoa. Para efeito de cálculo será considerado, de acordo com a norma ABNT NBR 16401, tabela C.1,

Tabela 3.5.2 – Taxas típicas de calor liberado por pessoa.

<b>Atividade</b>	<b>Calor sensível [W/pessoa]</b>	<b>Calor latente [W/pessoa]</b>	<b>% Radiante do calor sensível</b>
<b>Moderada, escritório</b>	75	55	60
<b>Sentado, auditório</b>	70	35	60

### 3.6. Equipamentos elétricos

Os equipamentos elétricos disponíveis na universidade, como computadores, impressoras, projetores, fornos, elevadores, autoclave, entre outros, ainda não estão disponíveis na planta de arquitetura. No entanto, a potência dissipada por esses equipamentos deve ser incluída no cálculo da carga térmica, assim como seu regime de horários de uso.

Da ABNT NBR 16401-1, Tabela C.3 a Tabela C.6, obtém-se alguns valores típicos de dissipação de calor para equipamentos elétricos.

Tabela 3.6.1 – Potência dissipada por equipamentos elétricos.

<b>Equipamento</b>	<b>Potência dissipada [W]</b>
<b>Computador</b>	65
<b>Monitor</b>	70
<b>Copiadora</b>	400
<b>Impressora de escritório</b>	275
<b>Máquina de fax</b>	10
<b>Máquina de café</b>	1050 (sensível) / 450 (latente)

Para autoclave foi estimada uma potência dissipada de 3000W e para o projetor do auditório, 500W.

Os regimes utilização desses equipamentos serão de 100% para computadores e monitores no horário de funcionamento da universidade, 07h00 às 18h00. Para autoclave será considerado apenas dois usos ao dia, um no fim da manhã, 11h00 às 12h00 e outro no fim da tarde, 17h00 às 18h00. O projetor do auditório entrará em uso de 8h às 12h e de 13h às 17h.

### 3.7. Ar exterior

A vazão de ar exterior insuflada no ambiente é necessária para a qualidade do ar interno do recinto, uma vez definida, ela mantém a concentração de poluentes a um

nível aceitável. A ABNT NBR 16401-3, define os valores de vazões volumétricas em litros por segundo dos diferentes ambientes conforme seu tipo, áreas e ocupação. Essa vazão de ar contribui para o aumento da potência frigorífica da instalação, pois o ar vem com entalpia elevada devido a sua temperatura ser a do ambiente externo, ou seja, quanto mais ar exterior for necessário, maior a potência necessária para retirar calor do ar insuflado.

De acordo com a Tabela 1 da seção 5 da ABNT NBR 16401-3 podemos obter a vazão necessária em três diferentes níveis, sendo o nível 1, o mínimo e nível 3, o recomendado para a melhor qualidade do ar.

Tabela 3.7.1 – Vazão de ar exterior para ventilação.

Ambiente	Nível 3	
	F <sub>p</sub> [l/s *pessoa]	F <sub>a</sub> [l/s *m <sup>2</sup> ]
Sala de aula	7.5	0.9
Laboratório de informática	7.5	0.9
Laboratório de ciências	7.5	1.4
Hall, recepção	3.8	0.5
Escritório média densidade	3.8	0.5
Auditório	3.8	0.5
Refeitório	5.7	1.4

Onde F<sub>p</sub> é a fração de ocupação e F<sub>a</sub> a fração de área. Esses fatores serão multiplicados pela área do ambiente e pela ocupação, em número de pessoas de cada ambiente.

Há também o critério baseado na 2ª Portaria da ANVISA nº 3523/98 que indica que a renovação do ar interior do recinto condicionado deve ser de 27 m<sup>3</sup>/h por pessoa. Por este critério obtemos as seguintes vazões volumétricas por ambiente:

Tabela 3.7.2 – Vazões de ar exterior requeridas para o Bloco A

BLOCO A - AMBIENTE	Área [m <sup>2</sup> ]	Ocupação [nº pessoas]	Vazão de ar exterior requerida [m <sup>3</sup> /h]
Sala de Lavagem 1	13.1	3	88.43
Sala Autoclave	5.2	1	35.10
1/2 circulação	9.4	2	63.45
Lab. multiusuário 1	18.8	5	126.90
Sala de cultura	29.4	10	277.83
Copa	5.2	4	98.28
Cozinha	13.1	9	247.59
Lab. Multiusuário 2	51.9	13	350.33

Área Lab. Multiusuário 1	104.9	26	708.08
Sala Computadores	18.9	5	127.58
Auditório	117.8	177	4770.90
Sala de Reuniões	37.9	19	511.65
1/2 circulação	13.8	3	93.15
Hall 1	10.9	1	29.43
Hall 2	10.9	1	29.43
Laboratório Pesquisa 2	41.3	10	278.78
Laboratório Pesquisa 1	52.3	13	353.03

Tabela 3.7.3 – Vazões de ar exterior requeridas para o Bloco B

BLOCO B - AMBIENTE	Área [m <sup>2</sup> ]	Ocupação [n <sup>o</sup> pessoas]	Vazão de ar exterior requerida [m <sup>3</sup> /h]
Laboratório multiusuário 2	102.94	26	694.85
Sala	14.49	5	136.93
Central analítica	14.36	4	96.93
Gabinete professores	37.9	5	143.26
1/2 circulação	9.58	2	64.67
Hall 1	10.9	1	29.43
Sala de aclimatação	13.1	3	88.43
Sala 2	5.2	2	49.14
Experimentação animal	25.45	6	171.79
Sala comportamento	25.45	6	171.79
Sala de lavagem	13.1	3	88.43
Sala da autoclave	5.2	1	35.10
Área Lab. Multiusuário 3	105.76	26	713.88
Sala dos alunos	29.33	10	277.17
Gabinete de professores	37.8	5	142.88
Hall 2	10.89	1	29.40
Sala de lavagem	13.1	3	88.43
Sala autoclave	5.2	1	35.10
Lab. Multiusuário 3	25.45	6	171.79
Sala cultura	25.32	9	239.27
Cozinha	13.1	9	247.59
Copa	5.2	4	98.28
1/2 circulação	9.5	2	64.13

### 3.8. Memória de cálculo de carga térmica

Com o intuito de facilitar e organizar a entrada de dados no *software* foi elaborada uma planilha com todos os dados de arquitetura do projeto, como áreas dos pisos, tetos, paredes, bem como suas orientações. Além da informação de ocupação máxima e estimativa de equipamentos elétricos. A planilha segue no anexo I.

### 3.9. Software para cálculo

O software utilizado para o cálculo da carga térmica do ambientes é o *HVAC Load Explorer* e utiliza o método *RTSM (Radiant Time Series Method)*, uma simplificação do método *HBM (Heat Balance)*, é fornecido com o livro que faz parte da bibliografia deste trabalho, “Heating, Ventilating, and Air Conditioning – Analysis and Design, 6th Edition.”.

O método *Heat Balance* assegura que toda energia, em forma de calor, que flui em cada zona é balanceada e leva a solução das equações de balanço de energia com suas superfícies em interação com os meios interno e externo. Assim, as equações do balanço de energia são combinadas com equações da condução de calor através das paredes, pisos e tetos e dados climáticos da região. O método *RTSM* faz algumas simplificações em comparação ao método *HBM*, como o balanço de energia no exterior que é modelado a partir de uma transferência de calor com uma temperatura equivalente, ao invés de separadamente para cada tipo de radiação, por exemplo.

As condições de contorno são informadas para cada parede, teto e piso do ambiente. Sendo elas, temperatura sol-ar externa para superfícies em contato com meio exterior, temperatura interna para superfícies em contato com ambientes também condicionados, temperatura especial pré-definida para superfícies em contato com áreas não condicionadas ou em temperaturas especiais.

O software aceita a inclusão de quatro paredes, um piso e um teto, além das informações de iluminação, ocupação, infiltração e equipamentos. A figura 3.9.1 ilustra

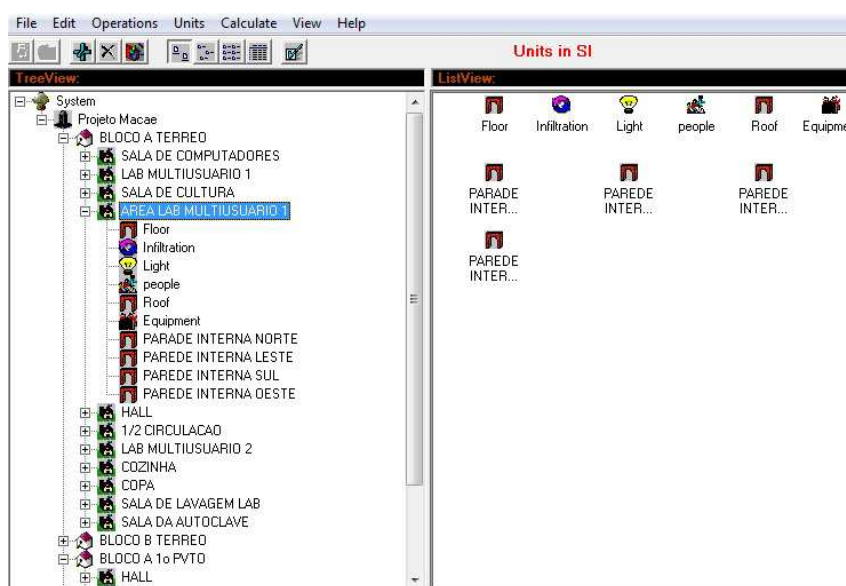


Figura 3.9.1 – HVAC Load Explorer

a tela do *software HVAC Load Explorer* onde esta sendo mostrada a estrutura de inclusão de ambientes.

É importante relevar que o software foi desenvolvido no hemisfério norte, e a informação da posição geográfica de longitude somente é aceita ser incluída como hemisfério norte, sendo então necessário considerar as paredes nortes como sul e leste como oeste, para um resultado correto no hemisfério sul.

### 3.10. Resultados

Em posse de todas as informações o *software HVAC Load Explorer* foi alimentado com todas as salas a serem condicionadas e suas características relevantes ao projeto, resultado numa carga térmica total máxima às 17hs do dia mais quente, de:

Carga térmica total = 181.9kW

Carga térmica sensível correspondente = 159.9kW

Onde o horário de máximo para carga térmica total e sensível da construção pode não ser o mesmo horário da máxima carga para cada zona ou ambiente, uma vez que o regime de ocupação e as características deles são diferentes.

As cargas térmicas totais (CT), sensíveis (RSH) e latentes (RLH) separadas por ambiente são informadas a seguir, considerando o horário de máximo para cada um:

Tabela 3.10.1 – Cargas térmicas dos ambientes do Bloco A

<b>BLOCO A</b>					
AMBIENTE	Área [m <sup>2</sup> ]	CT [kW]	RSH [kW]	RLH [kW]	Hora Máximo
Sala de Lavagem 1	13.1	4.3309	4.1527	0.1782	18hs
Sala Autoclave	5.2	1.941	1.822	0.119	18hs
1/2 circulação	9.4	2.1402	2.0214	0.1188	18hs
Lab. multiusuário 1	18.8	5.1629	4.8659	0.297	18hs
Sala de cultura	29.4	5.8119	5.6337	0.1782	18hs
Copa	5.2	1.2338	1.0556	0.1782	18hs
Cozinha	13.1	2.6704	2.2546	0.4158	18hs
Lab. Multiusuário 2	51.9	7.2286	6.4564	0.7722	18hs
Área Lab. Multiusuário 1	104.9	9.3438	7.7994	1.5444	18hs
Sala Computadores	18.9	8.9751	8.6781	0.297	17hs
Auditório	117.8	19.3938	13.8498	5.544	15hs
Sala de Reuniões	37.9	10.6649	9.536	1.1289	16hs
1/2 circulação	13.8	1.644	1.466	0.178	18hs
Hall 1	10.9	1.3078	1.2484	0.0594	18hs
Hall 2	10.9	1.0712	1.0118	0.0594	18hs

Laboratório Pesquisa 2	41.3	8.686	8.092	0.594	18hs
Laboratório Pesquisa 1	52.3	5.467	4.695	0.772	18hs
Total	554.8	97.0733	84.6388	12.4345	

Tabela 3.10.2 – Cargas térmicas dos ambientes do Bloco B

**BLOCO B**

AMBIENTE	Área [m²]	CT [kW]	RSH [kW]	RLH [kW]	Hora Máximo
Laboratório multiusuário 2	102.94	11.846	10.301	1.545	18hs
Sala	14.49	2.872	2.456	0.416	17hs
Central analítica	14.36	2.892	2.476	0.416	17hs
Gabinete professores	37.9	8.985	7.856	1.129	17hs
1/2 circulação	9.58	1.729	1.61	0.119	18hs
Hall 1	10.9	1.99	1.931	0.059	18hs
Sala de aclimação	13.1	2.541	2.363	0.178	18hs
Sala 2	5.2	1.189	1.011	0.178	18hs
Experimentação animal	25.45	3.592	3.5137	0.0783	18hs
Sala comportamento	25.45	3.47	3.236	0.234	18hs
Sala de lavagem	13.1	3.84	3.602	0.238	18hs
Sala da autoclave	5.2	1.936	1.817	0.119	18hs
Área lab. Multiusuário 3	105.76	10.285	8.741	1.544	18hs
Sala dos alunos	29.33	4.617	3.726	0.891	17hs
Gabinete professores	37.8	8.693	7.565	1.128	16hs
Hall 2	10.89	0.6697	0.6103	0.0594	18hs
Sala de lavagem	13.1	2.8294	2.5918	0.2376	18hs
Sala autoclave	5.2	3.1641	3.0453	0.1188	18hs
Lab. Multiusuário 3	25.45	3.101	2.745	0.356	18hs
Sala cultura	25.32	3.362	2.887	0.475	17hs
Cozinha	13.1	2.394	1.979	0.415	18hs
Copa	5.2	1.066	0.888	0.178	18hs
1/2 circulação	9.5	1.434	1.3152	0.1188	18hs
Total	558.32	88.497	78.2663	10.231	

O *output* gerado pelo software segue no anexo II com dados de carga térmica total e sensível, para cada hora do dia.

## 4. Condições de conforto e insuflamento

As condições de conforto dos ambientes condicionados usadas para o dimensionamento do sistema, atenderão a ABNT NBR 16401-2, que trata de parâmetros de conforto térmico. A norma recomenda que no verão a temperatura interna esteja entre 22.5°C a 26°C e umidade relativa de 35% a 65%, variando de acordo com as condições de conforto necessária para cada tipo de ambiente, considerando a vestimenta típica dos ocupantes, a atividade física que estes estarão realizando, e considerando ainda o índice máximo de pessoas não satisfeitas. Assim, as condições internas adotadas neste projeto serão:

Tabela 4.1 – Condições internas de conforto

<b>Temperatura de bulbo seco</b>	24°C
<b>Umidade relativa</b>	50%

Para definirmos as condições de insuflamento, precisamos também do fator de desvio da serpentina (fator de *by-pass*, BF). O seu valor representa a fração de ar que passa pela serpentina sem sofrer alterações de suas propriedades, como temperatura e umidade relativa. Este fator é característico de cada tipo de serpentina e devemos analisar no projeto qual o valor adequado para situação. Conforme a tabela abaixo fornecida pela CARRIER, temos informações que ajudam nessa escolha, logo, adotaremos BF = 0.1, para aplicações típicas de conforto.

Tabela 4.2 – Fatores típicos de desvio (by-pass) da serpentina.

BF	Aplicação típica	Exemplo
0,30 a 0,50	Uma pequena carga total ou uma carga que é, um pouco grande com um baixo fator de calor sensível (alta carga latente)	Residência
0,20 a 0,30	Aplicação típica de conforto com uma pequena carga total ou um baixo fator de calor sensível com uma carga média.	Residência Pequenas lojas Pequenas oficinas
0,10 a 0,20	Aplicação típica de conforto	Bancos Oficinas Lojas
0,05 a 0,10	Aplicação com alta carga sensível interna ou locais que necessitam grandes quantidades de ar exterior para ventilação	Lojas Restaurante Oficinas
0,00 a 0,10	Aplicação com 100% de ar exterior	Salas de operações em hospitais Oficinas

A partir da carga térmica total dos ambientes, carga térmica sensível, dados climáticos externos e temperatura de conforto interno, podemos determinar as condições de insuflamento e a potência frigorífica. Neste ponto fez-se o estudo do ar



úmido com ajuda de uma planilha de cálculo construída no *software Microsoft Excel* onde se utilizou das fórmulas de psicrometria mostradas a seguir. A planilha preenchida com os dados segue no anexo III.

Para a explicação das propriedades do ar estudadas e calculadas nesta planilha, iremos utilizar a nomenclatura típica em condicionamento de ar adotada internacionalmente, conforme figura 4.1.

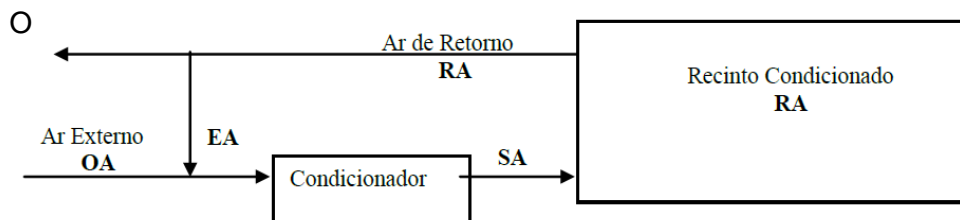


Figura 4.1 – Arranjo típico do sistema e nomenclatura utilizada

O primeiro passo foi informar a planilha as condições exteriores (OA) já mencionadas, temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido e pressão atmosférica do local. O fator de *by-pass* (BF) da serpentina utilizada e as condições de conforto do interior do ambiente (RA) já definidas também foram informados para os cálculos.

Constantes como o calor específico à pressão constante para o ar ( $C_{p_a}$ ) e calor específico à pressão constante para o vapor d'água superaquecido ( $C_{p_v}$ ) foram utilizados com os valores a seguir:

Tabela 4.3 – Calor específico à pressão constante para o ar e vapor d'água

$C_{p_a}$	1.006 kJ/kg.K
$C_{p_v}$	1.805 kJ/kg.K

Pode-se então calcular a pressão de saturação do vapor d'água do ar exterior (OA) em função da sua temperatura de bulbo úmido ( $T_{bu}$ ), através da fórmula recomendada pela ASHRAE, válida no intervalo de 0°C a 200°C.

$$\ln(P_{vsat}) = \frac{C8}{T_{bu}} + C9 + C10 \cdot T_{bu} + C11 \cdot T_{bu}^2 + C12 \cdot T_{bu}^3 + C13 \cdot \ln(T_{bu})$$

Onde, C8, C9, C10, C11, C12 E C13 são constantes pré-definidas e informadas na planilha do anexo III.

A partir dessa pressão de saturação do vapor d'água encontrada e a pressão atmosférica local, pode-se calcular a razão de umidade do ar exterior saturado, por:

$$woa_{sat} = 0.622 \cdot \frac{P_{vsat}}{P - P_{vsat}}$$

Onde P representa a pressão total, atmosférica.

Podemos assim determinar a razão de umidade da mistura ( $woa$ ). Através da primeira lei da termodinâmica e da definição de entalpia, chegamos a fórmula:

$$woa = \frac{woa_{sat}(C_{pv} \cdot T_{bu} + 2501.2) - C_{pa} \cdot (T_{bs} - T_{bu}) - woa_{sat}(C_w \cdot T_{bu})}{(2501.2 + C_{pv} \cdot T_{bs}) - C_w \cdot T_{bu}}$$

Onde  $C_w$  representa o calor específico da água, que tem o valor de 4.186kJ/kg.K.

Agora a pressão de vapor da mistura ar exterior pode ser encontrada, bastando usar a fórmula anterior de razão de umidade em função da pressão de vapor e pressão total. Essa pressão de vapor da mistura foi usada para o cálculo do volume específico do ar exterior ( $voa$ ).

A partir da razão de umidade da mistura ar exterior ( $woa$ ), podemos encontrar a entalpia da mistura ar exterior ( $hoa$ ) em função da sua temperatura de bulbo seco ( $T_{bs}$ ), através da fórmula:

$$hoa = C_{pa} \cdot T_{bs} + woa \cdot (C_{pv} \cdot T_{bs} + h_{lv})$$

Onde  $h_{lv}=2501.2$ kJ/kg é a variação de entalpia da água líquida saturada a 0°C até a condição de vapor saturado a mesma temperatura.

Uma vez definida as propriedades do ar exterior, fez-se o cálculo da razão de umidade do recinto ( $wra$ ) através do mesmo procedimento, porém considerando a umidade relativa, por:

$$wra = \frac{0.622 \cdot P_{vsat_{ra}} \cdot UR}{P - P_{vsat_{ra}} \cdot UR}$$

Onde UR representa a umidade relativa do ar do recinto, no caso, UR=50%.

Assim o efetivo fator de calor sensível do recinto ( $ESHF$ ) foi calculado,

$$ESHF = \frac{RSH + (m_{oa} \cdot C_{pa} \cdot BF(T_{bs} - T_{ra}))}{CT + m_{oa} \cdot BF \cdot (C_{pa}(T_{bs} - T_{ra}) + 2501,2(woa - wra))}$$

Onde  $m_{oa}$  é a vazão de ar exterior que deve ser insuflado aos ambientes, já definida no item 3.7.

Temos que estimar agora a temperatura de ponto de orvalho da serpentina ( $T_{adp}$ ), que pode ser entendida como a mesma temperatura de saída da porção de ar que entra em contato diretamente como superfície metálica da serpentina, pois essa porção de ar condensa a sua água que estava em forma de vapor, perdendo toda energia em forma de água condensada. Assumimos que essa porção de ar, que é a

todo ar que entra no aparato menos a porção de *by-pass*, tem temperatura igual a da serpentina. Desta forma, como é sabido também que o *ESHF* varia com a temperatura de ponto de orvalho da serpentina ( $T_{adp}$ ), utilizamos na planilha a ferramenta *solver* para estimar esta temperatura e calcular a vazão de ar a ser insuflado ( $m_{sa}$ ). A ferramenta resolve problemas não-lineares, bastando definir um valor desejado e ela calcula o valor das variáveis que atendem aquele valor desejado, no caso, o valor da temperatura de ponto de orvalho ( $T_{adp}$ ).

Desta maneira, a vazão mássica de ar a ser insuflado ( $m_{sa}$ ) pode ser obtida com o valor da temperatura de ponto de orvalho ( $T_{adp}$ ) estimada,

$$m_{sa} = \frac{RSH + (moa \cdot Cpa \cdot BF \cdot (Tbs - Tra))}{(1 - BF) \cdot Cpa \cdot (Tra - T_{adp})}$$

A temperatura do ar a ser insuflado ( $T_{sa}$ ) também pode ser obtida por:

$$T_{sa} = Tra - \frac{RSH}{m_{sa} \cdot Cpa}$$

E sua entalpia, definida por,

$$h_{sa} = Cpa \cdot T_{sa} + w_{sa} (Cpv \cdot T_{sa} + 2501,2)$$

As condições de entrada na serpentina (*EA*) dependem da vazão de ar exterior (*moa*) e da vazão de ar de retorno (*mra*), pela conservação de massa é fácil notar que a vazão mássica de ar na entrada da serpentina (*mea*) é a soma dessas duas:

$$mea = m_{sa} = mra + moa$$

Portanto a temperatura na entrada da serpentina é

$$Tea = \frac{Tbs \cdot moa + Tra \cdot mra}{m_{sa}}$$

E a entalpia,

$$hea = \frac{moa \cdot hoa + mra \cdot hra}{moa + mra}$$

É possível agora estimar a potência frigorífica com a vazão mássica na serpentina e as condições de entrada e saída.

$$PF = m_{sa} (hea - h_{sa})$$

De acordo com a planilha no anexo III, pode-se notar que obtemos para o bloco A e bloco B diferentes resultados para a potência frigorífica, ainda que tenham a mesma área praticamente, sua ocupação é bastante diferente, principalmente devido a presença do auditório no bloco A, que requer maior vazão de ar exterior e possui maior carga térmica latente com sua alta a concentração de pessoas.

Tabela 4.4 – Potências frigoríficas requeridas

<b>Bloco A</b>	175.34kW	49.86TR
<b>Bloco B</b>	126.24kW	35.90TR

A vazão mássica de ar a ser insuflado para cada ambiente, bem como a temperatura de insuflamento, foram calculadas pela planilha com as fórmulas citadas para cada ambiente dos blocos A e B, e seguem a seguir:

Tabela 4.5 – Condições de insuflamento para o Bloco A

BLOCO A - AMBIENTE	Área [m <sup>2</sup> ]	m_oa [kg/s]	m_sa [kg/s]	T_sa [°C]
Sala de Lavagem 1	13.1	0.0272	0.36765	12.77
Sala Autoclave	5.2	0.0108	0.16117	12.76
1/2 circulação	9.4	0.0195	0.17973	12.82
Lab. multiusuário 1	18.8	0.0390	0.43167	12.79
Sala de cultura	29.4	0.0854	0.50471	12.90
Copa	5.2	0.0302	0.09631	13.11
Cozinha	13.1	0.0761	0.20713	13.18
Lab. Multiusuário 2	51.9	0.1076	0.57962	12.93
Área Lab. Multiusuário 1	104.9	0.2176	0.71093	13.09
Sala Computadores	18.9	0.0392	0.76613	12.74
Auditório	117.8	1.4660	1.39488	14.13
Sala de Reuniões	37.9	0.1572	0.85587	12.92
1/2 circulação	13.8	0.0286	0.13212	12.97
Hall 1	10.9	0.0090	0.11063	12.78
Hall 2	10.9	0.0090	0.08987	12.81
Laboratório Pesquisa 2	41.3	0.0857	0.72041	12.83

Laboratório Pesquisa 1	52.3	0.1085	0.42520	13.02
Total	554.8	2.5166	7.73403	

Tabela 4.6 – Condições de insuflamento para o Bloco B

BLOCO B - AMBIENTE	Área [m <sup>2</sup> ]	m_oa [kg/s]	m_sa [kg/s]	T_sa [°C]
Laboratório multiusuário 2	102.94	0.2135	0.95578	13.29
Sala	14.49	0.0421	0.22677	13.23
Central analítica	14.36	0.0298	0.22702	13.16
Gabinete professores	37.9	0.0440	0.71394	13.06
1/2 circulação	9.58	0.0199	0.14768	13.16
Hall 1	10.9	0.0090	0.17526	13.05
Sala de aclimação	13.1	0.0272	0.21650	13.15
Sala 2	5.2	0.0151	0.09307	13.20
Experimentação animal	25.45	0.0528	0.32349	13.20
Sala comportamento	25.45	0.0528	0.29845	13.22
Sala de lavagem	13.1	0.0272	0.32822	13.09
Sala da autoclave	5.2	0.0108	0.16520	13.07
Área lab. Multiusuário 3	105.76	0.2194	0.81585	13.35
Sala dos alunos	29.33	0.0852	0.34672	13.32
Gabinete professores	37.8	0.0439	0.68768	13.06
Hall 2	10.89	0.0090	0.05617	13.20
Sala de lavagem	13.1	0.0272	0.23713	13.14
Sala autoclave	5.2	0.0108	0.27596	13.03
Lab. Multiusuário 3	25.45	0.0528	0.25418	13.26
Sala cultura	25.32	0.0735	0.26960	13.36
Cozinha	13.1	0.0761	0.18804	13.54
Copa	5.2	0.0302	0.08388	13.48
1/2 circulação	9.5	0.0197	0.12108	13.20
Total	558.32	1.1918	7.20768	

Ainda com ajuda do software *Microsoft Excel* foram traçados gráficos para ilustrar as condições psicrométricas de insuflamento encontradas no estudo. Nele o eixo das abscissas representa a temperatura em graus Celsius e o eixo das ordenadas a razão de umidade. Suas representações seguem a seguir.

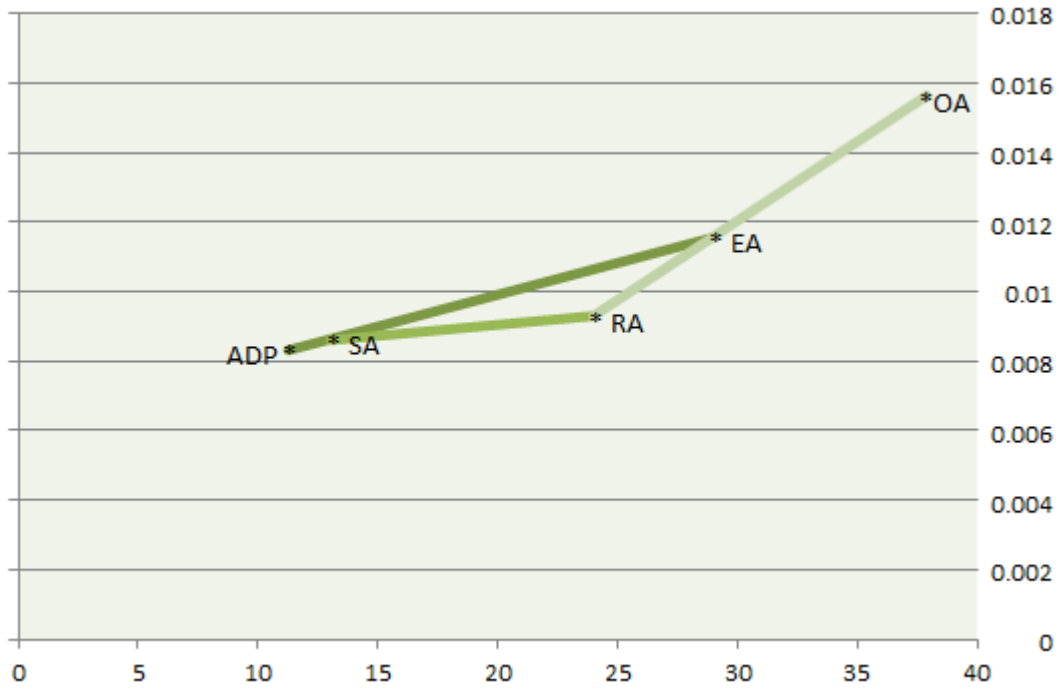


Figura 4.2 – Condições psicrométricas de insuflamento do Bloco A

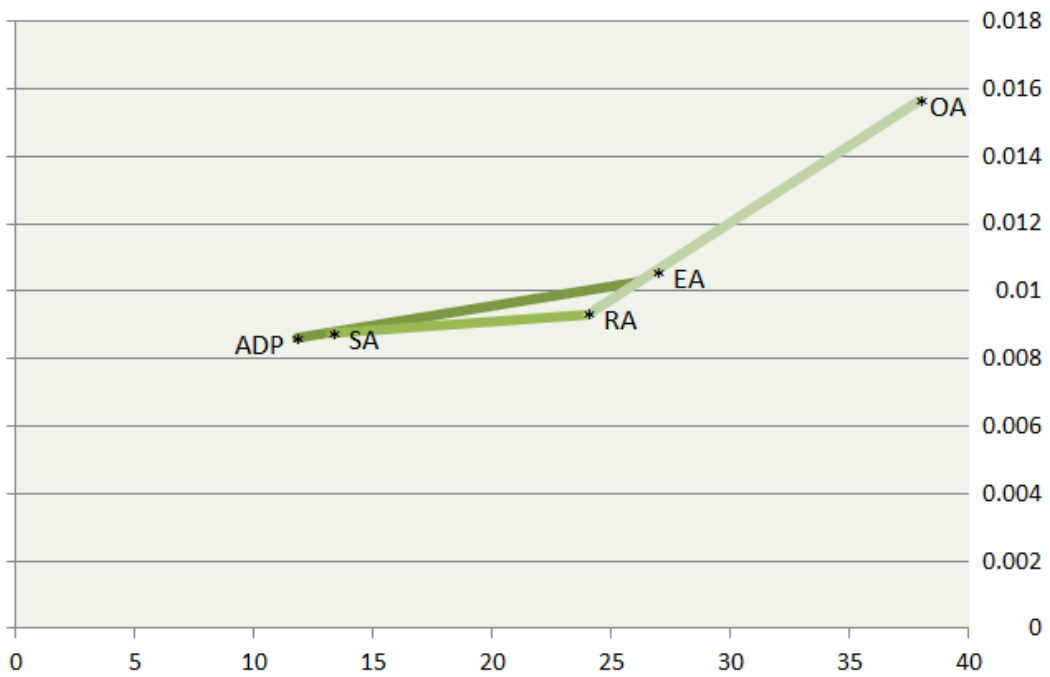


Figura 4.3 – Condições psicrométricas de insuflamento do Bloco B

## 5. O sistema VRV/VRF

### 5.1. Introdução

Para este projeto iremos optar por um sistema moderno de condicionamento de ar conhecido como “*variable refrigerant flow*” (VRF) ou “*variable refrigerant volume*” (VRV). É um sistema de expansão direta, com condensação a ar, baseado em um ciclo termodinâmico reverso ao de *Rankine* por compressão mecânica de vapor. O vapor neste caso é o fluido refrigerante que escoar na tubulação em estado gasoso antes da compressão ou líquido antes da expansão. Introduzido no Japão há mais de 20 anos, vem crescendo sua participação no mercado americano, europeu e também brasileiro. Possui alta flexibilidade, podendo se adaptar à cargas parciais devido seu controle de capacidade, proporcionando economia de energia e outros benefícios.

O sistema é modular, composto por unidades externas e unidades internas. Nas unidades externas se localizam os condensadores e compressores, e nas unidades internas se encontram o evaporador, ventilador e válvula de expansão. Ele é portanto, um sistema tipo *Multi-Split* com necessidade de adição de ar exterior para a renovação de ar e controle de contaminantes, como visto no item 3.7. Desta forma será instalado um sistema de ar exterior dedicado (DOAS) a ser detalhado adiante.

## 5.2. Características do sistema VRV/VRF

A principal característica deste sistema, e que dá nome a ele, é a vazão de fluido refrigerante controlada, porém existem muitas outras características a serem relevadas, desde o controle e gerenciamento por *software* até a mobilidade de instalação. No sistema *VRV/VRF*, a vazão do fluido refrigerante é variada para cada evaporador de acordo com a necessidade de resfriamento ou aquecimento do ambiente, com maior ou menor carga térmica, conforme o período do dia ou ocupação, por exemplo. Desta forma o compressor, localizado na unidade externa, possui um controle de capacidade e se adapta a carga, economizando energia. Como seu acionador é um motor elétrico é possível obter essa variação de vazão através de um variador de frequência que controla sua rotação. Sua variação de capacidade varia linearmente com a frequência de rotação.

A unidade externa, também chamada de unidade condensadora, está ilustrada no anexo V, retirada do catálogo do fabricante *Daikin*. Basicamente são compostas por um trocador de calor (condensador), um controlador eletrônico para ajuste da capacidade do compressor e ventiladores axiais para troca de calor por convecção forçada e compressores. Podem possuir um ou mais compressores, sendo todos com vazão variável, ou apenas um, por exemplo. O motivo de termos sistemas como apenas um compressor com controle de capacidade é que a carga térmica total em geral não passa de um valor mínimo e assim o compressor de vazão variável pode adaptar o sistema à variação de carga ainda que os outros compressores funcionem em carga total.

Os compressores aplicados nesse tipo de sistema são do tipo caracol (*scroll*) ou parafuso (*screw*). Com poucas partes móveis são bastante confiáveis e sua contínua compressão garante baixos níveis de ruído e vibração. A geometria de construção dele impede o vazamento de fluido refrigerante. A figura a seguir ilustra um modelo de compressor *scroll* do fabricante *Daikin*.

As unidades internas são as que tratam o ar do ambiente, elas contêm o evaporador e o ventilador para insuflamento do ar ao recinto. Podendo ser dutadas ou não, a maioria das instalações não utiliza dutos para insuflamento do ar, este é insuflado diretamente a partir da unidade interna. Para cada tipo de ambiente pode ser selecionado um modelo de unidade interna com a evaporadora, sem a necessidade de serem pré-determinadas e fixas pela unidade externas. Diversos modelos e



capacidades estão disponíveis. A figura 5.2.3 ilustra alguns modelos mais comercializados de unidade internas.

As unidades internas podem ser selecionadas independentemente das unidades externas. A soma de suas capacidades não precisa ser a mesma da capacidade nominal da unidade externa, podendo variar de cerca de 5% a 10% dependendo do fabricante e modelo adotado.

As válvulas de expansão utilizadas não são convencionais. As válvulas de expansão controlam a vazão de refrigerante para o evaporador a fim de proporcionar a mudança de fase do fluido e a remoção de calor do ambiente. As válvulas convencionais são do tipo termostáticas e possuem funcionamento independente da operação do compressor, com a variação da carga do ambiente as válvulas mecânicas podem não controlar corretamente o grau de superaquecimento do gás, reduzindo a capacidade de refrigeração ou pior, deixando o fluido atingir o compressor de forma líquida, o que reduz a vida do compressor. A válvula de expansão utilizada é do tipo eletrônica (*EEV*), onde o grau de superaquecimento do fluido é controlado de forma mais apurada, através de um motor elétrico.

### **5.3. Vantagens do sistema VRV/VRF**

A variação do fluxo de fluido refrigerante implica em algumas vantagens claras. A maior e a mais atraente delas é a economia de energia proporcionada pelo compressor com variação de capacidade. Como não há desativação do acionador do compressor, no caso, o motor elétrico, podemos obter um consumo menor que no sistema convencional onde o compressor é ativado e desativado. Ao ser reativado o compressor precisa comprimir o gás novamente até a pressão desejada, ocorrendo perdas de energia. Além disso, o sistema sem dutos de insuflamento também é mais vantajoso do ponto de vista energético uma vez que os dutos do sistema de insuflamento acrescentam perdas por atrito no escoamento do ar e perdas de calor para as paredes do duto.

Ainda sobre o compressor, ao desativá-lo é necessário um certo tempo até que as pressões de sucção e descarga atinjam um determinado valor pois o compressor e o acionador elétrico podem ser danificados ao ser acionados com alta diferença de pressão. Podemos concluir que a vida útil tende a ser maior para compressores com funcionamento contínuo e vazão variável e também para seus acionadores, os motores elétricos.

Do ponto de vista do conforto térmico, podemos citar a vantagem de podermos definir a temperatura de conforto diferente para cada ambiente e também uma menor oscilação da temperatura interna, pois o sistema de controle, através dos sensores de temperatura, pode ajustar a vazão necessária para se atingir a temperatura requerida de conforto, desta forma o índice de pessoas não satisfeitas tende a reduzir.

A unidade externa entrega fluido comprimido por apenas uma entrada e uma saída de fluido refrigerante, não havendo necessidade de linhas em paralelo com um par para cada evaporador existente, pois o sistema ajusta e controla automaticamente a vazão do refrigerante para cada evaporador através de pontos com juntas especiais, reduzindo assim as perdas de cargas e perdas de calor para o ambiente devido ao menor comprimento total da linha, além da redução de custo de instalação. Essas juntas especiais são chamadas *REFNET*, que devido a sua concepção conseguem manter a vazão do fluido igual em cada saída, ainda que haja diferentes perdas de carga no trecho e um pequeno diâmetro da tubulação, que agrava ainda mais o problema da perda de carga.

Além dessas vantagens energéticas e de conforto, é possível notar que o sistema se adapta a mudanças de arquitetura ou expansão da construção com maior facilidade que em um sistema convencional, pois as unidades internas são modulares e geralmente expostas, bastando deslocar a linha de fluido refrigerante e instalar a unidade interna em um novo local. Num sistema convencional os dutos de insuflamento e retorno de ar são fixos. A instalação do sistema é mais prática também, pois suas unidades são leves e compactas, podendo ser facilmente transportadas. A sua eletrônica embutida torna o sistema quase *plug-and-play*.

A manutenção do sistema é mais fácil e prática que em um sistema de água gelada, por exemplo. Por ser um sistema de expansão direta, envolve menos equipamentos e requer menor esforço para manutenção, ainda que sua vida útil não seja tão grande quanto a de um *chiller*.

O custo de instalação inicial em uma nova construção é reduzido e se aproxima de uma instalação convencional de água resfriada, uma vez que não há necessidade de dutos e terminais de insuflamento, nem outros equipamentos como bombas ou torres de resfriamento. Porém existem dutos para insuflamento do ar exterior e exaustão que devem ser considerados no orçamento.

A existência de mais de um compressor na unidade externa faz com que o sistema torne-se ainda mais confiável, pois se um único compressor apresentar falha,

a capacidade de pico do sistema é perdida, mas o sistema pode ainda continuar trabalhando atendendo uma carga parcial e a manutenção pode ser feita sem parar o sistema.

Como possuem ampla eletrônica embutida para controle do funcionamento do sistema, as unidades são gerenciadas por uma central eletrônica que ligada a um software gerência todo o sistema de condicionamento de ar, além de outros equipamentos se desejado, como portões, luzes e elevadores. É possível, por exemplo, fixar horários de funcionamento para as unidades internas e temperaturas máximas e mínimas dos ambientes condicionados independentemente. O controle, monitoração e diagnóstico ainda pode ser feito remotamente via Internet, seja pelos fabricantes ou pelos clientes.

Para sistemas que trabalham com carga parcial na maior parte do tempo, o controle eletrônico torna-se ainda mais relevante, pois é preciso modular todo sistema. Os sistemas *VRV/VRF* mostram-se os mais preparados para se comunicar de forma padronizada, atendendo a protocolos de comunicação integrada como o BACnet, desenvolvido pela ASHRAE.

A válvula de expansão eletrônica dos evaporadores permite um controle de consumo de fluido refrigerante, isto é, é possível controlar o consumo de uma unidade interna por meio da central eletrônica. Caso um ambiente esteja consumindo mais que o previsto é possível verificar o que há de errado localmente, como infiltrações ou alta ocupação, e assim rever o sistema. Outra vantagem deste fato é que é possível tarifar um ambiente conforme o seu consumo. Ideal para hotéis ou escritórios específicos.

#### **5.4. Desvantagens do sistema *VRV/VRF***

Dentre as características técnicas do sistema *VRV/VRF*, podemos relevar algumas desvantagens em relação a um sistema convencional. Por possuírem grande eletrônica embutida, requerem softwares de diagnóstico próprios dos fabricantes e treinamento específico. Muitos clientes podem ver o sistema como promessa para o futuro e não como realidade, uma vez que ainda são encontrados problemas de difícil solução quando estes são oriundos de seus controladores eletrônicos.

A necessidade de um sistema de ar exterior dedicado auxiliar acrescenta custos adicionais a instalação.

Longas linhas de fluido refrigerante precisam ser conectadas a todas unidades internas e seus evaporadores. O que pode proporcionar maior probabilidade de vazamento de fluido. Esta fato pode ser agravado quando temos um pequeno ambiente condicionado e ocorre um vazamento para este ambiente, o fluido contamina o ar do recinto condicionado e dificulta a respiração dos ocupantes e nos piores caso podendo deixá-los sem oxigênio.

Durante a operação normal do sistema óleo é necessário ao funcionamento do compressor. Este óleo esta contido na linha junto ao fluido refrigerante e normalmente migra para fora outros pontos da linha e se acumula. São instalados separadores de óleo para cada compressor que usam a força da gravidade para reter o óleo naquele local e não deixa-lo percorrer toda a linha. Porém esses separadores de óleo não conseguem reter todo óleo, pois não são 100% eficientes, e uma boa parte do óleo percorre a linha e se acumula em lugares indesejados. Assim, depois de um certo período de funcionamento é preciso recolher o óleo da linha, o que faz o sistema entrar em modo de recolhimento, que dura cerca de 3 a 6 minutos. Durantes esse tempo o sistema não refrigera os ambientes.

No que diz respeito a instalação também existem algumas desvantagens, como é sabido as unidades internas produzem água condensada e como nesse tipo de instalação existem um ou mais evaporadoras para cada ambiente, cada uma delas requer a existência de um dreno para essa água. Ou seja, as unidades precisam estar conectadas a uma rede de drenagem do sistema.

## **5.5. Seleção dos equipamentos**

Iremos selecionar as unidades de acordo com a carga térmica e potência frigorífica calculada. Os fabricantes oferecem *softwares* específicos para seleção desses equipamentos. Nele, sua seleção inicia-se pelas unidades internas e então o software escolhe as unidades externas de acordo com a capacidade. A capacidade combinada das unidades internas pode ser igual, superior ou inferior à capacidade das unidades externas. O que se deve fazer é selecionar primeiramente a unidade externa de acordo com a máxima carga calculada para um determinado horário, da construção como um todo, pois ela como ela irá atender a vários ambientes. Caso selecionemos a unidade externa de acordo com a máxima carga de cada ambiente, iremos superdimensionar o sistema.

O comprimento da linha de fluido refrigerante e seu arranjo também é montado pelo *software* do fabricante. É importante frisar que o comprimento das linhas de fluido refrigerante tem um limite pré-determinado para distâncias horizontais e verticais. Quando esse comprimento excede um determinado valor, deve-se usar um fator de correção para potência frigorífica nominal do equipamento, ou ainda pode ser inviável a instalação.

Usualmente os fabricantes determinam que os limites máximos de comprimento das linhas de fluido refrigerante são: distância vertical entre a unidade externa e a unidade interna mais distante igual a 50m; distância vertical entre duas unidades internas igual a 15m; distância total da unidade externa até a unidade interna mais distante igual a 165m.

As unidades externas podem ser conectadas a qualquer tipo de unidade interna e em alguns casos a até 64 delas dependendo do modelo e do fabricante.

Os catálogos de engenharia dos fabricantes fornecem uma potência de refrigeração das unidades externas e unidades internas para determinadas temperaturas internas e externas. É preciso verificar a tabela de capacidade corrigida para saber se o equipamento atende as especificações do projeto.

Como foi calculado, para o Bloco A temos que atender uma potência frigorífica total máxima de 169.2kW. Portanto, iremos selecionar para o Bloco A duas unidades externas, que estão disponíveis no mercado, de acordo com essa carga máxima, sendo uma unidade externa de 139kW (RXYQ50PAHY1 – Fabricante Daikin) com capacidade corrigida de 112kW para as condições deste projeto e outra unidade externa de 72.8kW (RXYQ26PAHY1 – Fabricante Daikin) com capacidade corrigida para o projeto de 58.6kW, totalizando uma potência corrigida de 170.6kW, atendendo ao Bloco A em condições de carga máxima. Uma planilha de capacidade corrigida para as condensadoras RXYQ50PAHY1 – Fabricante Daikin segue no anexo IV.

No Bloco B temos que atender uma potência frigorífica de 132.5kW. Portanto, iremos selecionar para este bloco duas unidades externas, que estão disponíveis no mercado, de acordo com essa carga máxima, sendo as duas unidades externas de 78.3kW (RXYQ28PAHY1 – Daikin) com capacidade corrigida de 73.2kW para as condições deste projeto, totalizando uma potência corrigida de 146.4kW, atendendo ao Bloco B em condições de carga máxima

Especificações técnicas para as unidades externas selecionadas retiradas do catálogos de engenharia do fabricante podem ser visualizadas a seguir.

Tabela 5.5.1 - Especificações técnicas da RXYQ50PAHY1 – Fonte: Catálogo de Engenharia Daikin

Model Name (Combination Unit)		Y1(E)	RXYQ50PAHY1(E)	
Model Name (Independent Unit)			RXYQ16PAY1(E)+RXYQ16PAY1(E)+RXYQ18PAY1(E)	
Model Name (Combination Unit)		YL(E)	RXYQ50PAHYL(E)	
Model Name (Independent Unit)			RXYQ16PAYL(E)+RXYQ16PAYL(E)+RXYQ18PAYL(E)	
Model Name (Combination Unit)		TL(E)	RXYQ50PHTL(E)	
Model Name (Independent Unit)			RXYQ16PTL(E)+RXYQ16PTL(E)+RXYQ18PTL(E)	
★1 Cooling Capacity (19.5°CWB)	kcal / h		120,000	
	Btu / h		478,000	
	kW		140	
★2 Cooling Capacity (19.0°CWB)	kW		139	
★3 Heating Capacity	kcal / h		134,000	
	Btu / h		532,000	
	kW		156	
Casing Color		Without(E)	Ivory White (5Y7.5/1)	
		With(E)	Light Camel (2.5Y6.5/1.5)	
Dimensions: (H×W×D)		mm	(1680×1240×765)+(1680×1240×765)+(1680×1240×765)	
Heat Exchanger		Cross Fin Coil		
Comp.	Type		Hermetically Sealed Scroll Type	
	Piston Displacement	m³/h	Y1(E)	(13.34+10.53+10.53)+(13.34+10.53+10.53)+(16.90+10.53+10.53)
			YL(E)	(12.84+12.52+12.52)+(12.84+12.52+12.52)+(12.84+12.52+12.52)
			TL(E)	(12.84+12.52+12.52)+(12.84+12.52+12.52)+(12.84+12.52+12.52)
	Number of Revolutions	r.p.m	Y1(E)	(6300, 2900, 2900)+(6300, 2900, 2900)+(7980, 2900, 2900)
			YL(E)	(6060, 3450, 3450)+(6060, 3450, 3450)+(6060, 3450, 3450)
			TL(E)	(6060, 3450, 3450)+(6060, 3450, 3450)+(6060, 3450, 3450)
Motor Output×Number of Units		kW	((2.7+4.5+4.5)×1)+((2.7+4.5+4.5)×1)+((4.3+4.5+4.5)×1)	
Starting Method		Soft start		
Fan	Type		Propeller Fan	
	Motor Output	kW	(0.35×2)+(0.35×2)+(0.75×2)	
	Air Flow Rate	m³/min	233+233+239	
	Drive		Direct Drive	
Connecting Pipes	Liquid Pipe	mm	φ19.1 (Brazeing Connection)	
	Gas Pipe	mm	φ41.3 (Brazeing Connection)	
Product Mass (Machine Weight)		kg	329+329+341	
Safety Devices		High Pressure Switch, Fan Driver Overload Protector, Over Current Relay, Inverter Overload Protector		
Defrost Method		Deicer		
Capacity Control		%	3~100	
Refrigerant	Refrigerant Name		R-410A	
	Charge	kg	11.5+11.5+11.7	
	Control		Electronic Expansion Valve	
Refrigerator Oil		Refer to the nameplate of compressor		
Standard Accessories		Installation Manual, Operation Manual, Connection Pipes, Clamps		
Drawing No.				

Tabela 5.5.2 - Especificações técnicas da RXYQ28PAHY1 - Fonte: Catálogo de Engenharia Daikin

Model Name (Combination Unit)		Y1(E)	RXYQ28PAHY1(E)	
Model Name (Independent Unit)			RXYQ8PAY1(E)+RXYQ8PAY1(E)+RXYQ12PAY1(E)	
Model Name (Combination Unit)		YL(E)	RXYQ28PAHYL(E)	
Model Name (Independent Unit)			RXYQ8PAYL(E)+RXYQ8PAYL(E)+RXYQ12PAYL(E)	
Model Name (Combination Unit)		TL(E)	RXYQ28PHTL(E)	
Model Name (Independent Unit)			RXYQ8PTL(E)+RXYQ8PTL(E)+RXYQ12PTL(E)	
★1 Cooling Capacity (19.5°CWB)	kcal / h		67,800	
	Btu / h		269,000	
	kW		78.8	
★2 Cooling Capacity (19.0°CWB)	kW		78.3	
★3 Heating Capacity	kcal / h		75,300	
	Btu / h		299,000	
	kW		87.5	
Casing Color		Without(E)	Ivory White (5Y7.5/1)	
		With(E)	Light Camel (2.5Y6.5/1.5)	
Dimensions: (H×W×D)		mm	(1680×930×765)+(1680×930×765)+(1680×1240×765)	
Heat Exchanger			Cross Fin Coil	
Comp.	Type		Hermetically Sealed Scroll Type	
	Piston Displacement	m³/h	Y1(E)	(16.90)+(16.90)+(13.34+10.53)
			YL(E)	(16.90)+(16.90)+(13.34+12.52)
			TL(E)	(16.90)+(16.90)+(13.34+12.52)
	Number of Revolutions	r.p.m	Y1(E)	(7980)+(7980)+(6300, 2900)
			YL(E)	(7980)+(7980)+(6300, 3450)
			TL(E)	(7980)+(7980)+(6300, 3450)
Motor Output×Number of Units		kW	(4.5×1)+(4.5×1)+((2.5+4.5)×1)	
Starting Method			Soft start	
Fan	Type		Propeller Fan	
	Motor Output	kW	(0.75×1)+(0.75×1)+(0.35×2)	
	Air Flow Rate	m³/min	180+180+233	
	Drive		Direct Drive	
Connecting Pipes	Liquid Pipe	mm	φ19.1 (Brazing Connection)	
	Gas Pipe	mm	φ34.9 (Brazing Connection)	
Product Mass (Machine Weight)		kg	205+205+285	
Safety Devices			High Pressure Switch, Fan Driver Overload Protector, Over Current Relay, Inverter Overload Protector	
Defrost Method			Deicer	
Capacity Control		%	6~100	
Refrigerant	Refrigerant Name		R-410A	
	Charge	kg	7.2+7.2+9.5	
	Control		Electronic Expansion Valve	
Refrigerator Oil			Refer to the nameplate of compressor	
Standard Accessories			Installation Manual, Operation Manual, Connection Pipes, Clamps	
Drawing No.				

Tabela 5.5.3 - Especificações técnicas da RXYQ26PAHY1 - Fonte: Catálogo de Engenharia Daikin

Model Name (Combination Unit)		Y1(E)	RXYQ26PAHY1(E)	
Model Name (Independent Unit)			RXYQ8PAY1(E)+RXYQ8PAY1(E)+RXYQ10PAY1(E)	
Model Name (Combination Unit)		YL(E)	RXYQ26PAHYL(E)	
Model Name (Independent Unit)			RXYQ8PAYL(E)+RXYQ8PAYL(E)+RXYQ10PAYL(E)	
Model Name (Combination Unit)		TL(E)	RXYQ26PHTL(E)	
Model Name (Independent Unit)			RXYQ8PTL(E)+RXYQ8PTL(E)+RXYQ10PTL(E)	
★1 Cooling Capacity (19.5°CWB)	kcal / h		63,000	
	Btu / h		250,000	
	kW		73.2	
★2 Cooling Capacity (19.0°CWB)	kW		72.8	
★3 Heating Capacity	kcal / h		70,100	
	Btu / h		278,000	
	kW		81.5	
Casing Color		Without(E)	Ivory White (5Y7.5/1)	
		With(E)	Light Camel (2.5Y6.5/1.5)	
Dimensions: (HxWxD)		mm	(1680x930x765)+(1680x930x765)+(1680x930x765)	
Heat Exchanger			Cross Fin Coil	
Comp.	Type		Hermetically Sealed Scroll Type	
	Piston Displacement	m³/h	Y1(E)	(16.90)+(16.90)+(13.34+10.53)
			YL(E)	(16.90)+(16.90)+(13.34+12.52)
			TL(E)	(16.90)+(16.90)+(13.34+12.52)
	Number of Revolutions	r.p.m	Y1(E)	(7980)+(7980)+(6300, 2900)
			YL(E)	(7980)+(7980)+(6300, 3450)
			TL(E)	(7980)+(7980)+(6300, 3450)
Motor OutputxNumber of Units		kW	(4.5x1)+(4.5x1)+((1.4+4.5)x1)	
Starting Method			Soft start	
Fan	Type		Propeller Fan	
	Motor Output	kW	(0.75x1)+(0.75x1)+(0.75x1)	
	Air Flow Rate	m³/min	180+180+185	
	Drive		Direct Drive	
Connecting Pipes	Liquid Pipe	mm	φ19.1 (Brazing Connection)	
	Gas Pipe	mm	φ34.9 (Brazing Connection)	
Product Mass (Machine Weight)		kg	205+205+249	
Safety Devices			High Pressure Switch, Fan Driver Overload Protector, Over Current Relay, Inverter Overload Protector	
Defrost Method			Deicer	
Capacity Control		%	6~100	
Refrigerant	Refrigerant Name		R-410A	
	Charge	kg	7.2+7.2+7.9	
	Control		Electronic Expansion Valve	
Refrigerator Oil			Refer to the nameplate of compressor	
Standard Accessories			Installation Manual, Operation Manual, Connection Pipes, Clamps	
Drawing No.				



Cabe agora selecionar as unidades internas com os evaporadores que irão tratar o ar dos ambientes. Sua seleção será de acordo com a potência frigorífica máxima obtida para cada ambiente. Para o auditório do Bloco A iremos usar unidades internas tipo *cassette* fluxo circular. O modelo FXFQ50PVE – Daikin, ilustrado na figura 5.5.1, tem a sua capacidade corrigida no catálogo de engenharia para as condições externa e internas deste projeto uma potência frigorífica estimada em 5.2kW. Logo iremos utilizar oito unidades desse tipo distribuídas uniformemente, totalizando 41.6kW para o auditório. Uma planilha de correção de capacidades para as unidades internas deste tipo segue no anexo IV.

Tabela 5.5.4 - Especificações técnicas para o FXFQ32PVE e FXFQ50PVE – Fonte: Catálogo de Engenharia Daikin

### Ceiling Mounted Cassette (Round Flow) Type

Model		FXFQ32PVE	FXFQ50PVE	
*1 Cooling Capacity (19.5°CWB)	kcal/h	3,200	5,000	
	Btu/h	12,600	19,800	
	kW	3.7	5.8	
*2 Cooling Capacity (19.0°CWB)	kW	3.6	5.6	
*3 Heating Capacity	kcal/h	3,400	5,400	
	Btu/h	13,600	21,500	
	kW	4.0	6.3	
Casing		Galvanized Steel Plate	Galvanized Steel Plate	
Dimensions: (HxWxD)		mm	246x840x840	
Coil (Cross Fin Coil)	RowsxStagesxFin Pitch	mm	2x6x1.2	
	Face Area	m <sup>2</sup>	0.267	
Fan	Model		QTS48C15M	
	Type		Turbo Fan	
	Motor Output x Number of Units	W	56x1	
	Air Flow Rate (HH/HL)	m <sup>3</sup> /min	13/11.5/10	
		cfm	459/406/353	
Drive		Direct Drive		
Temperature Control		Microprocessor Thermostat for Cooling and Heating	Microprocessor Thermostat for Cooling and Heating	
Sound Absorbing Thermal Insulation Material		Polyurethane Form	Polyurethane Form	
Piping Connections	Liquid Pipes	mm	φ6.4 (Flare Connection)	
	Gas Pipes	mm	φ12.7 (Flare Connection)	
	Drain Pipe	mm	VP25 ( External Dia. 32 ) ( Internal Dia. 25 )	
Mass (Weight)		kg	19.5	
*5 Sound Level (HH/HL) (220-240V)		dBA	30/28.5/27	
Safety Devices		Fuse	Fuse	
Refrigerant Control		Electronic Expansion Valve	Electronic Expansion Valve	
Connectable Outdoor Unit		R-410A VRV P(A) Series	R-410A VRV P(A) Series	
Decoration Panels (Option)	Model		BYCP125K-W1	
	Panel Color		Fresh White	
	Dimensions: (HxWxD)		mm	50x950x950
	Air Filter		Resin Net (with Mold Resistant)	
	Weight		kg	5.5
Standard Accessories		Operation Manual. Installation Manual. Paper Pattern for Installation. Drain Hose. Clamp Metal. Washer Fixing Plate. Sealing Pads. Clamps. Screws. Washer for Hanging Bracket. Insulation for Fitting. Installation Guide.	Operation Manual. Installation Manual. Paper Pattern for Installation. Drain Hose. Clamp Metal. Washer Fixing Plate. Sealing Pads. Clamps. Screws. Washer for Hanging Bracket. Insulation for Fitting. Installation Guide.	

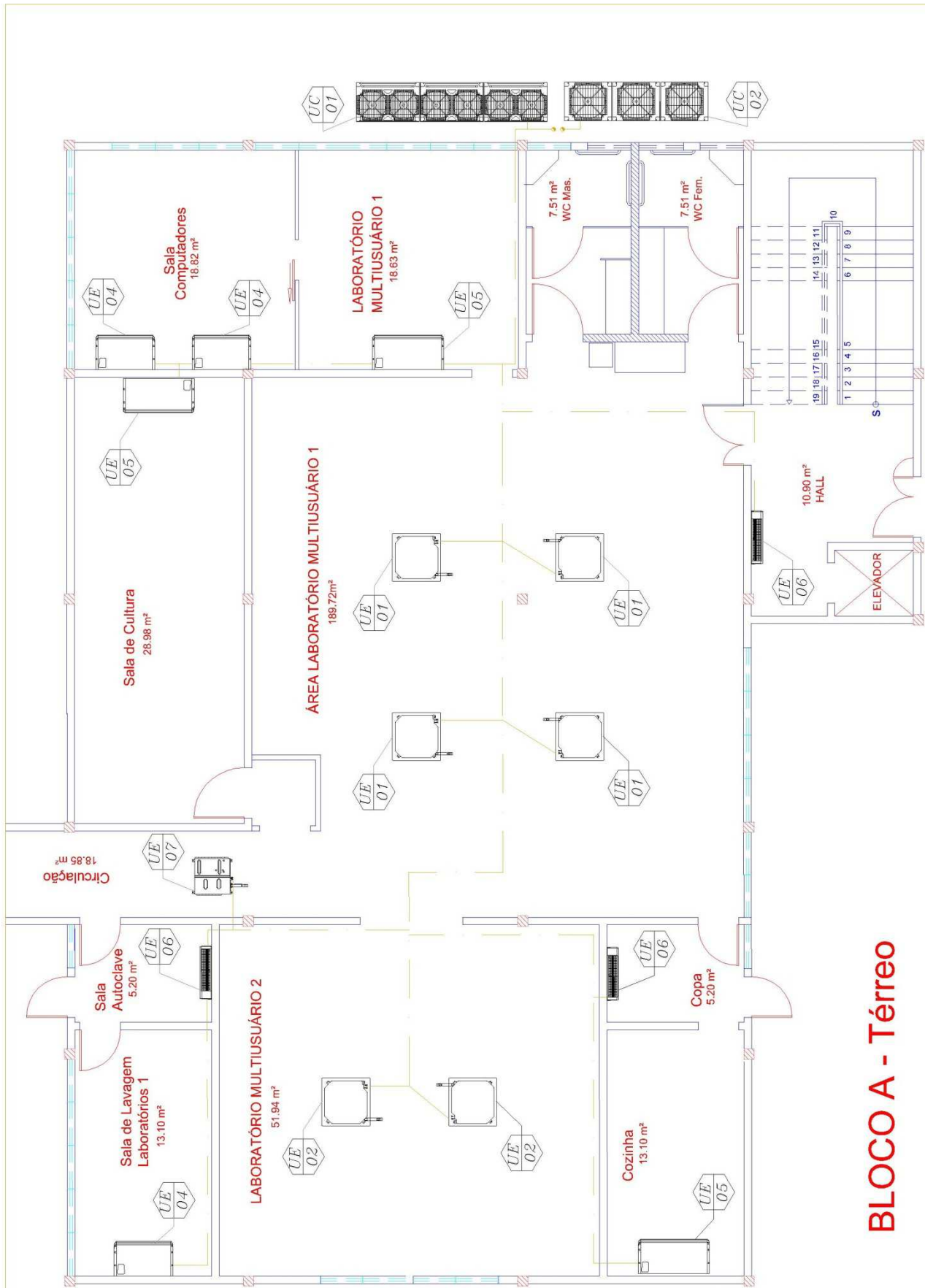
Para os demais ambientes as unidades internas serão do tipo suspenso no teto de acordo com a capacidade requerida. Para o hall e salas pequenas serão utilizadas unidades internas do tipo *high-wall*. Para a circulação de pessoas entre os bloco também está previsto o condicionamento de ar, sendo selecionada duas unidades tipo duto montado no teto, uma em cada lado do corredor. Uma lista com as unidades selecionadas segue como legenda da ilustração a seguir.

## **5.6. Disposição dos equipamentos**

O posicionamento das unidades internas nos ambientes foi montado de acordo com a arquitetura do projeto, ou seja, respeitando seus limites de dimensões, portas e janelas, foram dispostos a fim de se obter um fluxo de ar simétrico e viabilizando um melhor conforto térmico dos ocupantes. Também foram observadas as condições de não interferência no funcionamento do equipamento mais próximo. Um desenho com esse posicionamento segue a seguir.

As linhas de fluido refrigerante também serão posicionadas com o menor comprimento possível para reduzir as perdas de carga e calor para o ambiente. Deve-se atentar para os comprimentos máximos de cada ramificação de acordo com o modelo adotado. Softwares de seleção dos fabricantes arranjam as linhas de forma a se obter um melhor equilíbrio.

As unidades externas serão instaladas ao tempo no piso térreo próximo à área dos sanitários, tanto para o Bloco A quanto para o Bloco B. A disposição final foi montada para em suas plantas baixas. Suas ilustrações seguem a seguir.



## BLOCO A - Térreo

Figura 5.6.2– Disposição das unidades no Bloco A - Térreo

# BLOCO B - Térreo

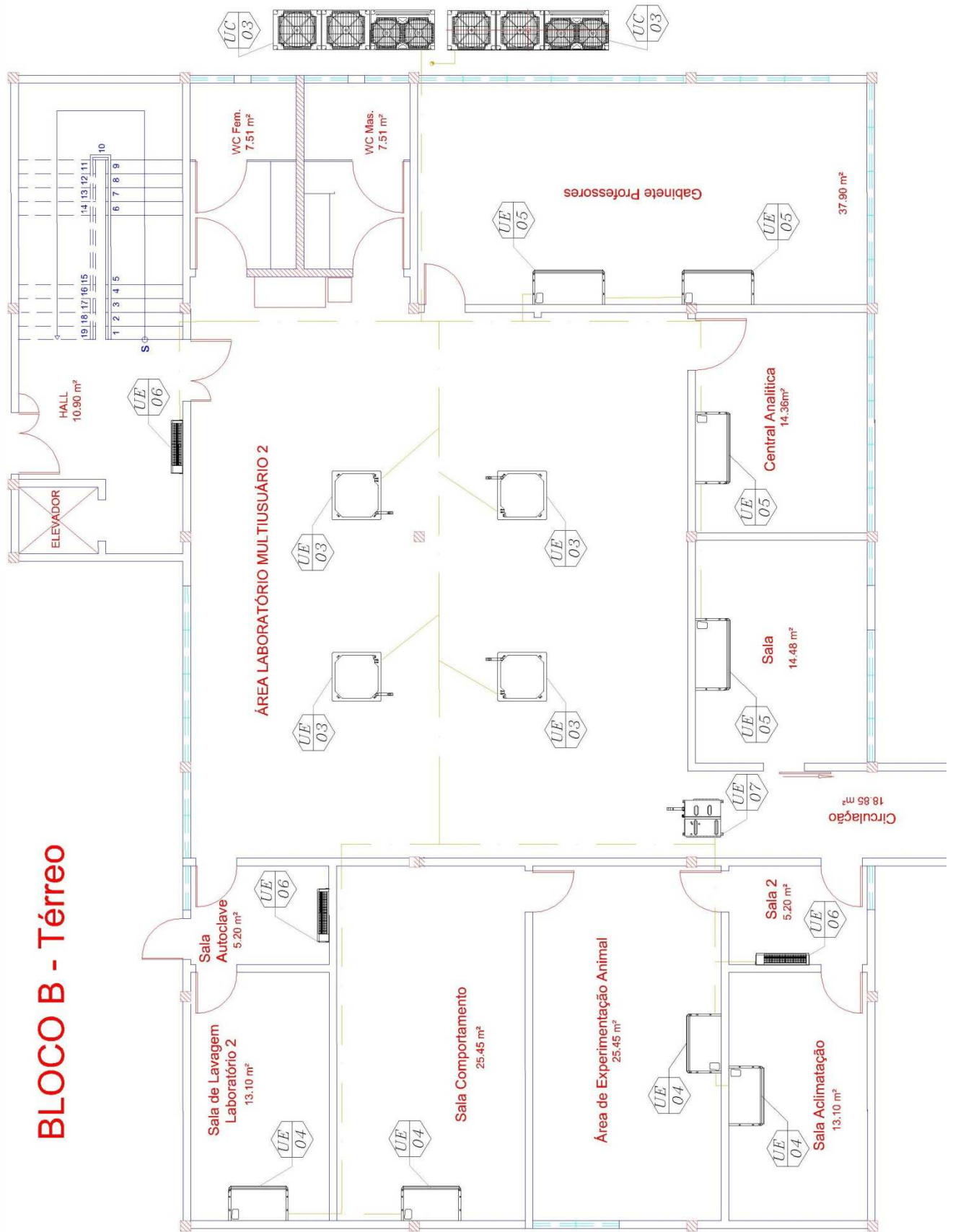


Figura 5.6.4– Disposição das unidades no Bloco B - Térreo

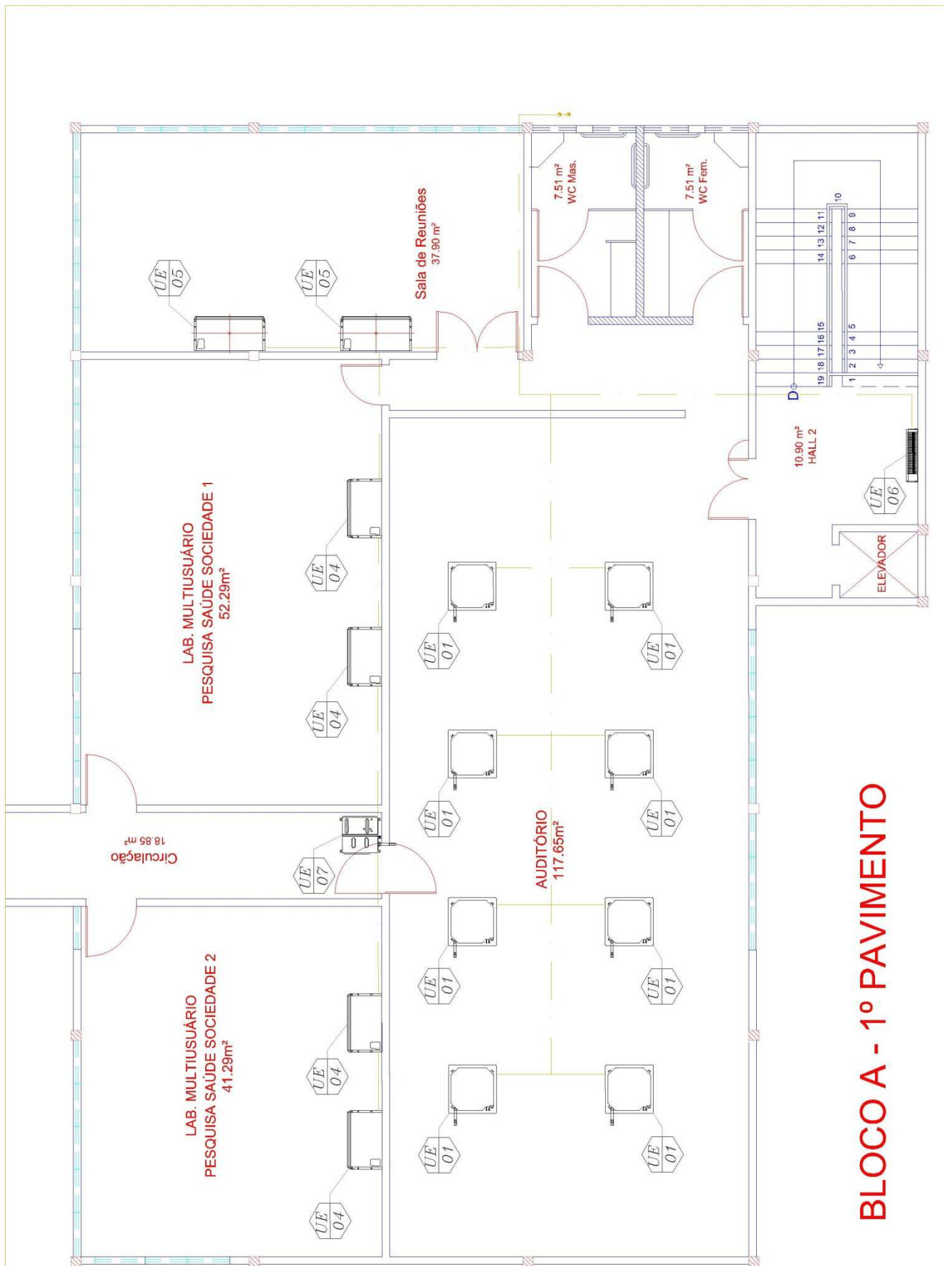


Figura 5.6.3– Disposição das unidades no Bloco A – 1º Pavimento

# BLOCO B - 1º Pavimento

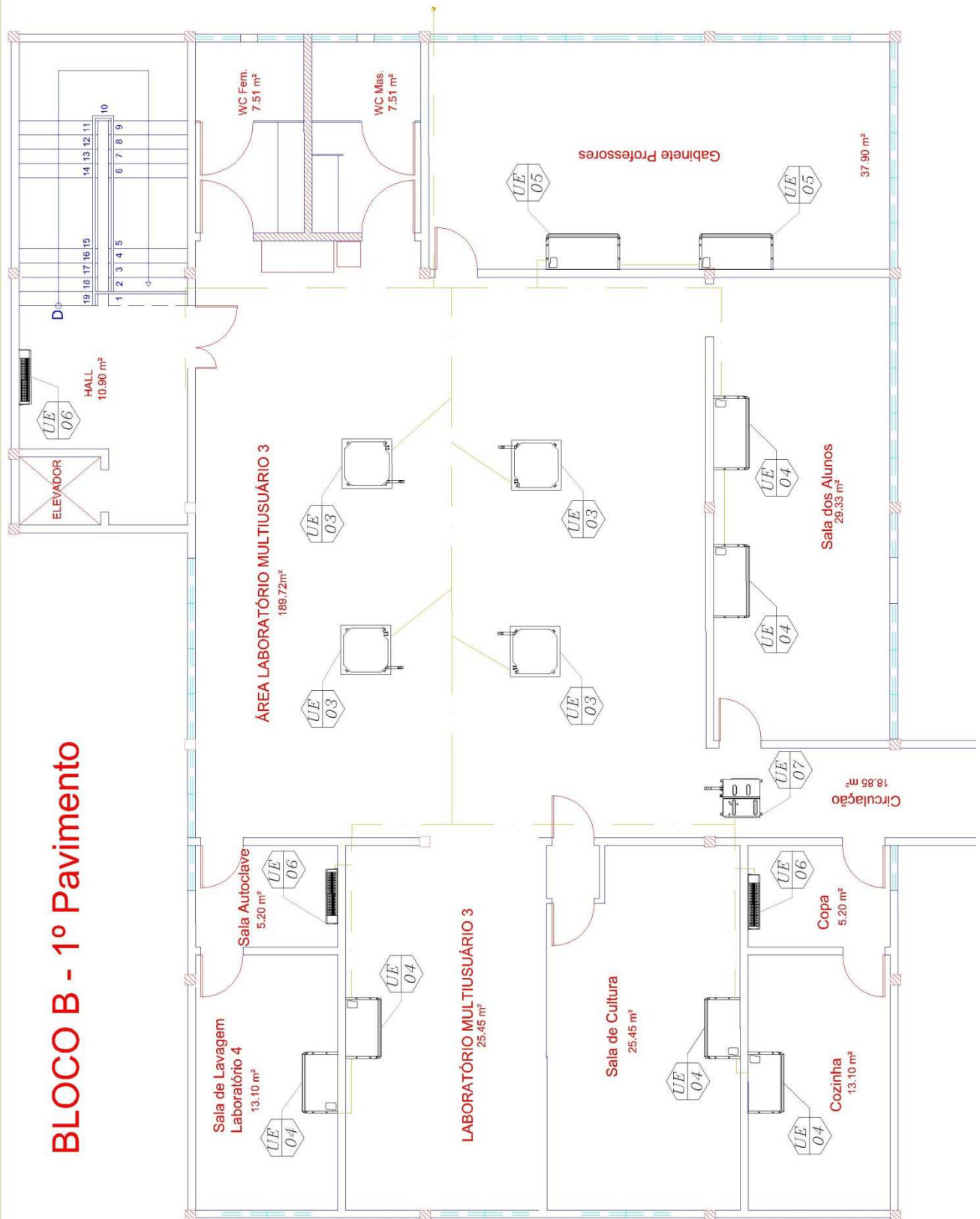


Figura 5.6.5 – Disposição das unidades no Bloco B – 1º Pavimento











	UNIDADE CONDENSADORA VRV III - RXYQ50PAHY1
	UNIDADE CONDENSADORA VRV III - RXYQ26PAHY1
	UNIDADE CONDENSADORA VRV III - RXYQ28PAHY1
	UNIDADE EVAPORADORA TIPO CASSETTE - FXFQ50PVE
	UNIDADE EVAPORADORA TIPO CASSETTE - FXFQ80PVE
	UNIDADE EVAPORADORA TIPO CASSETTE - FXFQ32PVE
	UNIDADE EVAPORADORA TIPO SUSPENSO - FXHQ63MA
	UNIDADE EVAPORADORA TIPO SUSPENSO - FXHQ100MA
	UNIDADE EVAPORADORA TIPO HIGH WALL - FXAQ40MA
	UNIDADE EVAPORADORA TIPO DUTO TETO - FXMQ40P

Figura 5.6.6 – Legenda para unidades externas e internas selecionadas

### 5.7. Sistema de ar exterior dedicado (DOAS)

Um dos grandes desafios do sistema *VRV/VRF* é o suprimento de ar exterior para ventilação do recito, uma vez que seus equipamentos não renovam o ar interno. Uma das maneiras de contornar o problema é através de uma pequena rede de ventilação de ar, onde o ar é filtrado e forçado através de ventiladores para os ambientes com a vazão indicada pela norma. Este ar, no melhor dos casos, pode ser insuflado a uma temperatura inferior a temperatura externa e para climas úmidos como neste caso, com reduzida umidade. Muitos fabricantes disponibilizam um kit para ventilação exterior chamado *outdoor air processing unit*.

Neste projeto iremos considerar que o ar se mistura ao ar ambiente nas piores condições possíveis, ou seja, o ar exterior entra no recinto e se mistura ao ar do recinto às temperaturas externas de bulbo seco e bulbo úmido já informadas no cálculo da potência frigorífica e carga térmica.



## 6. Considerações Finais

O sistema é tecnicamente viável para o projeto em questão. A capacidade do sistema *VRV/VRF* se adaptar a cargas parciais pode fornecer boa economia de energia em relação a sistemas convencionais, reduzindo seu custo operacional. Sua instalação oferece vantagens claras frente a outros sistemas, sejam aos de expansão direta ou refrigerados a água. Porém, o projeto em questão não é o melhor cenário para sua aplicação, uma vez que a universidade deve trabalhar com ocupação praticamente constante diariamente. Além disso, o ambiente não é sujeito a mudanças em sua arquitetura em um curto período de tempo, que é uma vantagem deste sistema, sua fácil adaptação a mudanças e a carga térmica. Soma-se a isso o fato da confiabilidade dos controladores eletrônicos e *softwares* que vem sendo desenvolvidos para estes sistemas, ainda não ser como a de um sistema convencional.

O clima da cidade de projeto também não contribui para o melhor aproveitamento energético desse sistema. Como na cidade de Macaé no estado do Rio de Janeiro, as unidades fornecerão apenas a operação de resfriamento, uma habilidade do sistema *VRV/VRF* é perdida, a recuperação de calor de alguns ambientes para aquecer outros e vice-versa.

Porém, a fácil manutenção pode ser um atrativo para a instalação, pois além do seu baixo custo, requer pouco tempo.

Atualmente temos uma preocupação cada vez maior com o meio ambiente, e os sistemas em questão, como vimos, além da economia de energia, utilizam de fluido refrigerante tidos como ecológicos (R410a), o que pode viabilizar certificações para a construção. Grandes avanços em tecnologia da informação tornam o sistema atraente, uma vez que ele pode ser controlado inclusive pelo usuário final de forma prática via computador ou até por telefones celulares.

## Referências Bibliográficas

AMARNATH, A., BLATT, M., 2008, "Variable Refrigerant Flow: An Emerging Air Conditioner and Heat Pump Technology", EUA, ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings, 2008.

ASHRAE, 2012, ASHRAE HANDBOOK - HVAC SYSTEMS AND EQUIPMENT. SI Edition. EUA, Georgia, Atlanta, ASHRAE

BRUM, N., 2012. "Notas de aula Prof. Nísio Brum", Rio de Janeiro, RJ.

CARRIER, W., "System design manual, part 1, Chapter 8 - Applied Psychrometrics". EUA.

GOETZLER, W., 2007, "Variable Refrigerant Flow Systems". ASHRAE Journal, EUA, April 2007.

MCQUISTON, Faye C., PARKER, Jerald D., SPITLER, Jeffrey D., 2005, "Heating, Ventilation and Air Conditioning – Analysis and Design." 6 ed. EUA: John Wiley & Sons, Inc.

MORRIS, W., 2003, "The Abc of Dedicated Outdoor Air Systems". ASHRAE Journal, EUA, May 2003.

OZISIK, M., 1990, "Transferência de Calor Um Texto Básico". 1 ed, Rio de Janeiro, RJ: Guanabara.

SONNATAG, R., BORGNAKKE, C., VAN WYLEN, G., 2003, "Fundamentos da Termodinâmica", 6 ed, São Paulo, SP: Edgard Blucher Ltda.

Anexo I – Memória de cálculo de carga térmica

Anexo II – Output gerado pelo software HVAC Load Explorer para os dois blocos.

Anexo III – Planilhas Psicrométricas

Anexo IV – Tabela de correção de capacidades dos equipamentos

Anexo V – Unidade externas e internas – fonte: catálogo *Daikin*





## Anexo II – Output gerado pelo software HVAC Load Explorer para os dois blocos.

### Total Cooling Coil Load (Watts)

Hours	Load
1	91192.3
2	85737.2
3	80675.1
4	75988.4
5	71705.3
6	67876.3
7	64542.5
8	104248.2
9	115644.3
10	123716.1
11	133207.3
12	143612.0
13	146323.4
14	164595.4
15	172499.1
16	176450.2
17	181938.0
18	177732.5
19	132631.3
20	124517.5
21	117100.2
22	109988.2
23	103289.0
24	97031.4

### Sensible Cooling Coil Load (Watts)

Hours	Load
1	91250.9
2	85792.2
3	80726.9
4	76037.2
5	71751.4
6	67919.9
7	64583.9
8	86197.9
9	94735.3
10	102812.3
11	112309.6
12	122721.0
13	128300.1
14	140851.9
15	148760.7
16	154433.9
17	159925.2
18	159729.5
19	132716.4
20	124597.5
21	117175.4
22	110058.8
23	103355.3
24	97093.7

ANEXO III - CONDIÇÕES DE INSUFLAMENTO - UFRJ MACAÉ

BLOCO A

BLOCO A

AMBIENTE	Área [m²]	CT [kW]	RSH [kW]	RLH [kW]	Hora Máximo	D. Ocupação [pessoas/100m³]	ABNT NBR 16401-3	D. Ocupação [m²/pessoa]	Ocupação [nº pessoas]	ANVISA	m_sa [kg/s]	T_sa [°C]	PF (Kw)	PF [TR]
Sala de Lavagem 1	13.1	4.3309	4.1527	0.1782	18hs	25		4.00	3	m_ou [kg/s]	0.36765	12.77	8.33498	2.3700109
Sala Autoclave	5.2	1.941	1.822	0.119	18hs	25		4.00	1		0.16117	12.76	3.653819	1.0389457
1/2 circulação	9.4	2.1402	2.0214	0.1188	18hs	25		4.00	2		0.17973	12.82	4.074639	1.1588037
Lab. multiusuário 1	18.8	5.1629	4.8659	0.297	18hs	25		4.00	5		0.0390	12.79	9.786362	2.7827044
Sala de cultura	29.4	5.8119	5.6337	0.1782	18hs	35		2.86	10		0.0854	12.90	11.44244	3.2536033
Copa	5.2	1.2338	1.0556	0.1782	18hs	70		1.43	4		0.0302	13.11	2.1835	0.6208676
Cozinha	13.1	2.6704	2.2546	0.4158	18hs	70		1.43	9		0.0761	13.18	4.695822	1.3352342
Lab. Multiusuário 2	51.9	7.2286	6.4564	0.7722	18hs	25		4.00	13		0.1076	12.93	13.14069	3.7364905
Área Lab. Multiusuário 1	104.9	9.3438	7.7994	1.5444	18hs	25		4.00	26		0.2176	13.09	16.11755	4.5829463
Sala Computadores	18.9	8.9751	8.6781	0.297	17hs	25		4.00	5		0.0392	12.74	17.36912	4.9388251
Auditório	117.8	19.3938	13.8498	5.544	15hs	150		0.67	177		1.4660	14.13	31.62344	8.99197
Sala de Reuniões	37.9	10.6649	9.536	1.1289	16hs	50		2.00	19		0.1572	12.92	19.40365	5.5173338
1/2 circulação	13.8	1.644	1.466	0.178	18hs	25		4.00	3		0.0286	12.97	2.995371	0.8517192
Hall 1	10.9	1.3078	1.2484	0.0594	18hs	10		10.00	1		0.0090	12.78	2.508126	0.7131733
Hall 2	10.9	1.0712	1.0118	0.0594	18hs	10		10.00	1		0.0090	12.81	2.037546	0.5793663
Laboratório Pesquisa 2	41.3	8.686	8.092	0.594	18hs	25		4.00	10		0.0857	12.83	16.33263	4.6441032
Laboratório Pesquisa 1	52.3	5.467	4.695	0.772	18hs	25		4.00	13		0.1085	13.02	9.639701	2.7410021
<b>Total</b>	<b>554.8</b>	<b>97.0733</b>	<b>84.6388</b>	<b>12.4345</b>					<b>303</b>		<b>2.5166</b>		<b>175.3394</b>	<b>49.8569</b>

CTES	CpA (calor €)	1.006
CpV (calor €)	1.805	
CTE8	-5800.2206	
CTE9	1.3914993	
CTE10	-4.86E-02	
CTE11	4.18E-05	
CTE12	-1.45E-08	
CTE13	6.55E+00	

OUTDOOR AIR (OA)	TOA_DB	37.9 °C
TOA_WB	25.6 °C	
Patm	1.01251 x10 <sup>5</sup> [Pa]	
BY-PASS FACTOR	BF	0.1

PROPRIEDADES OA	Pvoa_sat_twt	3284.36 [Pa]
woa_sat	0.020853	
woa	0.015639928	
Pvoa	2483.443387 [Pa]	
m_ou	2.52 [kg/s]	
V_ou	0.9040 [m³/kg]	
H_OA	78.32 [kJ/kg]	

Temp. Dew Point (solver)	residuo	-1.544E-09
Tadp_kelvin	284.560	
Pv_tadp	1348.974978	
w_tadp	0.00840	
Tadp	11.41 °C	

PROPRIEDADES EA	TEA	28.52 °C
wea	0.01137	
H_EA	57.75 [kJ/kg]	

CALCULADO HVAC EXPLORER	CT	97.0733 kW
RSH	84.6388 kW	
RLH	12.4345 kW	
RSHF	0.8719	
ESHF	0.8430	

ROOM AIR (RA)	TRA_DB	24 °C
UR	50%	

PROPRIEDADES RA	Pvra_sat_tdb	2985.127068 [Pa]
wra	0.00931	
m_ra	5.22 [kg/s]	
H_RA	47.82 [kJ/kg]	
V_ra	0.8550 [m³/kg]	

PROPRIEDADES SA	m_sa	7.73 [kg/s]
wsa	0.00866	
TSA_DB	13.12 °C	
H_SA	35.07 [kJ/kg]	
V_sa	0.8223 [m³/kg]	

Potência Frigorífica	PF	175.34 kW
		49.86 TR

ANEXO III - CONDIÇÕES DE INSUFLAMENTO - UFRJ MACAÉ

BLOCO B

AMBIENTE	Área [m²]	CT [kW]	RSH [kW]	RLH [kW]	Hora Máximo	ABNT NBR 16401-3		D. Ocupação [m²/pessoa]	Ocupação [n° pessoas]	ANVISA		T_sa [°C]	PF (Kw)
						D. Ocupação [pessoas/100m²]	Occupação [m²/pessoa]			m_oa [kg/s]	m_sa [kg/s]		
Laboratório multiusuário 2	102.94	11.846	10.301	1.545	18hs	25	4.00	26	0.2135	0.95578	13.29	16.74	
Sala	14.49	2.872	2.456	0.416	17hs	35	2.86	5	0.0421	0.22677	13.23	3.97	
Central analítica	14.36	2.892	2.476	0.416	17hs	25	4.00	4	0.0298	0.22702	13.16	3.98	
Gabinete professores	37.9	8.985	7.856	1.129	17hs	14	7.14	5	0.0440	0.71394	13.06	12.50	
1/2 circulação	9.58	1.729	1.61	0.119	18hs	25	4.00	2	0.0199	0.14768	13.16	2.59	
Hall 1	10.9	1.99	1.931	0.059	18hs	10	10.00	1	0.0090	0.17526	13.05	3.07	
Sala de aclimatação	13.1	2.541	2.363	0.178	18hs	25	4.00	3	0.0272	0.21650	13.15	3.79	
Sala 2	5.2	1.189	1.011	0.178	18hs	35	2.86	2	0.0151	0.09307	13.20	1.63	
Experimentação animal	25.45	3.592	3.5137	0.0783	18hs	25	4.00	6	0.0528	0.32349	13.20	5.67	
Sala comportamento	25.45	3.47	3.236	0.234	18hs	25	4.00	6	0.0528	0.29845	13.22	5.23	
Sala de lavagem	13.1	3.84	3.602	0.238	18hs	25	4.00	3	0.0272	0.32822	13.09	5.75	
Sala da autoclave	5.2	1.936	1.817	0.119	18hs	25	4.00	1	0.0108	0.16520	13.07	2.89	
Área lab. Multiusuário 3	105.76	10.285	8.741	1.544	18hs	25	4.00	26	0.2194	0.81585	13.35	14.29	
Sala dos alunos	29.33	4.617	3.726	0.891	17hs	35	2.86	10	0.0852	0.34672	13.32	6.07	
Gabinete professores	37.8	8.693	7.565	1.128	16hs	14	7.14	5	0.0439	0.68768	13.06	12.04	
Hall 2	10.89	0.6697	0.6103	0.0594	18hs	10	10.00	1	0.0090	0.05617	13.20	0.98	
Sala de lavagem	13.1	2.8294	2.5918	0.2376	18hs	25	4.00	3	0.0272	0.23713	13.14	4.15	
Sala autoclave	5.2	3.1641	3.0453	0.1188	18hs	25	4.00	1	0.0108	0.27596	13.03	4.83	
Lab. Multiusuário 3	25.45	3.101	2.745	0.356	18hs	25	4.00	6	0.0528	0.25418	13.26	4.45	
Sala cultura	25.32	3.362	2.887	0.475	17hs	35	2.86	9	0.0735	0.26960	13.36	4.72	
Cozinha	13.1	2.394	1.979	0.415	18hs	70	1.43	9	0.0761	0.18804	13.54	3.29	
Copa	5.2	1.066	0.888	0.178	18hs	70	1.43	4	0.0302	0.08388	13.48	1.47	
1/2 circulação	9.5	1.434	1.3152	0.1188	18hs	25	4.00	2	0.0197	0.12108	13.20	2.12	
<b>Total</b>	<b>558.32</b>	<b>88.4972</b>	<b>78.2663</b>	<b>10.2309</b>				<b>144</b>	<b>1.1918</b>	<b>7.20768</b>		<b>126.24</b>	

CTES	
CpA (calor e	1.006
CpV (calor e	1.805
CTE8	-5800.2206
CTE9	1.3914993
CTE10	-4.86E-02
CTE11	4.18E-05
CTE12	-1.45E-08
CTE13	6.55E+00

OUTDOOR AIR (OA)	
TOA_DB	37.9 °C
TOA_WB	25.6 °C
Patm	1.01251x10^5 [Pa]

BY-PASS FACTOR	
BF	0.1

ROOM AIR (RA)	
TRA_DB	24 °C
UR	50%

CALCULADO HVAC EXPLORER	
CT	88.4972 kW
RSH	78.2663 kW
RLH	10.2309 kW
RSHF	0.8844
ESHF	0.8683

PROPRIEDADES OA	
Pvoa_sat_twb (t	3284.36 [Pa]
woa_sat	0.02085
woa (razão de u	0.01564
Pvoa (pressão	2483.44 [Pa]
m_oa	1.19 [kg/s]
V_oa	0.9040 [m3/kg]
H_OA	78.32

PROPRIEDADES RA	
Pvra_sat_tdb (t	2985.127068 [Pa]
wra	0.00931
m_ra	6.02 [kg/s]
H_RA	47.82 [kJ/kg]
V_ra	0.8550 [m3/kg]

Temp. Dew Point (solver)		residuo
Tadp_kelvin	284.901	2E-10
Pv_tadp	1379.755518	
w_tadp	0.00859323	
Tadp	11.75 °C	

PROPRIEDADES SA	
m_sa	7.2077 [kg/s]
wsa	0.00874
TSA_DB	13.2060 °C
H_SA	35.35 [kJ/kg]
V_sa	0.8226 [m3/kg]

PROPRIEDADES EA	
TEA	26.30 °C
wea	0.01035
H_EA	52.87 [kJ/kg]

Potência Frigorífica	
PF =	126.24 kW
EE	35.90 TR



RXYQ50PAHY1, PAHYL, PHTL

[50/60Hz]

Cooling capacity

Table with columns for Outdoor air temp. (CDB), Indoor air temp. (14.0°CWB to 24.0°CWB), and Cooling capacity (kW, PI, TC, RW, TC, RW, PI, TC, RW, PI, TC, RW, PI, TC, RW, PI, TC, RW). Includes rows for 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 44, 46, 48, 50, 52, 54, 56, 58, 60, 62, 64, 66, 68, 70, 72, 74, 76, 78, 80, 82, 84, 86, 88, 90, 92, 94, 96, 98, 100, 105, 110, 115, 120, 125, 130, 135, 140, 145, 150, 155, 160, 165, 170, 175, 180, 185, 190, 195, 200, 205, 210, 215, 220, 225, 230, 235, 240, 245, 250, 255, 260, 265, 270, 275, 280, 285, 290, 295, 300, 305, 310, 315, 320, 325, 330, 335, 340, 345, 350, 355, 360, 365, 370, 375, 380, 385, 390, 395, 400, 405, 410, 415, 420, 425, 430, 435, 440, 445, 450, 455, 460, 465, 470, 475, 480, 485, 490, 495, 500.

Total capacity : kW  
Power input : kW(Comp.+Outdoor fan motor)  
Note1: The above table shows the average value of conditions which may occur.

Cooling capacity

Table with columns for Outdoor air temp. (CDB), Indoor air temp. (14.0°CWB to 24.0°CWB), and Cooling capacity (kW, PI, TC, RW, TC, RW, PI, TC, RW, PI, TC, RW, PI, TC, RW, PI, TC, RW, PI, TC, RW). Includes rows for 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 44, 46, 48, 50, 52, 54, 56, 58, 60, 62, 64, 66, 68, 70, 72, 74, 76, 78, 80, 82, 84, 86, 88, 90, 92, 94, 96, 98, 100, 105, 110, 115, 120, 125, 130, 135, 140, 145, 150, 155, 160, 165, 170, 175, 180, 185, 190, 195, 200, 205, 210, 215, 220, 225, 230, 235, 240, 245, 250, 255, 260, 265, 270, 275, 280, 285, 290, 295, 300, 305, 310, 315, 320, 325, 330, 335, 340, 345, 350, 355, 360, 365, 370, 375, 380, 385, 390, 395, 400, 405, 410, 415, 420, 425, 430, 435, 440, 445, 450, 455, 460, 465, 470, 475, 480, 485, 490, 495, 500.

15

# 7. Capacity Tables

## 7.1 Cooling Capacity

FXFQ-P

[50/60Hz]

Unit Size	Outdoor air temp. °C/DB	Indoor air temp.												Cooling capacity			
		14.0°CWB		16.0°CWB		18.0°CWB		19.0°CWB		20.0°CWB		22.0°CWB			24.0°CWB		
		T <sub>20</sub> SHC	T <sub>23</sub> SHC	T <sub>20</sub> SHC	T <sub>23</sub> SHC	T <sub>20</sub> SHC	T <sub>23</sub> SHC	T <sub>20</sub> SHC	T <sub>23</sub> SHC	T <sub>20</sub> SHC	T <sub>23</sub> SHC	T <sub>20</sub> SHC	T <sub>23</sub> SHC		T <sub>20</sub> SHC	T <sub>23</sub> SHC	
63	10.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6
	12.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6
	14.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6
	16.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6
	18.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6
	20.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6
	21.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6
	22.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6
	23.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6
	24.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6
	25.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6
	26.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6
27.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
28.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
29.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
30.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
31.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
32.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
33.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
34.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
35.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
36.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
37.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
38.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
39.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
40.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
41.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
42.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
43.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
44.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
45.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
46.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
47.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
48.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
49.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	
50.0	4.8	4.3	5.0	4.5	5.6	5.1	6.6	6.1	7.6	7.1	8.6	8.1	9.6	9.1	11.1	10.6	

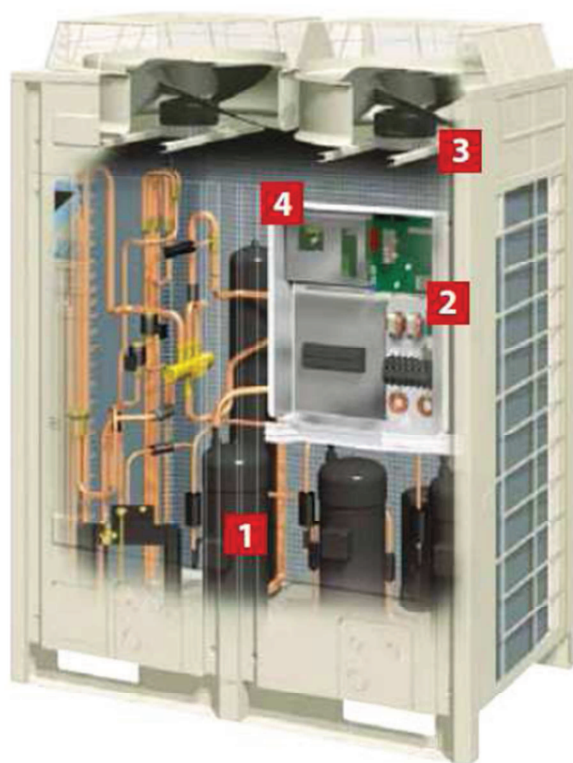
Total capacity : kW  
Sensible heat capacity : kW

Refer to Outdoor Unit Capacity Tables : on page 523-, 640-, for the actual performance data of each indoor and outdoor unit combination.



Anexo V – Unidade externas e internas – fonte: catálogo *Daikin*





UNIDADE EXTERNA:



- 1** Compressor Scroll
- 2** Inversor de frequência
- 3** Ventilador axial
- 4** Condensador

## 2. External Appearance

### 2.1 Indoor Units

<p>Ceiling Mounted Cassette Type (Round Flow)</p> <p>FXFQ25P FXFQ32P FXFQ40P FXFQ50P FXFQ63P FXFQ80P FXFQ100P FXFQ125P</p> 	<p>Ceiling Mounted Duct Type</p> <p>FXMQ200MA FXMQ250MA</p> 
<p>Ceiling Mounted Cassette Type (Double Flow)</p> <p>FXCQ20M FXCQ25M FXCQ32M FXCQ40M FXCQ50M FXCQ63M FXCQ80M FXCQ125M</p> 	<p>Ceiling Suspended Type</p> <p>FXHQ32MA FXHQ63MA FXHQ100MA</p> 
<p>Ceiling Mounted Cassette Corner Type</p> <p>FXKQ25MA FXKQ32MA FXKQ40MA FXKQ63MA</p> 	<p>Wall Mounted Type</p> <p>FXAQ20MA FXAQ25MA FXAQ32MA FXAQ40MA FXAQ50MA FXAQ63MA</p> 
<p>Slim Ceiling Mounted Duct Type</p> <p>FXDQ20PB    FXDQ40NB FXDQ25PB    FXDQ50NB FXDQ32PB    FXDQ63NB</p> <p>with Drain Pump (VE) without Drain Pump (VET)</p> 	<p>Floor Standing Type</p> <p>FXLQ20MA FXLQ25MA FXLQ32MA FXLQ40MA FXLQ50MA FXLQ63MA</p> 
<p>Ceiling Mounted Built-In Type</p> <p>FXSQ20M FXSQ25M FXSQ32M FXSQ40M FXSQ50M FXSQ63M FXSQ80M FXSQ100M FXSQ125M</p> 	<p>Concealed Floor Standing Type</p> <p>FXNQ20MA FXNQ25MA FXNQ32MA FXNQ40MA FXNQ50MA FXNQ63MA</p> 
<p>Ceiling Mounted Duct Type (Middle and high static pressure)</p> <p>FXMQ20P FXMQ25P FXMQ32P FXMQ40P FXMQ50P FXMQ63P FXMQ80P FXMQ100P FXMQ125P</p> 	<p>Ceiling Suspended Cassette Type</p> <p>FXUQ71MA + BEVQ71MA FXUQ100MA + BEVQ100MA FXUQ125MA + BEVQ125MA</p> <p>Connection Unit</p> 