

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA

LUIZ FELIPE DE OLIVEIRA

**DESENVOLVIMENTO DE UM CALORÍMETRO PSICROMÉTRICO PARA
FINS DIDÁTICOS PARA ENSAIOS DE CONDICIONADOR DE AR TIPO
JANELA**

**Alegrete
2019**

LUIZ FELIPE DE OLIVEIRA

**DESENVOLVIMENTO DE UM CALORÍMETRO PSICROMÉTRICO PARA
FINS DIDÁTICOS PARA ENSAIOS DE CONDICIONADOR DE AR TIPO
JANELA**

Trabalho de Conclusão de Curso II
apresentado ao Curso de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal do
Pampa, como requisito parcial para
obtenção do Título de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Orientador: Adriano Roberto da Silva
Carotenuto

**Alegrete
2019**

Ficha catalográfica elaborada automaticamente com os dados fornecidos
pelo(a) autor(a) através do Módulo de Biblioteca do
Sistema GURI (Gestão Unificada de Recursos Institucionais) .

O48d Oliveira, Luiz Felipe de
Desenvolvimento de um calorímetro psicrométrico para fins
didáticos para ensaios de condicionador de ar tipo janela /
Luiz Felipe de Oliveira.
80 p.

Trabalho de Conclusão de Curso(Graduação)-- Universidade
Federal do Pampa, ENGENHARIA MECÂNICA, 2019.

"Orientação: Adriano Roberto da Silva Carotenuto".

1. Calorímetro Psicrométrico. 2. Construção. 3. Capacidade
de refrigeração . 4. Temperatura de bulbo seco e bulbo úmido.
I. Título.

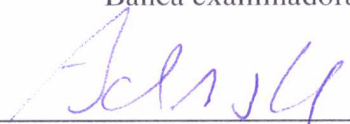
LUIZ FELIPE DE OLIVEIRA

**DESENVOLVIMENTO DE UM CALORÍMETRO PSICROMÉTRICO PARA
FINS DIDÁTICOS PARA ENSAIOS DE CONDICIONADOR DE AR TIPO
JANELA**

Trabalho de Conclusão de Curso II
apresentado ao Curso de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal do
Pampa, como requisito parcial para
obtenção do Título de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em: 26 de junho de 2019.

Banca examinadora:



Prof. Dr. Adriano Roberto da Silva Carotenuto
Orientador
UNIPAMPA



Prof. Dr. Gustavo Fuhr Santiago
UNIPAMPA



Prof. Sander Bernardi
UNIPAMPA

Dedico este trabalho a minha mãe e ao meu pai que sempre me incentivaram a buscar conhecimento e estarem no meu lado dando apoio e incentivo.

À minha namorada, Kamila Haruka Tsubouchi pela incansável ajuda.

"O grande segredo de uma boa vida é encontrar qual é o seu destino. E realizá-lo."

Henry Ford

AGRADECIMENTO

Primeiramente a Deus.

Ao Prof. Dr. Adriano Roberto da Silva Carotenuro pela orientação, dedicação e materiais disponibilizados para elaboração do trabalho.

Aos Professores Gustavo Fuhr Santiago e Sander Bernardi pelas dicas para construir o aparelho.

À UNIPAMPA por ser a minha segunda casa durante a graduação.

A todos meus amigos e colegas que me apoiaram em todas situações sendo fundamentais para eu conseguisse concluir o curso.

À minha namorada, Kamila Haruka Tsubouchi, pela a compreensão e o suporte, que me ajudaram a encarar as dificuldades que a vida proporcionou.

E principalmente, aos meus pais, Célia Regina de Oliveira e Luiz Serquívio de Oliveira, que não mediram esforços para que eu conseguisse esta conquista.

RESUMO

Os calorímetros psicrométricos são aparelhos destinados a medir a capacidade de refrigeração de condicionadores de ar através das medidas de temperatura de bulbo seco e de bulbo úmido do ar na entrada e saída do evaporador.

O presente estudo tem como objetivo projetar um calorímetro psicrométrico de baixo custo, atendendo aos padrões e normas associadas, para analisar a capacidade de refrigeração de um condicionador de ar do tipo janela com a capacidade de refrigeração nominal de 7500 BTU/h (2,2 kW).

A metodologia utilizada para a confecção do aparelho é mostrada em uma sequência onde são definidos os materiais e itens utilizados, a proposta de montagem e construção e o dimensionamento.

Após a construção do aparelho, são realizados dois ensaios para determinar a capacidade de refrigeração da máquina em diferentes temperaturas ambiente, dos quais um se realizou em temperatura ambiente de 26°C e o outro a 29°C.

Por último, são explanados os resultados preliminares da potência de refrigeração de cada ensaio, onde para o ensaio 1 foi de 2,31 kW e para o ensaio 2 foi de 2,5 kW.

ABSTRACT

Psychrometric calorimeters are devices designed to measure the cooling capacity of air conditioners through the measurements of dry bulb temperature and wet bulb temperature at the inlet and outlet of the evaporator.

The present study aims to design a low cost psychrometric calorimeter, meeting the associated standards and norms, to analyze the cooling capacity of a window type air conditioner with a rated cooling capacity of 7500 BTU / h (2.2 kW).

The methodology used to make the appliance is shown in a sequence where the materials and items used are defined, the assembly and construction proposal and the design.

Following the construction of the apparatus, two tests are performed to determine the cooling capacity of the machine at different ambient temperatures, one of which was carried out at 26 ° C ambient temperature and the other at 29 ° C.

Lastly, preliminary results of the cooling capacity of each test are displayed, where for test 1 it was 2.31 kW and for test 2 it was 2.5 kW.

LISTA DE FIGURAS

Fig. 1 - Condicionador de ar tipo janela (ACJ).	20
Fig. 2 - Indicação quanto ao modo de usar o diagrama psicrométrico.	24
Fig. 3 - Interface do <i>Software YORK HDPsyChart</i>	24
Fig. 4 - Fluxograma de metodologia.	29
Fig. 5 - Seções do calorímetro.	30
Fig. 6 - Calorímetro psicrométrico.	30
Fig. 7 - Duto adaptador.	31
Fig. 8 - Módulo com uniformizadores de ar.	31
Fig. 9 - Módulo para medições de temperaturas.	31
Fig. 10 - Módulo para medição de vazão de ar.	32
Fig. 11 - Módulo para controle de vazão.	32
Fig. 12 - Câmara de exaustão.	33
Fig. 13 - Módulo do condensador.	33
Fig. 14 - Termopares utilizados.	34
Fig. 15 - <i>Agilent 34970A Data Acquisition</i>	35
Fig. 16 - Manômetro de coluna d'água.	35
Fig. 17 - Posição das tomadas de velocidade na saída do evaporador.	38
Fig. 18 - Dimensões da seção transversal da saída do ar de insuflação.	39
Fig. 19 - Dimensões da seção transversal do túnel.	40
Fig. 20 - Características construtivas das câmaras.	40
Fig. 21 - Característica construtiva do retificador AMCA.	41
Fig. 22 - Característica construtiva do bocal.	42
Fig. 23 - Diâmetro do bocal.	43
Fig. 24 - Vista cortada do calorímetro.	45
Fig. 26 - módulo 1 finalizado.	50
Fig. 27 - Módulo 2 finalizado.	50
Fig. 28 - Módulo 3 finalizado.	50
Fig. 29 - Módulo 4 finalizado.	50
Fig. 30 - Módulo 5 finalizado.	50
Fig. 31 - Módulo 6 finalizado.	50
Fig. 32 - Módulo do condensador.	50
Fig. 33 - Bancada maior do calorímetro.	50
Fig. 34 - Termopares instalados na saída do condensador.	51
Fig. 35 - Termopares instalados na entrada do condensador.	51
Fig. 36 - Termopares instalados na entrada da câmara plena.	52
Fig. 37 - Termopares instalados no pé da cadeira para a captação de temperatura ambiente.	52
Fig. 38 - Termopares instalados na entrada do evaporador.	52
Fig. 39 - Termopares instalados no interior da câmara plena (saída do evaporador ou ar de insuflamento).	52
Fig. 40 - Calorímetro montado.	52
Fig. 41 - Gráfico de temperaturas do ensaio 1.	54
Fig. 42 - Região estável das temperaturas do ensaio 1.	54
Fig. 43 - Gráfico entrada do evaporador do ensaio 1.	55
Fig. 44 - Gráfico na câmara plena do ensaio 1.	56
Fig. 45 - Processo do ensaio 1.	56
Fig. 46 - Curva das temperaturas do ensaio 2.	59

Fig. 47 - Região de temperatura do ensaio 2.....	60
Fig. 48 - Curvas de tbs e tbu da entrada do evaporador do ensaio 2.....	60
Fig. 49 - Curvas de tbs e tbu na câmara plena do ensaio 2.....	61
Fig. 50 - Processo do ensaio 2.....	61
Fig. 51 - Potência de refrigeração para diferentes temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido.....	64
Fig. 52 - Potências de refrigeração para temperatura de bulbo úmido interna de 23°C.	65

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Especificações manômetro.....	36
Quadro 2 - Valores de velocidade em cada posição na saída do evaporador.....	38
Quadro 3 - Comprimento dos módulos.	40
Quadro 4 - Vazão na entrada e saída do calorímetro.....	44
Quadro 5 - Quantificação da perda de carga distribuída.	46
Quadro 6 - Quantificação de perda de carga localizada.	47
Quadro 7 - Diferença de pressão fornecida pelos ventiladores.	48
Quadro 8 - Parâmetros psicrométricos do ensaio 1.	57
Quadro 9 - Resumo do ensaio 1.	57
Quadro 10 - Dados para o cálculo de vazão mássica do ensaio 1.	57
Quadro 11 - Dados para o cálculo do ganho de calor do ensaio 1.	58
Quadro 12 - Dados para o cálculo da potência de refrigeração do ensaio 1.....	58
Quadro 13 - Parâmetros psicrométricos do estado 2.	62
Quadro 14 - Resumo do ensaio 2.	62
Quadro 16 - Dados para o cálculo de ganho de calor do ensaio 2.....	63
Quadro 17 - Dados para o cálculo da potência de refrigeração do ensaio 2.....	63

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Símbolos Latinos

C	Coeficiente de descarga	[-]
d	Diâmetro da garganta	[m]
D	Diâmetro da tubulação	[m]
D_h	Diâmetro hidráulico	[m]
g	Gravidade	[m/s ²]
h	Entalpia específica	[kJ/kg _{ar seco}]
k	Expoente isoentrópico	[-]
K	coeficiente experimental de perda de calor na câmara plena no trecho mencionado	[KJ/s°C]
L	Comprimento	[m]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
\dot{m}_e	Vazão mássica na entrada	[kg/s]
\dot{m}_s	Vazão mássica na saída	[kg/s]
P	Perímetro	[m]
q_{ganho}	Calor de perdas na câmara plena entre a saída do condicionador até o ponto onde são tomadas as temperaturas	[kJ/s]
q_t	Capacidade total de refrigeração ou aquecimento	[kJ/s]
v	Volume específico	[m ³ /kg _{ar seco}]
v_1	Velocidade de entrada	[m/s]
v_2	Velocidade de saída	[m/s]
$v_{média}$	Velocidade média	[m/s]
\dot{V}	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
Re_d	Número de Reynolds da garganta do bocal	[-]
Re_{Dh}	Número de Reynolds da tubulação a montante do bocal	[-]

T	Temperatura	[°C]
T_a	Temperatura ambiente	[°C]
T_{rm}	Temperatura radiante média	[°C]
T_{BS}	Temperatura de bulbo seco	[°C]
T_{BU}	Temperatura de bulbo úmido	[°C]
T_{PO}	Temperatura de orvalho	[°C]
UR	Umidade relativa	[%]
w	Conteúdo de umidade	[kg _{vapor d'água} /kg _{ar seco}]

Símbolos Gregos

Δp	Diferença de pressão	[Pa]
ΔT	Diferença de temperatura	[°C]
β	Relação de diâmetros	[-]
ε	Fator de expansão	[-]
μ	Viscosidade absoluta	[N.s/m ²]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
τ	Relação de pressões	[-]

Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ACJ	Ar condicionado de janela
ABRAVA	Associação Brasileira de Refrigeração, Ar-condicionado, Ventilação e Aquecimento
A.S.	Ar Seco
ASHRAE	<i>American Society Of Heating, Refrigerating And A-C Engineers Fdn</i>
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
NBR	Norma Brasileira
UNIPAMPA	Universidade Federal do Pampa
V.A.	Vapor d'Água

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	17
1.1. Objetivos	17
1.1.1. Objetivos Específicos	17
1.2. Justificativa	18
1.3. Revisão bibliográfica	18
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	20
2.1. Condicionador de Ar.....	20
2.2. Parâmetros que Influenciam a Sensação de Conforto Térmico	21
2.3. Psicrometria	21
2.3.1. Variáveis Psicrométricas	21
2.3.2. Carta Psicrométrica	23
2.4. Calorímetro psicrométrico	25
3. METODOLOGIA	29
3.1. Proposta de montagem do calorímetro psicrométrico	29
3.1.1. Módulo 1	30
3.1.2. Módulo 2	31
3.1.3. Módulo 3	31
3.1.4. Módulo 4	32
3.1.5. Módulo 5	32
3.1.6. Módulo 6	32
3.2. Proposta de construção do calorímetro psicrométrico	33
3.2.1. Módulos e uniformizador de fluxo	33
3.2.2. Instrumentos para medição	34
3.3. Ensaios	36
4. PROJETO E EXECUÇÃO.....	37
4.1. Dimensionamento	37
4.2. Construção do calorímetro.....	49
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	53
5.1. Ensaio 1.....	53
5.2. Ensaio 2.....	59
5.3. Discussão	63

6. CONCLUSÃO	66
7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	67
REFERÊNCIAS.....	68
APÊNDICE A	70
ANEXO A.....	79

1. INTRODUÇÃO

A busca pelo conforto térmico em ambientes residenciais e comerciais é o modo de garantir o bem-estar de pessoas as quais estão inseridas nesses espaços. Para garantir o conforto, fez-se necessário desenvolver meios que façam o ser humano estar confortável termicamente, como a criação de dispositivos de ventilação mecânica. Os condicionadores de ar são exemplos de aparelhos que promovem e aumentam o grau de conforto térmico.

O aspecto mais importante dos condicionadores de ar é a capacidade de refrigerar ou aquecer o ar e manter determinadas condições em um ambiente para promover o conforto térmico, processo o qual só ocorre à custa de consumo energético. Uma das maneiras de determinar o desempenho térmico desses aparelhos é a partir de ensaios em calorímetros, onde também outros aspectos podem ser determinados como a corrente elétrica, potência elétrica consumida, temperaturas, pressões, vazões de ar e comportamento do refrigerante do condicionador em ensaio.

No presente trabalho é realizado o projeto de um calorímetro do tipo psicrométrico para realização de ensaios de condicionadores de ar do tipo janela para fins didáticos aos estudos relacionados à calorimetria.

1.1. Objetivos

Com o objetivo de facilitar e ajudar nos estudos de calorimetria dentro de sala de aula, busca-se criar, em laboratório, um protótipo de calorímetro psicrométrico para a realização de testes de desempenho em unidades condicionadoras de ar tipo janela (ACJ).

1.1.1. Objetivos Específicos

- Construir um equipamento compacto, de baixo custo e fácil manuseio o qual suporte unidades condicionadoras de ar tipo janela de capacidade de refrigeração de 7500 BTU/h;
- Determinar vazão de ar, temperatura de bulbo seco e bulbo úmido das entradas e saídas do condensador e evaporador;
- Determinar a potência de refrigeração de unidades condicionadoras de ar tipo janela, através dos ensaios 1 e 2, respectivamente, com temperatura ambiente de 26°C e 29°C.

1.2. Justificativa

Dentro da sala de aula, a dificuldade de aprendizagem dos alunos muitas vezes acontece devido à falta de aulas práticas ou de experimentos, os quais são de suma importância para quem estuda. Observar os fenômenos que acontecem dentro de um processo que é estudado facilita a aprendizagem. Segundo uma pesquisa realizada pelo Instituto Inspirare (2016), 36% de jovens entre 13 e 21 anos preferem aprender fazendo projetos que envolvem atividades práticas ou resolução de problemas, enquanto apenas 11% dos jovens preferem que os professores deem aulas teóricas e apliquem provas.

Construir um calorímetro psicrométrico pode ser um passo para facilitar a aprendizagem dos alunos no estudo de calorimetria. Alunos poderão se beneficiar do experimento ao utilizar o equipamento conciliando o conhecimento teórico com o conhecimento prático, podendo impactar em um aumento na média das notas das matérias que estudam a calorimetria.

1.3. Revisão bibliográfica

Alguns conceitos já se apresentaram para a construção de um calorímetro psicrométrico. Existem trabalhos que utilizam esse conceito de dispositivo para a realização de testes nos quais as normas não empregam e até mesmo não regem, por vezes, a construção do aparelho.

No calorímetro psicrométrico da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), segundo o Laboratório de Vapor e Refrigeração (2019), o objetivo do projeto é ter um equipamento no qual seja possível encaixar condicionadores de ar funcionais com o intuito de testar a eficiência destes condicionadores, além de analisar consequências decorrentes de modificações efetuadas nos condicionadores como melhorias ou até mesmo piores.

A característica construtiva utilizada no desenvolvimento do calorímetro psicrométrico simplificado da UFRGS foi a construção a partir de caixas e registros de mistura, onde nas caixas é possível obter temperaturas variadas e/ou padrões para teste e simulação de condicionadores de ar através da regulagem dos registros de mistura. Para as medições de vazões de ar, o calorímetro utiliza um anemômetro eletrônico de hélice, o qual fornece a velocidade no interior do túnel, que calculada com a área de seção transversal permite obter-se a vazão. O conhecimento das condições do ar, na entrada e saída dos trocadores de calor, se dá através da medição das suas temperaturas de bulbo seco e úmido.

Já no trabalho de Fleming e Dunn (1993), o objetivo do desenvolvimento do calorímetro foi a necessidade de produzir um aparelho com precisão para validar um modelo de bomba de calor modificada para condicionadores de ar ambiente pelo laboratório de *Oak Ridge*, sem a necessidade de fazer testes caros e demorados.

A característica construtiva utilizada pelos autores para a construção no trabalho foi a partir de canos de PVC. Para as medições de vazão de ar, utilizaram um medidor do tipo bocal, no qual suas pressões foram tomadas a partir de um manômetro de coluna d'água inclinado.

Por sua vez, Oliveira (2003), em sua obra objetiva a construção de um protótipo de calorímetro psicrométrico no qual seja possível alterar as condições do ar no interior do túnel e assim calcular a potência da máquina para diferentes situações.

A característica construtiva utilizada pelo autor para construção foi desenvolver o aparelho em módulos a fim de que não danifique sua estrutura em uma eventual manutenção do aparelho. Para as medições de vazão de ar, o autor utiliza um termo-anemômetro de fio quente, o qual fornece a velocidade do fluxo de ar presente no interior do aparelho, que posteriormente multiplicada pela área da seção transversal resulta na vazão.

Já o calorímetro do presente trabalho objetiva a utilização do aparato para realização da parte prática dos estudos teóricos relacionados à calorimetria aprendidos dentro de sala de aula, ou seja, contribui para melhorar a didática em sala de aula.

A característica construtiva utilizada é a partir de módulos de fácil manuseio com o objetivo que futuramente possam ser adicionados outros módulos com aparelhos, os quais possam modificar as condições do ar no interior do dispositivo e assim ser capaz calcular a potência da unidade condicionadora de ar. Para as medições de vazão, utiliza-se um medidor do tipo bocal, no qual as pressões são encontradas por um manômetro de coluna d'água.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O desenvolvimento do trabalho é baseado em pesquisas dos assuntos relacionados ao trabalho na bibliografia disponível. A necessidade da fundamentação teórica se faz presente para um melhor entendimento do desenvolvimento e contexto em que o trabalho se encontra e, juntamente, auxiliar na interpretação dos resultados obtidos.

As teorias apresentadas neste capítulo, são fruto da compilação das informações obtidas nos trabalhos de Oliveira (2003), Silva e Silva (2007), Miller e Miller (2008), Silva (2008) e Ruas (1999). Para a construção do aparelho, utilizou-se as ABNT-NBR 13033 (1993), ABNT-NBR 5882 (1983), ABNT-NBR 5858 (1983), as quais estão canceladas. Já para a construção do bocal, utilizou-se a ABNT-NBR 5167-1 (1994) e (2008).

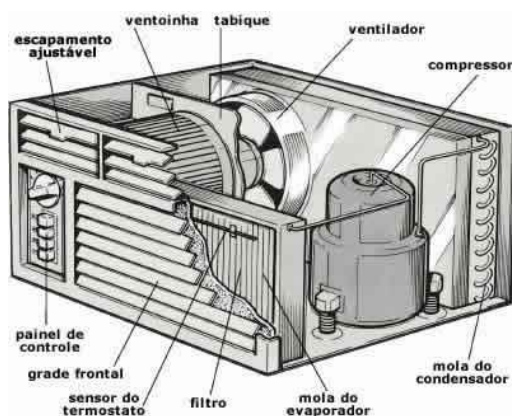
2.1. Condicionador de Ar

O ar de um ambiente pode ser frio, quente, úmido, seco, podendo ter recirculação ou não. As condições citadas podem ser alteradas através do tratamento do ar pelo processo de condicionamento de ar.

Esse tipo de ciclo é usado por todos os aparelhos que são utilizados para refrigerar um ambiente e trazer conforto térmico, sendo eles essenciais para se ter uma vida saudável nos dias atuais. No condicionamento de ar, o aparelho que faz os processos (ciclo) é chamado de condicionador de ar.

A Fig. 1 apresenta um ACJ e seus principais componentes.

Fig. 1 - Condicionador de ar tipo janela (ACJ).



Fonte: Clique arquitetura, disponível em: <http://www.cliquearquitetura.com.br/artigoconforto-termico-ar-condicionado-climatizador.html>

2.2. Parâmetros que Influenciam a Sensação de Conforto Térmico

O conforto térmico é determinado como a sensação de bem-estar experimentada por uma pessoa num determinado ambiente em relação com a temperatura média radiante (T_{rm}), umidade relativa (UR), temperatura do ambiente (T_a), velocidade relativa do ar (v_r), atividade desenvolvida e sua vestimenta.

Essas variáveis que influenciam o conforto térmico podem ser divididas em dois grandes grupos que são:

- As de natureza ambiental;
- As de natureza pessoal.

I. Variáveis de natureza ambiental

- a) Temperatura do ar;
- b) Temperatura média radiante;
- c) Velocidade relativa do ar;
- d) Umidade relativa do ar ambiente.

II. Variáveis de natureza pessoal

- a) Tipo de vestimenta (representada pelo seu isolamento térmico);
- b) Tipo de atividade física executada (representada pelo metabolismo).

2.3. Psicrometria

Psicrometria significa medição do frio, pois, do grego, a palavra psychros significa “frio”. É a ciência, que faz parte da termodinâmica, que lida, principalmente, com mistura de ar seco e vapor d’água.

O conhecimento das propriedades do ar, do vapor d’água e de como agem em conjunto é de extrema importância, uma vez que é com esta relação que é possível analisar os sistemas e equipamentos que condicionam o ar.

2.3.1. Variáveis Psicrométricas

As variáveis psicrométricas estão relacionadas às propriedades do ar úmido, que é dividido em três grupos, os quais são relacionados à temperatura, quantidade de vapor d’água e volume ocupado pelo ar e energia nele contida. Essas variáveis podem ser obtidas diretamente através da carta psicrométrica que será comentada no decorrer do texto.

Propriedades relacionadas à temperatura:

- a) Temperatura do bulbo seco (T_{BS});
- b) Temperatura do bulbo úmido (T_{BU});
- c) Temperatura do ponto de orvalho (T_{PO}).

Propriedades relacionadas à umidade (massa de vapor d'água):

- a) Pressão de vapor (P_v);
- b) Conteúdo de umidade (w);
- c) Umidade absoluta (U_a);
- d) Umidade relativa (UR);

Propriedades relacionadas ao volume ocupado e à energia:

- a) Volume específico (v);
- b) Entalpia (h).

As propriedades relacionadas ao trabalho (ou cálculo de potência de refrigeração) e que estão presentes na carta psicrométrica são comentadas a seguir.

I. Temperatura de Bulbo Seco (T_{BS})

Temperatura de bulbo seco do ar, ou apenas “temperatura” é a temperatura medida através de um termômetro comum não exposto a radiação. Conhecida por ser a verdadeira temperatura do ar úmido.

II. Temperatura de Bulbo Úmido (T_{BU})

É a temperatura medida a partir de um termômetro com características semelhantes às do termômetro de bulbo seco, porém com um tecido de algodão embebido em água destilada.

III. Temperatura do Ponto de Orvalho (T_{PO})

É a temperatura na qual o ar úmido se torna saturado e o vapor de água presente no ar começa a se condensar, por um processo de resfriamento, mantendo constantes a pressão e o conteúdo de umidade.

IV. Conteúdo de umidade (w)

É a razão entre a massa de vapor de água e a massa de ar seco (kgVA/kgAS) em determinado volume de mistura.

V. Umidade relativa (UR)

É a razão entre a pressão parcial de vapor exercida pelas moléculas de água presente no ar (p_v) e a pressão parcial que o vapor teria se a mistura estivesse saturada (p_{vs}) para a mesma temperatura e pressão total de mistura. A umidade relativa varia seu resultado entre 0 e 1, portanto seu valor é obtido em termos de porcentagem, onde para $UR=0\%$ resulta em ar seco e $UR=100\%$ indica ar úmido saturado.

VI. Volume específico (v)

É a razão de entre o volume ocupado pela mistura, V , e a massa de ar seco presente na mesma, m_a , expresso em $m^3/kgAS$.

VII. Entalpia (H)

É a quantidade de energia interna em relação a um ponto de referência. A entalpia total da mistura, H , é dada através da teoria dos gases perfeitos, onde ela é obtida pela soma da entalpia do ar seco e a entalpia do vapor de água. Ela é expressa em kJ.

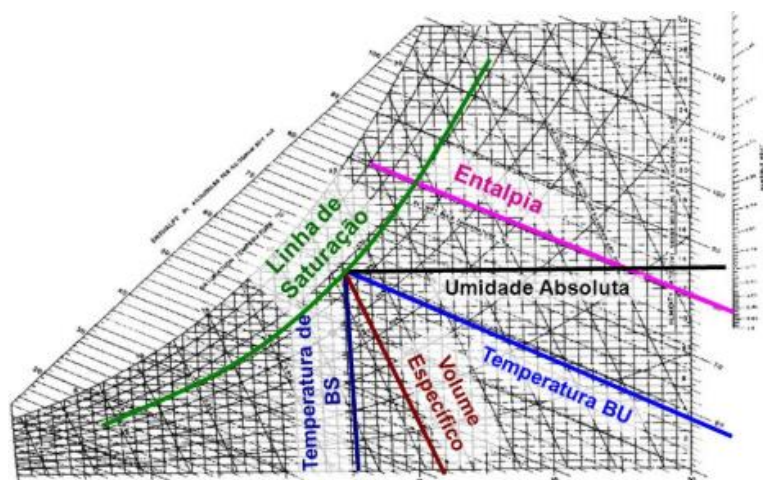
Já a entalpia específica da mistura, h , é obtida dividindo-se a entalpia total da mistura pela massa de ar seco e expressa em kJ/kgAS.

2.3.2. Carta Psicrométrica

A carta psicrométrica é um gráfico que permite determinar os estados e propriedades do ar úmido e obter o traçado de diversos processos psicrométricos, através do conhecimento de duas propriedades, no mínimo, que definem o ponto do estado no qual o ar se localiza para uma dada pressão barométrica. A carta também conhecida como diagrama psicrométrico ou ábaco psicrométrico.

A Fig. 2 indica o modo de utilizar o diagrama psicrométrico para uma pressão barométrica ao nível do mar, ou seja, de 101,325 kPa.

Fig. 2 - Indicação quanto ao modo de usar o diagrama psicrométrico.



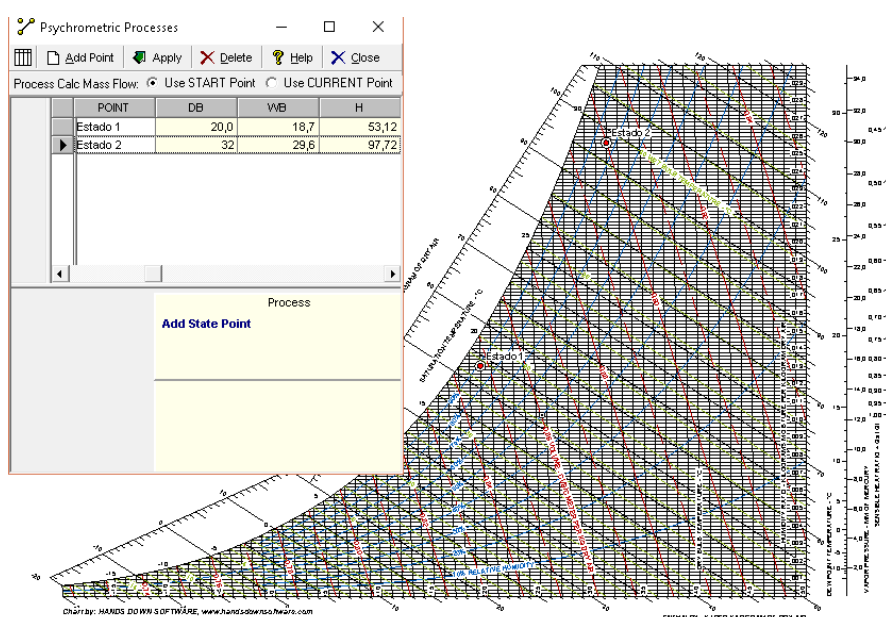
Fonte: SlideShare. Disponível em: <https://pt.slideshare.net/francisco50/psicometria-14911334>. Acessado em: 01/07/2019.

I. Software YORK HDPsyChart

O YORK HDPsyChart é um *software* gratuito que permite encontrar de forma rápida e eficiente o estado e as propriedades psicrométricas a partir da inserção de duas propriedades. O *software* fornece os resultados nas unidades do sistema internacional e do sistema inglês.

A Fig. 3 apresenta um exemplo do uso deste software para encontrar um ponto de estado a partir da inserção das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido.

Fig. 3 – Interface do Software YORK HDPsyChart



Fonte: *print screen* da aplicação no sistema operacional Windows 10, (2019).

2.4. Calorímetro psicrométrico

O calorímetro psicrométrico é um aparelho que tem a finalidade de determinar a capacidade de refrigeração e aquecimento de um condicionador de ar através das medições de vazão de ar e das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido nas entradas e saídas do condensador e do evaporador.

Para a medição de vazão de ar e temperatura de bulbo seco e de bulbo úmido, o aparelho deve possuir uma câmara plena com a finalidade de medir especificamente essas variáveis. Através dessas determinações é possível, então, ser feito o cálculo da capacidade de refrigeração ou aquecimento do aparelho, que, segundo a norma, é determinada pela diferença de entalpia entre o lado do ar de insuflação e o lado de retorno no ambiente interno do calorímetro. Já essas entalpias são determinadas através das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar, relacionando-as em tabelas ou diagramas psicrométricos.

2.4.1 Cálculo da potência de refrigeração ou aquecimento

A potência de refrigeração ou aquecimento de uma máquina, também conhecida como capacidade de refrigeração ou aquecimento, é determinada através da Eq. 1.

$$q_t = \left(\frac{\dot{V}}{v} |h_{\text{entrada evap}} - h_{\text{câmara plena}}| + q_{\text{ganho}} \right) \quad (1)$$

Onde:

q_t : capacidade total de refrigeração ou aquecimento, [kJ/s];

\dot{V} : vazão volumétrica de ar através do medidor de vazão, [m³/s];

v : volume específico do ar no medidor de vazão, [m³/kg];

$h_{\text{entrada evap}}$: entalpia de entrada do evaporador ou de retorno do ar, [kJ/kgAS];

$h_{\text{câmara plena}}$: entalpia na câmara plena ou de insuflação do ar, [kJ/kgAS];

q_{ganho} : calor de perdas na câmara plena entre a saída do condicionador até o ponto onde são tomadas as temperaturas, [kJ/s].

I. Vazão volumétrica do medidor de vazão

A determinação da vazão volumétrica que passa pelo bocal se dá através da Eq. 2.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (2)$$

Onde:

\dot{V} : vazão volumétrica de ar através do bocal, [m³/s];

\dot{m} : vazão mássica de ar através do bocal, [kg/s];

ρ : massa específica do ar na temperatura em que se encontra, [kg/m³].

Já o cálculo da vazão mássica (\dot{m}), para o medidor de vazão utilizado, que é o bocal, é dado pela Eq. (3).

$$\dot{m} = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta p \rho} \quad (3)$$

Onde:

C : Coeficiente de descarga do bocal, [-];

β : relação de diâmetros, [-];

ε : fator de expansão, [-];

d : diâmetro da garganta do bocal, [m];

Δp : diferença de pressão, [Pa];

ρ : massa específica na temperatura do ar de insuflação, [kg/m³].

A relação de diâmetros é a razão entre o diâmetro da garganta do bocal e o diâmetro da tubulação ($\frac{d}{D}$). Porém, se a tubulação não possui seção transversal circular, o mesmo deve ser calculado pelo diâmetro hidráulico (D_h). A Eq. 4 apresenta o equacionamento do diâmetro hidráulico para uma seção qualquer.

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (4)$$

Onde:

A : área da seção transversal qualquer, [m²];

P : perímetro molhado da seção transversal qualquer, [m];

Para descobrir o coeficiente de descarga do bocal, o mesmo pode ser calculado de duas maneiras. Para Reynolds da tubulação a montante pela Eq. 5 e para Reynolds na garganta pela Eq. 6.

$$C = 0,9965 - 0,0065\beta^{0,5} \left(\frac{10^6}{Re_{D_h}} \right)^{0,5} \quad (5)$$

$$C = 0,9965 - 0,00653 \left(\frac{10^6}{Re_d} \right)^{0,5} \quad (6)$$

Onde:

Re_{D_h} : número de Reynolds para o diâmetro hidráulico da tubulação, [-];

Re_d : número de Reynolds para o diâmetro da garganta do bocal, [-].

O fator de expansão ou expansibilidade (ε) é obtido através da Eq. 7.

$$\varepsilon = \left[\left(\frac{k\tau^{\frac{2}{k-1}}}{k-1} \right) \left(\frac{1-\beta^4}{1-\beta^4\tau^{\frac{2}{k}}} \right) \left(\frac{1-\tau^{k-1/k}}{1-\tau} \right) \right]^{1/2} \quad (7)$$

Onde:

k : expoente isoentrópico do fluido, [-];

τ : relação de pressões ($\frac{p_2}{p_1}$), [-].

Já a variação de pressão é dada a partir da Eq. 8.

$$\Delta p = \rho g \Delta h \quad (8)$$

Onde

ρ : massa específica do fluido manométrico, [kg/m³];

g : gravidade, [9,81 m/s²];

Δh : diferença de altura do fluido, [m].

II. Ganho de calor

Deve-se considerar o ganho de calor uma vez que o ar tem a sua temperatura elevada durante a trajetória entre a saída do condicionador de ar (entrada da câmara plena) e o local onde são realizadas medidas de temperatura (câmara plena). Esse ganho é determinado a partir da Eq. 9.

$$q_{ganho} = K(T_{bsTemp.ambiente} - T_{bscâmara plena}) \quad (9)$$

Onde:

q_{ganho} : quantidade de calor ganho, [kJ/s];

K : coeficiente experimental de perda de calor na câmara plena no trecho mencionado, [kJ/s°C];

$T_{bsTemp.ambiente}$: temperatura de bulbo seco do ambiente ao redor da câmara plena, [°C];

$T_{bscâmara plena}$: temperatura de bulbo seco no ponto normal de medida, [°C].

Por sua vez o coeficiente experimental de transmissão de calor é determinado a partir da Eq. 10.

$$K = \frac{\dot{V}}{v} * \left| \frac{h_{câmara plena} - h_{entrada da câmara plena}}{T_{bsTemp. ambiente} - T_{bscâmara plena}} \right| \quad (10)$$

Onde:

\dot{V} : vazão volumétrica de ar através do bocal, [m³/s];

v : volume específico do ar no bocal, [m³/kgAS];

$h_{câmara plena}$: entalpia do ar no ponto normal de medida, [kJ/kgAS];

$h_{entrada da câmara plena}$: entalpia do ar na entrada da câmara plena, [kJ/kgAS];

$T_{bsTemp. ambiente}$: temperatura de bulbo seco do ambiente ao redor da câmara plena, [°C];

$T_{bscâmara plena}$: temperatura de bulbo seco no ponto normal de medida, [°C].

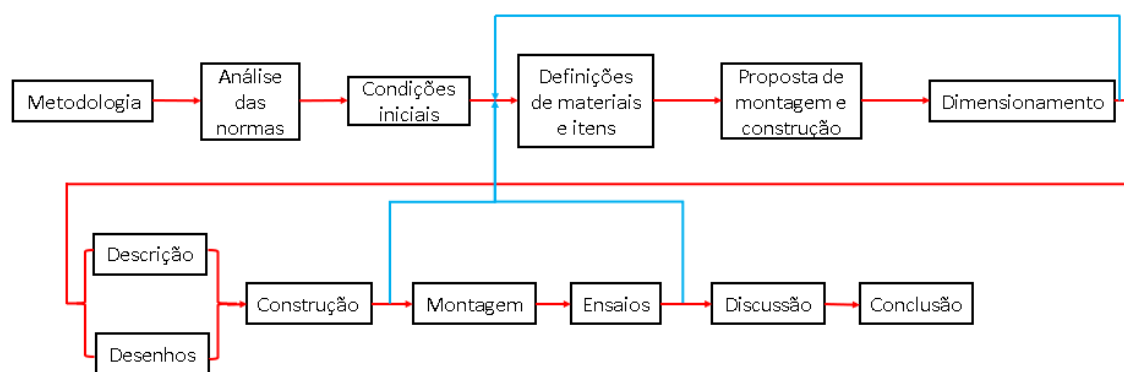
3. METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentado o planejamento desenvolvido para a construção do calorímetro, conforme as normas não vigentes ABNT-NBR 13033 (1993), ABNT-NBR 5882 (1983) e ABNT-NBR 5858 (1983), sendo descritos os materiais e equipamentos que são utilizados, juntamente, com a descrição da realização dos experimentos.

Os experimentos foram desenvolvidos no Laboratório de Sistemas Fluidomecânicos da Fundação Universidade Federal do Pampa (UNIPAMPA) do campus de Alegrete.

A Fig. 4 demonstra a metodologia utilizada no presente trabalho.

Fig. 4 - Fluxograma de metodologia.



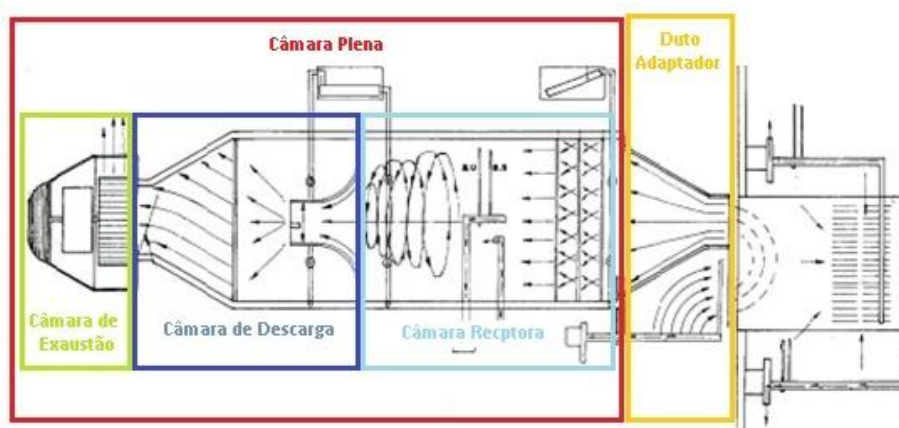
Fonte: própria autoria (2019).

3.1. Proposta de montagem do calorímetro psicrométrico

Seguindo o objetivo do trabalho, o qual é construir um aparelho compacto, de baixo custo e fácil manuseio, decidiu-se desenvolver um aparato em módulos com a finalidade de não ocupar muito espaço quando o equipamento não estiver em operação e que, também, seja de fácil montagem quando for necessário utilizar o mesmo. Outro objetivo é que seja possível a adição de novos módulos para algum trabalho futuro referente a alguma disciplina ou até mesmo trabalho de conclusão de curso.

Conforme a norma ABNT-NBR 5882(1983), o calorímetro psicrométrico é seccionado em duas partes definidas como: duto adaptador, o qual tem a função de unir a saída do evaporador do condicionador de ar com o restante do calorímetro; e a câmara plena, a qual tem a função de medir a vazão e as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar recirculado pelo condicionador de ar em ensaio. Já por sua vez a câmara plena se divide em três partes apresentadas na Fig. 5, chamadas: câmara receptora, câmara de descarga e câmara de exaustão.

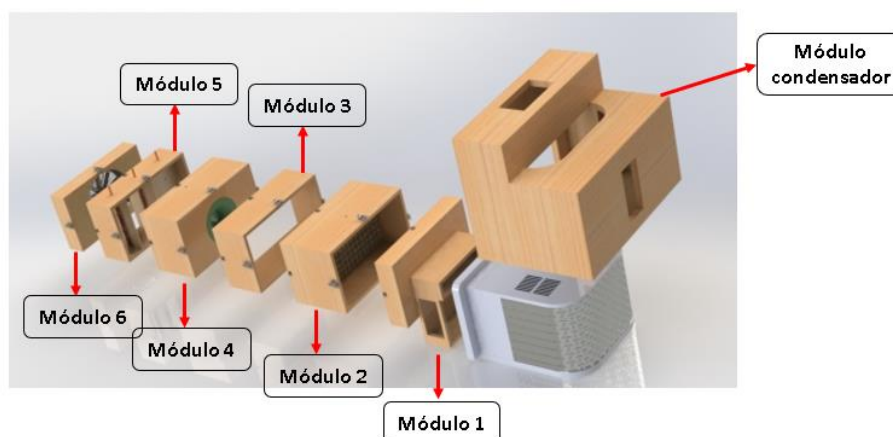
Fig. 5 - Seções do calorímetro.



Fonte: Adaptado de ABNT-NBR 5882 (1983)

A seguir é apresentada a proposta de montagem, onde são especificadas as características técnicas e as finalidades de cada módulo do calorímetro psicrométrico do presente trabalho.

Fig. 6 - Calorímetro psicrométrico.



Fonte: própria autoria (2019).

3.1.1 Módulo 1

O módulo 1, conforme a Fig. 7, é o duto adaptador. Tem a finalidade de ligar o condicionador de ar com o calorímetro. Serve também como suporte para os medidores de temperatura.

Fig. 7 - Duto adaptador.



Fonte: própria autoria (2019).

3.1.2 Módulo 2

O módulo 2, conforme a Fig. 8, é composto de uniformizadores de ar. Tem a finalidade de transformar o escoamento turbulento que sai do condicionador num escoamento o mais uniforme possível para que as medições de temperatura tenham uma melhor precisão.

Fig. 8 - Módulo com uniformizadores de ar.

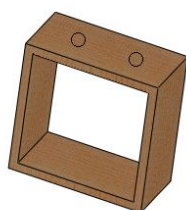


Fonte: própria autoria (2019).

3.1.3 Módulo 3

O módulo 3 tem o objetivo de medir a temperatura do ar insuflado pra dentro do calorímetro. Ele é composto de uma caixa com dois termopares conectados a um *Data Logger*, com a finalidade de captar e registrar as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar.

Fig. 9 - Módulo para medições de temperaturas.



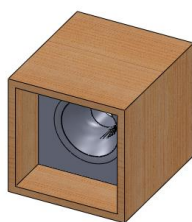
Fonte: própria autoria (2019).

3.1.4 Módulo 4

O módulo 4, conforme a Fig. 10, tem a finalidade de medir a vazão do ar que passa através da câmara plena. Ele é composto de um bocal o qual possui manômetros permitindo a medição da diferença de pressão causada pelo medidor de vazão.

Os manômetros possuem sua tomada a uma distância de D (a montante) e a $D/2$ (a jusante).

Fig. 10 - Módulo para medição de vazão de ar.



Fonte: própria autoria (2019).

3.1.5 Módulo 5

O módulo 5, conforme mostrado na Fig. 11, é composto por palhetas que tem a finalidade de controlar o fluxo de ar que passa no interior do calorímetro, tendo conexão direta com o módulo 6.

Fig. 11 - Módulo para controle de vazão.



Fonte: própria autoria (2019).

3.1.6 Módulo 6

O módulo 6, mostrado na Fig. 12, é a chamada câmara de exaustão. Tem a finalidade de auxiliar na retirada do ar no interior do calorímetro caso o gerador de fluxo do condicionador de ar não dê conta devido às perdas presentes no interior do calorímetro.

Fig. 12 - Câmara de exaustão.



Fonte: própria autoria (2019).

3.1.7 Câmara do Condensador

No presente trabalho, decidiu-se construir um suporte com dois orifícios, sendo um na entrada e outro na saída de ar do condensador. A finalidade é obter as medidas de temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do condensador de forma simples. A Fig. 13 demonstra o módulo para as tomadas de medição de temperatura.

Fig. 13 - Módulo do condensador.



Fonte: própria autoria (2019).

3.2. Proposta de construção do calorímetro psicrométrico

A construção do calorímetro é baseada nas normas citadas no item 3.

Nesta seção são apresentados os meios utilizados para as medições, o motivo da escolha, além dos materiais utilizados para a construção. A proposta de construção é mostrada separadamente a seguir.

3.2.1. Módulos e uniformizador de fluxo

As normas utilizadas para a construção do calorímetro não descrevem o tipo de material que deve ser utilizado para o desenvolvimento da carcaça do aparelho.

Sendo assim, o material escolhido é o MDF (*Medium Density Fiberboard*) de 15 milímetros de espessura, o qual possui um custo relativamente barato e é de fácil manuseio, comparado a uma placa metálica, por exemplo.

Já para o desenvolvimento do uniformizador de fluxo, optou-se por um MDF de 3 milímetros de espessura, o qual é um material bem maleável de se trabalhar.

3.2.2. Instrumentos para medição

Basicamente o calorímetro psicrométrico necessita da medição de 3 fatores sendo eles: temperatura, pressão e vazão. Nesta seção são expostos os instrumentos utilizados para a realização dessas medições e o material no qual o calorímetro foi construído.

I. Instrumento para medir temperatura

Para a medição das temperaturas, escolheu-se o termopar do tipo “k” como sensor, uma vez que o valor da temperatura é de fácil obtenção devido ao sistema de aquisição de dados utilizado para a captação de informações.

Foram dispostos aos pares, com um termopar medindo a temperatura de bulbo seco e o outro a temperatura de bulbo úmido do ar no local em que estão posicionados. Ressalta-se que o termopar responsável pela medição de temperatura de bulbo úmido é envolvido por uma mecha de algodão, a qual é embebida em água antes de sua medição.

Fig. 14 - Termopares utilizados.



Fonte: própria autoria (2019).

A seleção desses termopares se dá pelo fato de terem sido disponibilizados pelo grupo de pesquisa EIRE da engenharia Elétrica da UNIPAMPA, e serem um dos tipos padrão.

O sistema de aquisição de dados utilizado é o *Agilent 34970A Data Acquisition*, mostrado na Fig. 15, com capacidade de 120 canais e com visor interativo integrado. Para captação e armazenamento de dados utiliza-se o auxílio do *software Agilent BenchLink Data Logger 3*, que permite o acompanhamento dos dados em tempo real e que após o teste permite armazená-los na forma de planilha eletrônica, podendo ser tratados em um outro *software*.

Fig. 15 - Agilent 34970A Data Acquisition.



Fonte: própria autoria (2019).

A seleção desse *Data Logger* é devido ser um equipamento do Laboratório de Metrologia e Instrumentação da UNIPAMPA.

Para a captação de dados, a configuração desenvolvida foi a cada 3 segundos obter um resultado para os doze canais de medição de temperatura, dos quais seis são de bulbo seco e seis de bulbo úmido.

II. Instrumento para medir pressão

Para a medição da pressão escolheu-se o manômetro de coluna líquida vertical modelo Série TJ 150, da marca KIMO, cedido pelo Laboratório de Aerodinâmica e Transferência de Calor da universidade. A Fig. 16 apresenta o modelo utilizado.

Fig. 16 - Manômetro de coluna d'água.



Fonte: própria autoria (2019).

As especificações do manômetro, são apresentadas no Quadro 1.

Quadro 1 - Especificações manômetro.

Temperatura de uso (recomendada pelo fabricante)	Mínima: 5°C
	Máxima: 30°C
Pressão estática máxima	6 bars = 600000 Pa
Faixa mensurável	0-150 mm

III. Instrumento para medir volume e a vazão de ar

Para a medição da vazão de ar no calorímetro, escolheu-se o medidor de vazão do tipo bocal.

Para a construção, optou-se pelo copolímero ABS (*Acrylonitrile Butadiene Styren*). A escolha desse material é devido à possibilidade de construir o bocal em uma impressora 3D, o qual é um processo de manufatura barato e rápido se comparado à manufatura de um bocal em alumínio, por exemplo.

3.3. Ensaios

Após a montagem do aparato, o objetivo do aparelho é realizar ensaios com a finalidade de determinar a capacidade de refrigeração do condicionador de ar da marca Consul modelo CCI07DBBNA, o qual possui uma potência de refrigeração de 7500 BTU/h (2,20 kW).

Para a realização dos ensaios, colocou-se o calorímetro no interior do Laboratório de Metrologia e Instrumentação da Universidade. A intenção é variar a temperatura ambiente dos testes, uma vez que, existe essa possibilidade, devido à sala possuir um condicionador de ar split. No total, foram realizados dois testes com temperaturas ambientes diferentes.

O primeiro ensaio realizado teve como temperatura ambiente de bulbo seco 26°C. A duração do ensaio foi dependente do tempo de estabilização das temperaturas nos termopares.

Já o segundo ensaio realizado teve como temperatura ambiente de bulbo seco 29°C. O tempo de duração para esse teste também foi dependente estabilização das temperaturas nos termopares.

Os ensaios foram realizados em 14 de junho de 2019 e os resultados preliminares deles são comentados e discutidos na seção 5.

4. Projeto e Execução

Todo trabalho deve existir um projeto para ser devidamente executado. Nesta seção é apresentado como foram projetadas e desenvolvidas as partes construídas do calorímetro.

4.1. Dimensionamento

I. Câmara Plena

O primeiro passo é dimensionar os itens presentes no interior da câmara plena. A presente seção é constituída de um túnel, um laminador de fluxo, um bocal e uma câmara de exaustão.

A seguir é descrito o dimensionamento de cada item separadamente.

a) Túnel

A construção do túnel se dá a partir da vazão de insuflação de ar do condicionador de ar. O condicionador escolhido, conforme já mencionado, é o modelo CCI07DBBNA da marca Consul, o qual possui vazão de ar de 330 m³/h, porém como o aparelho é usado, optou-se por fazer uma avaliação da vazão na área de saída do ar de insuflação.

Primeiramente, é necessário fazer algumas considerações que, em condições reais, não são realizadas, porém são feitas para simplificar a resolução dos cálculos.

A primeira consideração é dizer que o fluido escoar em regime permanente. A segunda é supor que o escoamento está completamente desenvolvido. A terceira consideração é expressar que o escoamento do ar está em regime incompressível. Isso acontece, segundo Çengel e Cimbala (2007), porque quando o número de Mach do escoamento do fluido é menor que 0,3 ($M_a < 0.3$), tem-se um escoamento incompressível.

Feitas essas considerações é possível calcular a vazão a partir da Eq. 11, mostrada a seguir.

$$\dot{V} = v_{\text{média}} * A_t \quad (11)$$

Onde:

\dot{V} : Vazão, [m³/s];

$v_{\text{média}}$: Velocidade média, [m/s];

A_t : Área da seção transversal, [m²].

O primeiro passo então pra encontrar a nova vazão é descobrir a velocidade livre (sem duto) de saída do ar de insuflamento. Para isso utilizou-se do auxílio de um termomemômetro, modelo TAVR-650 da marca Instrutherm. Como a velocidade não é constante no decorrer da área foram realizadas três tomadas de medição de velocidade em posições diferentes.

A Fig. 17 apresenta as posições de onde foram realizadas as tomadas das medições da velocidade do ar. Os valores de velocidades encontrados são apresentados no Quadro 2. Ressalta-se que para essa medição se utilizou a rotação máxima do motor para movimentar o ventilador axial.

Fig. 17 - Posição das tomadas de velocidade na saída do evaporador.



Fonte: própria autoria (2019).

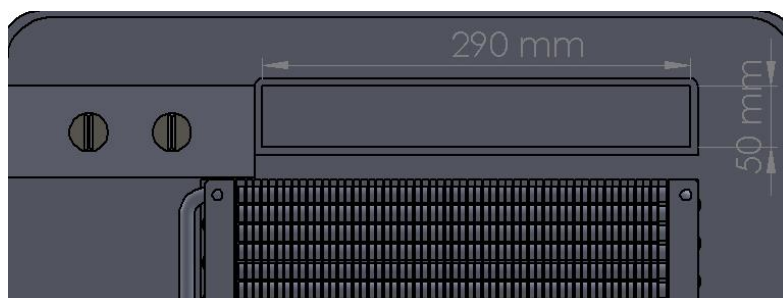
Quadro 2 - Valores de velocidade em cada posição na saída do evaporador.

Posição	Velocidade (m/s)
1	5,0
2	6,0
3	6,5

A partir das medições das três velocidades, calculou-se então uma velocidade média, resultando no seguinte valor: $v_{\text{média}} = 5,83$ m/s.

O segundo passo é descobrir qual a área de seção transversal da saída do ar de insuflamento. As dimensões da seção transversal são descobertas a partir da medição da mesma com um paquímetro. A Fig. 18 mostra as dimensões da área de saída do ar de insuflamento sendo possível calcular a área da seção transversal resultando no seguinte valor $A_t = 0,0145$ m².

Fig. 18 - Dimensões da seção transversal da saída do ar de insuflação.



Fonte: própria autoria (2019).

Considerando a Eq. 11, juntamente com os resultados da velocidade e da área da seção transversal da saída do ar de insuflamento, tem-se que o resultado da nova vazão teórica é de $\dot{V} = 0,084535 \text{ m}^3/\text{s}$.

Para a construção do túnel, a norma define que em seu interior a velocidade do ar deve ser de $0,77 \text{ m/s}$.

Sabendo a vazão mássica é conservada no interior do calorímetro, juntamente, considerando que o escoamento está em regime permanente e é incompressível, tem-se o seguinte equacionamento mostrado pela Eq. 12.

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_2 \rightarrow v_1 A_{t_1} = v_2 A_{t_2} \quad (12)$$

Considerando que a velocidade no interior do túnel tem de ser $v_2=0,77 \text{ m/s}$, tem-se então que a $A_{t_2}=0,110359\text{m}^2$. Tendo por base que a área de seção transversal do túnel é retangular, e que o valor da base tenha uma dimensão arbitrada de $0,443\text{m}$, obtém-se uma altura (h) do calorímetro igual $0,25\text{m}$.

A Fig. 19 apresenta a seção transversal do túnel, juntamente, com as suas respectivas dimensões calculadas.

Fig. 19 - Dimensões da seção transversal do túnel.



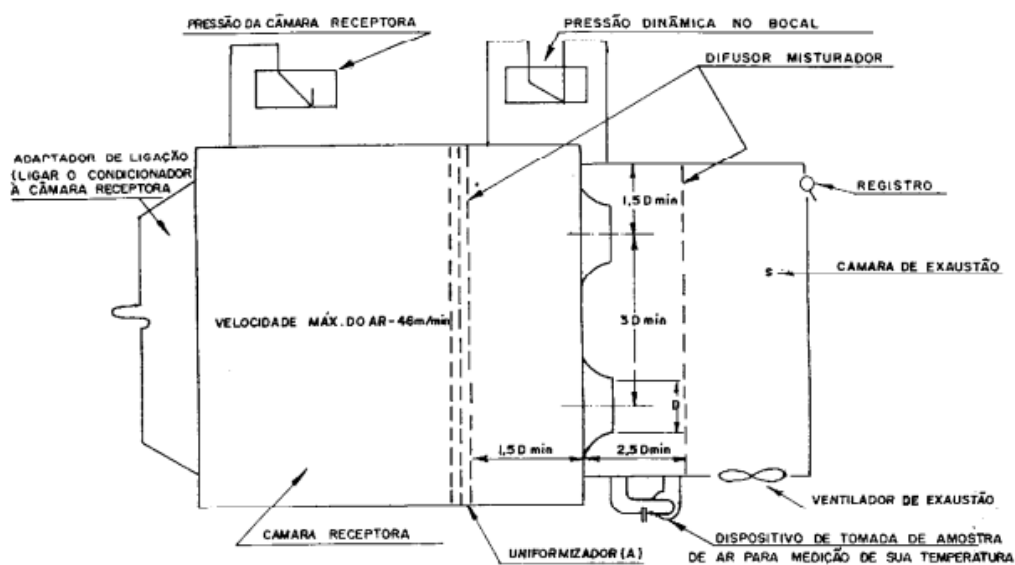
Fonte: própria autoria (2019).

A determinação dos comprimentos de cada módulo, apresentada no Quadro 3, é baseada na Fig. 20.

Quadro 3 - Comprimento dos módulos.

Módulo	Comprimento [m]
1	0,06
2	0,225
3	0,167
4	0,25
5	0,15
6	0,08

Fig. 20 - Características construtivas das câmaras.



Fonte: Adaptado de ABNT-NBR 5882 (1983).

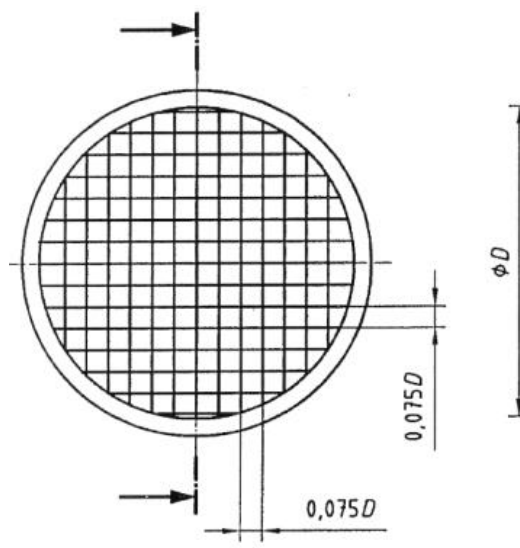
b) Uniformizadores de Ar

Para dimensionar o uniformizador, primeiro deve-se escolher o modelo do mesmo. O modelo selecionado foi o de tipo AMCA, que consiste em uma colmeia com malhas quadradas, cujas dimensões são apresentadas na Fig. 21. Sua instalação deve ser a montante do bocal.

Para o cálculo de dimensionamento da distância de cada interseção, utiliza-se a Eq. 4 para descobrir o diâmetro hidráulico da seção transversal retangular. O valor do diâmetro hidráulico encontrado é de 0,32 m.

A partir disso, utilizando a Fig. 21, tem-se que as interseções possuem uma distância de 24 milímetros entre si. O comprimento utilizado foi de 40 milímetros, não atendendo a norma.

Fig. 21 - Característica construtiva do retificador AMCA.

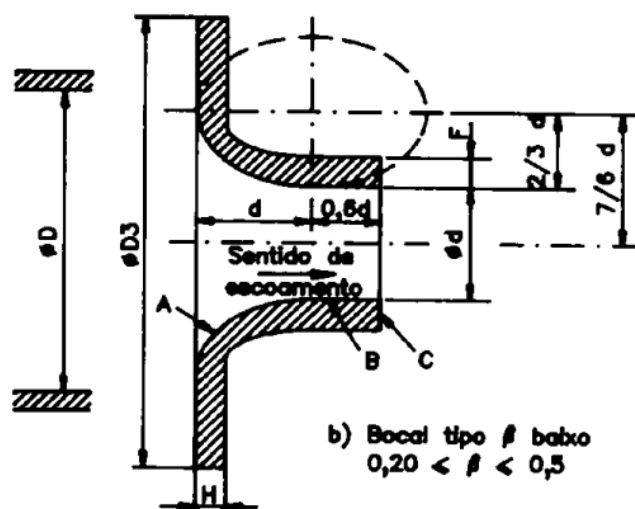


Fonte: adaptado de ABNT-NBR-ISO 5167-1 (2008).

c) Bocal

Para dimensionar o bocal, o primeiro passo é descobrir qual é o tipo de bocal abordado pela ABNT-NBR-5882 (1983). Ao consultar a norma ABNT-NBR-ISO 5167-1 (1994), percebe-se que o medidor de vazão em questão é o chamado bocal de raio longo (*ASME*) do tipo baixa relação de diâmetros (β) ou de (β) reduzido, onde a relação de diâmetros é definida entre $0,20 \leq \beta \leq 0,50$. A Fig. 22 apresenta o bocal de raio longo de (β) reduzido onde a seção *A* é chamada de seção convergente, a seção *B* é chamada de garganta cilíndrica e a seção *C* é chamada de saída plana.

Fig. 22 - Característica construtiva do bocal.



Fonte: adaptado de ABNT-NBR-ISO 5167-1 (2008).

Em concordância com a norma, Delméé (1982), em sua obra, descreve que a parte convergente do bocal tem de ter uma forma de $\frac{1}{4}$ de elipse, sendo que a distância do centro da elipse ao eixo de revolução deverá ser de $(7/6)*d$, além de que o eixo maior da elipse deverá ser paralelo ao eixo de revolução. O autor também comenta que o valor da metade do eixo maior deverá ser igual a d e que o valor da metade do eixo menor deverá ser igual a $(2/3)*d$. Já a norma ABNT-NBR-ISO 5167-1 (1994) complementa, em seu texto, que o perfil da seção convergente deve ser verificado através de um gabarito, e acrescenta que a garganta do bocal deve ter um diâmetro de seção transversal d e um comprimento de $0,6*d$.

A norma também enfatiza que para o uso desse tipo de bocal devem-se respeitar os seguintes limites de utilização citados a seguir, para assim poderem ser calculados os coeficientes desse medidor de vazão.

$$50\text{mm} \leq D \leq 630;$$

$$0,20 \leq \beta \leq 0,50;$$

$$10^4 \leq Re_d \leq 10^7;$$

Destaca-se que a garganta do bocal deve descarregar o ar a uma velocidade não inferior a 15 m/s.

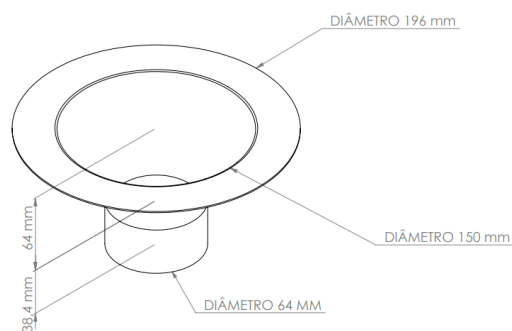
Portanto, para calcular o seu diâmetro de saída, utilizou-se a Eq. 12. Sabendo que $\dot{V}=0,084535 \text{ m}^3/\text{s}$ e a $v_2=15\text{m/s}$, tem-se,

$$A_{t_2} \cong 0,005636\text{m}^2.$$

Sabendo que a área de saída do bocal é circular, observada por inspeção visual, obtém-se que o diâmetro da garganta (d) do bocal é de, aproximadamente, 0,084m. Conforme o bocal foi produzido por uma impressora 3D, suas dimensões tiveram de ser ajustadas para caber na mesa da impressora. Portanto, utilizou-se um diâmetro de 0,064m. Ressalta-se que para esse bocal de diâmetro menor os limites de utilização também são respeitados.

Posteriormente a escolha do diâmetro da garganta do bocal, é possível então determinar o restante das suas dimensões de acordo com que o que já foi descrito nessa seção e com a característica construtiva mostrada na Fig. 22. Portanto, a Fig. 23 apresenta o desenho do bocal e a suas dimensões.

Fig. 23 - Diâmetro do bocal.



Fonte: própria autoria (2019).

Ressalta-se que a posição do medidor de vazão deve obedecer a uma distância, do centro do bocal para as periferias das paredes adjacentes, de no mínimo um diâmetro e meio da garganta do bocal.

i. Tomadas da diferença de pressão

Segundo a norma, bocais de raio longo e reduzida relação de diâmetros devem possuir tomadas de pressão ser do tipo D , a montante, e $D/2$, a jusante.

Em resumo, no lado a montante, a distância da linha de centro da tomada de pressão até a face de entrada do bocal tem de ser de 1 diâmetro da tubulação, ou seja, $1D$. Portanto, a distância escolhida no trabalho para a tomada a montante foi de 319,62 milímetros, que é o diâmetro hidráulico da seção transversal do túnel.

Já no lado a jusante, a distância da tomada de pressão é nominalmente de meio diâmetro da tubulação, ou seja, 159,81mm (metade do diâmetro hidráulico da seção).

Vale-se destacar que, para as tomadas de pressão do tipo D e $D/2$, a distância tanto da tomada a montante quanto da tomada a jusante, é medida a partir da face de entrada do bocal até a linha de centro da referida tomada.

Para conectar o calorímetro e a mangueira do manômetro, utilizou-se conexões hidráulicas (nipples) de 12,7 milímetros de diâmetro externo e de 41,6 milímetros de comprimento de rosca.

d) Câmara de exaustão

Como auxílio, tem-se como primeiro passo para a construção da câmara definir qual conjunto moto-ventilador será utilizado nesta seção. Após a escolha do gerador de fluxo, o objetivo é analisar se há necessidade da utilização do mesmo.

Foi selecionado o ventilador do tipo axial modelo Rax 2 I da empresa VENTSILVA. A escolha se deu pela disponibilidade do conjunto no Laboratório de Sistemas Fluidomecânicos da universidade. As especificações do modelo estão presentes no anexo A.

Após instalado o moto-ventilador na câmara e de montado o calorímetro inteiro, liga-se os geradores e, pelo termo-anemômetro, verifica-se qual a velocidade na entrada e na saída do calorímetro. Conhecendo as áreas de entrada e saída, através da Eq. 11, é possível estimar um valor aproximado da vazão que passa por cada orifício. Os resultados de velocidade, área e vazão são apresentados no Quadro 4.

Quadro 4 - Vazão na entrada e saída do calorímetro.

Local	Velocidade [m/s]	Área [m ²]	Vazão [m ³ /h]
Entrada	5,5	0,0119	235
Saída	2	0,0314	226

Com esses resultados práticos da vazão, realiza-se então cálculos teóricos para quantificar as perdas de carga presentes no interior do calorímetro. O valor da vazão utilizada para os cálculos é uma média, resultando em 230,5 m³/h. Destaca-se que a diferença de vazão pode ser ocasionada devido à incerteza na medição.

Para efetuação dos cálculos, realizou-se as mesmas considerações presentes no item (a) desta seção.

Utilizando a Fig. 24, deve-se encontrar a diferença de pressão total que o fluido precisa receber do ventilador para só deslocar do ponto A ao ponto B do volume de controle do calorímetro. Para isso, o fluido deve vencer, caso existam, o desnível da instalação, a diferença da velocidade de escoamento entre os pontos em questão, a diferença de pressão entre os dois pontos e a queda de pressão presente na tubulação e singularidades do sistema. Portanto essa diferença de pressão é definida, pelo princípio da conservação da energia, através da Eq. 13 mostrada a seguir.

$$\Delta p_{vent} = p_B - p_A + \rho \frac{(v_B^2 - v_A^2)}{2} + \gamma(z_B - z_A) + \Delta p_{p_{A,B}} \quad (13)$$

Onde:

Δp_{vent} : diferença de pressão total requerida pelo sistema, [Pa];

$p_B - p_A$: diferença de pressão entre os pontos B e A, [Pa];

$v_B^2 - v_A^2$: diferença da velocidade de escoamento entre os pontos B e A, [m/s];

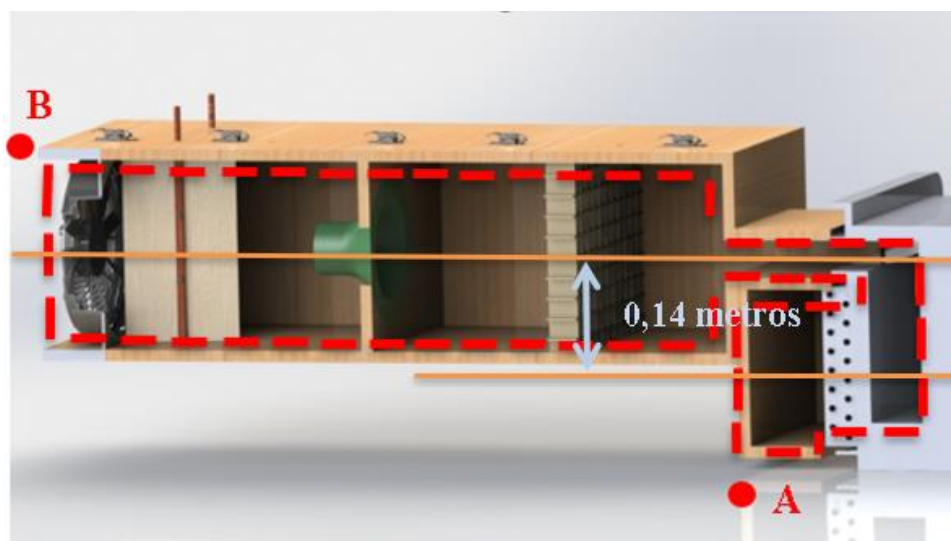
$z_B - z_A$: desnível da instalação entre os pontos B e A, [m];

$\Delta p_{p_{A,B}}$: perda de carga no interior da tubulação, [Pa];

γ : peso específico do fluido, [N/m³];

ρ : massa específica do fluido, [kg/m³].

Fig. 24 - Vista cortada do calorímetro.



Fonte: própria autoria (2019).

Para a quantificação das perdas de carga presentes no interior do calorímetro, utiliza-se os conceitos disponíveis na obra de Çengel e Cimbala (2007), onde o autor expressa que no interior de uma tubulação existem dois tipos de perdas conhecidas como: perda de carga distribuída e perda de carga localizada.

A perda de carga distribuída é a perda decorrente do atrito do fluido com o interior do túnel, sua equação é mostrada na Eq. 14.

$$H_{dis} = \sum f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g} \quad (14)$$

Onde:

H_{dis} : perda de carga distribuída [m];

f : fator de atrito de Darcy-Weisbach, [adimensional];

L : comprimento equivalente, [m];

D : diâmetro da seção transversal, [m];

v : velocidade média do escoamento, [m/s];

g : gravidade, [9,81 m/s²].

A perda de carga é expressada, normalmente, em metros, mas também pode ser definida com perda de pressão expressa em Pascal, através da seguinte equação.

$$\Delta p_{dis} = \rho g H_{dis} \quad (15)$$

Conforme visualizado na Eq. 14, para o cálculo da perda de carga distribuída, necessita-se primeiramente descobrir as variáveis presentes na equação. Para tal, as variáveis são definidas e mostradas no Apêndice A.

O Quadro 5 apresenta os valores de perda de carga das seções presentes no calorímetro em seus respectivos módulos e os valores das variáveis da Eq. 14.

Quadro 5 - Quantificação da perda de carga distribuída.

Seção		$\frac{\varepsilon}{D_h}$	v [m/s]	f	$\sum L$ [m]	H_{dis}	Δp_{dis}
Módulo 1	Entrada	0,002	5,5	0,025	0,36	0,053	0,63
	Saída	0,002	4,4	0,03	0,1	0,035	0,41
Módulo 2, 3, 4, 5 e 6		0,001	0,58	0,03	1,1	0,002	0,02

O outro tipo de perda é a perda de carga proveniente dos acessórios, reduções, entrada, entre outros itens presentes no interior do calorímetro, conhecida como perda de carga localizada. A equação a perda de carga localizada é apresentada através da Eq. 16.

$$H_{loc} = k_L \frac{v^2}{2g} \quad (16)$$

Onde:

k_L : coeficiente de resistência ou coeficiente de perda, [adimensional].

Para o cálculo dessa perda de carga, necessita-se, primeiramente, descobrir os coeficientes de perda representativos de cada item. Para tal fim, encontrou-se tais coeficientes a partir dos ábacos presentes no apêndice A.

O Quadro 6 apresenta os itens presentes do calorímetro com os valores de velocidade a qual o ar passar por eles, o coeficiente de perda e os resultados da perda de carga localizada em seu respectivo módulo.

Quadro 6 - Quantificação de perda de carga localizada.

Seção		Velocidade [m/s]	k_L	H_{loc} [m]	Δp_{loc} [Pa]
Módulo 1	Entrada	5,5	0,1	0,29	3,4
	Curva de 90°	0,8592	1,1	0,04	0,47
	Expansão	4,4	0,8	0,9	10,6
Módulo 2	Retificador AMCA	0,58	0,25	0,004	0,05
Módulo 4	Bocal	20	1	18,8	222,3
Módulo 5	Reguladores	0,58	0,2	0,01	0,12
Módulo 6	Redução	2	0,19	0,04	0,47

Somando as perdas de cargas localizadas com as perdas de cargas distribuídas, tem-se então o resultado de 20,17 metros, que em Pascal é em torno de 238 Pa.

Portanto, sabendo a perda de carga total no interior do calorímetro e considerando que:

$$z_A = 0$$

$$z_B = 0,14 \text{ m};$$

$$v_A = 5,5 \text{ m/s};$$

$$v_B = 2 \text{ m/s};$$

$$p_A = p_B = \text{pressão atmosférica};$$

$$\gamma = 1,205 \cdot 9,81 = 11,82 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}^2;$$

$$\rho = 1,205 \text{ kg/m}^3.$$

Obtém-se que a diferença de pressão total requerida pelo sistema é de 224,34 Pascal.

Encontrada a diferença de pressão total que o fluido precisa receber dos ventiladores, o próximo passo é determinar qual é a diferença de pressão total produzida pelo ventilador do condicionador.

Segundo Henn (2011), em sua obra, a diferença de pressão total produzida por um ventilador se dá através da Eq. 17 mostrada a seguir.

$$\Delta p_{vent} = \frac{P_e \cdot \dot{V}}{\eta_t} \quad (17)$$

Onde:

$\Delta p_{t_{vent}}$: diferença de pressão total produzida pelo ventilador, [Pa];

P_e : potência no eixo, [watts];

\dot{V} : vazão volumétrica do fluido em escoamento, [m³/s];

η_t : rendimento total do conjunto motor/ventilador, [adimensional].

Conforme a Eq. 17, deve-se descobrir a potência do eixo, juntamente com o rendimento do conjunto moto-ventilador.

Sabendo que a vazão do ventilador do condicionador é de 0,09167 m³/s (330 m³/h) e sua potência de eixo é de 61,3 W (1/12 CV), mostrada na placa do motor, apresentado no anexo A e considerando seu rendimento a partir de uma analogia mostrada no apêndice A, já que não foi possível encontrar o seu próprio rendimento, tem-se, a partir da Eq. 17, o resultado da diferença de pressão do ventilador, o qual é mostrado no Quadro 7.

Quadro 7 - Diferença de pressão fornecida pelos ventiladores.

	η_t	P_e [watts]	$\Delta p_{t_{vent}}$ [Pa]
Ventilador 1	0,2	61,3	133,74

Ao analisar a diferença de pressão fornecida pelo ventilador do condicionador de ar e a diferença de pressão requerida pelo sistema, verifica-se que há necessidade de se utilizar o ventilador da câmara de exaustão com a finalidade de suprir as perdas do interior do túnel.

4.2. Construção do calorímetro

A construção do calorímetro é mostrada seguindo todas as etapas ocorridas durante o processo.

O primeiro passo foi construir o duto adaptador do condicionador de ar e o calorímetro, o qual é mostrado na Fig. 26.

Já a Fig. 27 apresenta o estado final do módulo 2. Destaca-se nesse módulo a construção do laminador de ar construído com MDF de 3 milímetros de espessura.

A Fig 28. apresenta o módulo 3 construído.

O módulo 4 finalizado, representado na figura 29, possui uma tampa com o propósito de servir de suporte ao bocal. Ressalta-se que o bocal deve estar bem centrado neste módulo.

No módulo 5, ressalta-se as palhetas para o controle do fluxo de ar. A palheta é feita a partir de um compensado e possui um eixo de rotação. A Fig. 30 apresenta o módulo 5 pronto.

No módulo 6, destaca-se que o ventilador deve ser alinhado com a saída do bocal. A construção finalizada da câmara do condensador é apresentada na Fig. 32.

Para dar suportar aos módulos, construiu-se um berço a partir de perfis de aços disponíveis na Universidade. O berço é dividido em duas bancadas, onde a menor bancada possui uma altura de 700 milímetros e uma área de 700x800 milímetros. Já a maior bancada possui uma altura de 850 milímetros e uma área de 1100x700 milímetros. A estrutura do berço recebeu rodízios giratórios em cada pé com objetivo de facilitar a locomoção do calorímetro. A Fig. 33 apresenta a bancada de maior altura.

Fig. 25 - módulo 1 finalizado.



Fonte: própria autoria (2019).

Fig. 26 - Módulo 2 finalizado.



Fonte: própria autoria (2019).

Fig. 27 - Módulo 3 finalizado.



Fonte: própria autoria (2019).

Fig. 28 - Módulo 4 finalizado.



Fonte: própria autoria (2019).

Fig. 29 - Módulo 5 finalizado.



Fonte: própria autoria (2019).

Fig. 30 - Módulo 6 finalizado.



Fonte: própria autoria (2019).

Fig. 31 - Módulo do condensador.



Fonte: própria autoria (2019).

Fig. 32 - Bancada maior do calorímetro.



Fonte: própria autoria (2019).

4.3. Montagem

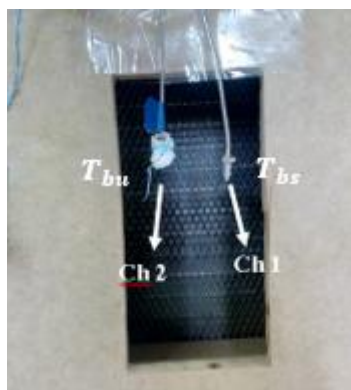
A montagem do equipamento se deu a partir do berço criado para o equipamento. O primeiro passo foi posicionar as mesas lado a lado. Após isso, colocou-se o condicionador de ar na bancada de menor altura. Em seguida, adicionou-se o módulo 1 conectando-o na saída do evaporador e na entrada do condensador. A partir disso, os módulos 2, 3, 4, 5 e 6 subsequentes foram posicionados e unidos um ao outro através dos fechos de pressão em cima da bancada de maior altura. O último módulo a ser adicionado foi o módulo do condensador posto na parte traseira do condicionador de ar.

Montada a estrutura do calorímetro, posicionou-se então o manômetro de coluna d'água conectando suas mangueiras em suas respectivas tomadas de pressão.

A disposição dos termopares se deu aos pares, onde se posicionou 1 par na entrada do evaporador, 1 par na câmara plena (módulo 3), 1 par na entrada do câmara plena (módulo 1), 1 par na entrada do condensador, 1 par na saída do condensador e 1 par numa cadeira para captação da temperatura de bulbo úmido e bulbo seco da temperatura ambiente.

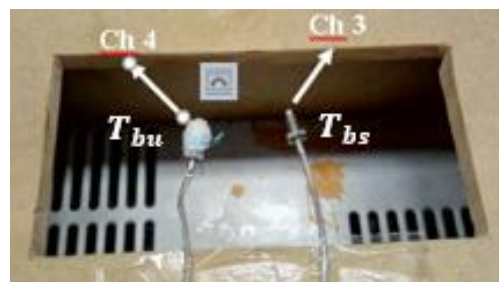
As Figs. 34, 35, 36, 37,38 e 39 apresentam a localidade de cada termopar e o canal representativo dele no *Data Logger*.

Fig. 33 - Termopares instalados na saída do condensador.



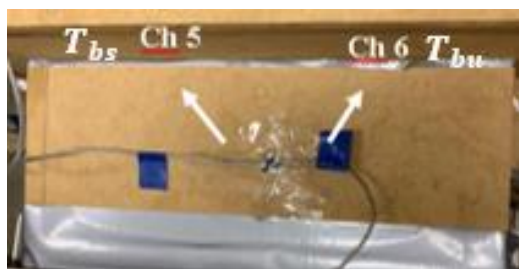
Fonte: própria autoria (2019).

Fig. 34 - Termopares instalados na entrada do condensador.



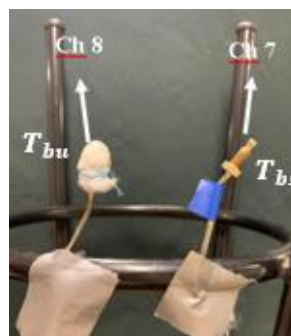
Fonte: própria autoria (2019).

Fig. 35 – Termopares instalados na entrada da câmara plena.



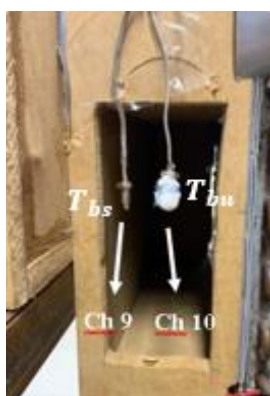
Fonte: própria autoria (2019).

Fig. 36 - Termopares instalados no pé da cadeira para a captação de temperatura ambiente.



Fonte: própria autoria (2019).

Fig. 37 - Termopares instalados na entrada do evaporador.



Fonte: própria autoria (2019).

Fig. 38 - Termopares instalados no interior da câmara plena (saída do evaporador ou ar de insuflamento).



Fonte: própria autoria (2019).

O calorímetro completamente montado é apresentado na Fig. 40.

Fig. 39 - Calorímetro montado.



Fonte: própria autoria (2019).

5. Resultados e discussão

Nesta seção são apresentados resultados preliminares dos ensaios realizados na data de 14 de junho de 2019, juntamente com a discussão dos mesmos.

O primeiro passo para determinar a capacidade de refrigeração dos ensaios é encontrar as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido da entrada e saída do evaporador de cada experiência.

Para tal fim, exigiu-se o auxílio do software *BenchLik Data Logger* de aquisição de dados da *Agilent*, o qual a partir do qual é possível encontrar tais temperaturas através da análise dos dados disponibilizados pelo programa. Para uma melhor visualização, os dados do ensaio foram tratados no *software Microsoft Office Excel* onde se construiu os gráficos de variação de temperatura de cada termopar pelo tempo do ensaio. Para a determinação do tempo de teste, considerou-se até as curvas de temperatura tornarem-se o mais estáveis possível, ou seja, até haver equilíbrio entre o meio e o termopar.

A análise gráfica é realizada a fim de facilitar o entendimento do que ocorre com as temperaturas e ajudar na visualização de onde as curvas estão mais estáveis.

5.1. Ensaio 1

O ensaio 1 foi realizado em uma temperatura ambiente com $T_{bs} = 26,2^{\circ}\text{C}$, $T_{bu} = 22,5^{\circ}\text{C}$, UR=73% e com a potência máxima do condicionador de ar.

I. Análise gráfica

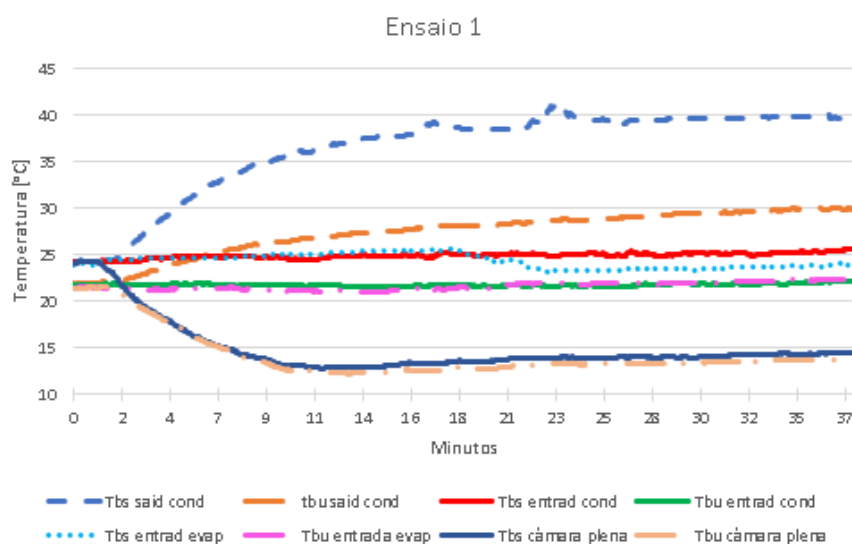
A Fig. 41 representa os valores de temperatura de bulbo seco e bulbo úmido dos oito termopares utilizados na entrada e na saída do condensador e do evaporador. Ao visualizar a imagem, é possível ver o momento em que o compressor do condicionador de ar é acionado fazendo curvas mais acentuadas para as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido das saídas do condensador e do evaporador. Percebe-se que após certo tempo tais curvas se estabilizam devido ao compressor permanecer ligado. Com essa estabilização, é possível determinar os valores de temperaturas do ar insuflado no calorímetro e do ar de retorno na entrada do evaporador.

No gráfico também é possível perceber que as temperaturas de bulbo seco partem todas, praticamente, da mesma temperatura, caso que também ocorre para as temperaturas de bulbo úmido.

Já para as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido nas entradas do condensador e do evaporador é possível ver que há uma certa constância no gráfico devido ao ar que entra estar à temperatura ambiente.

As alterações perceptíveis na curva do $T_{bs\text{said}\text{ cond}}$ são devidas ao deslocamento do termopar.

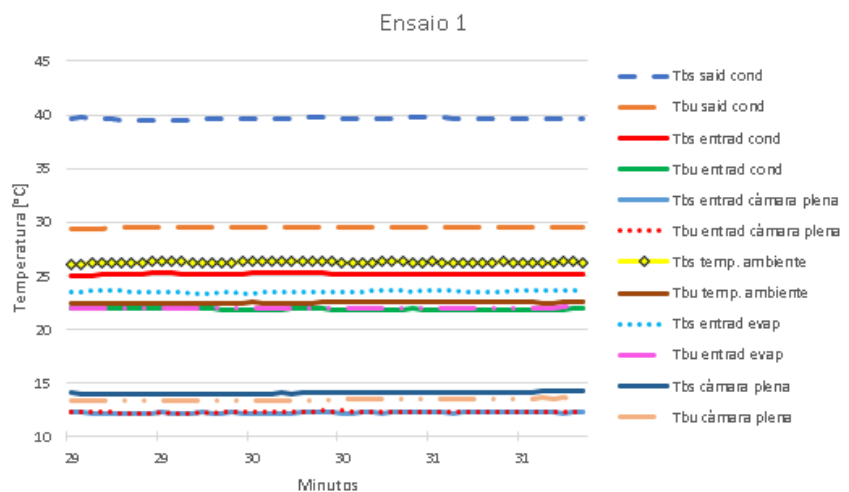
Fig. 40 – Gráfico de temperaturas do ensaio 1.



Fonte: própria autoria (2019).

A Fig. 42 apresenta as curvas dos 12 termopares no momento em que as temperaturas estão relativamente estáveis. As temperaturas escolhidas para o cálculo da potência de refrigeração são a partir dos 29 minutos no horário de 14:58:40 do dia 14/06/2019.

Fig. 41 – Região estável das temperaturas do ensaio 1

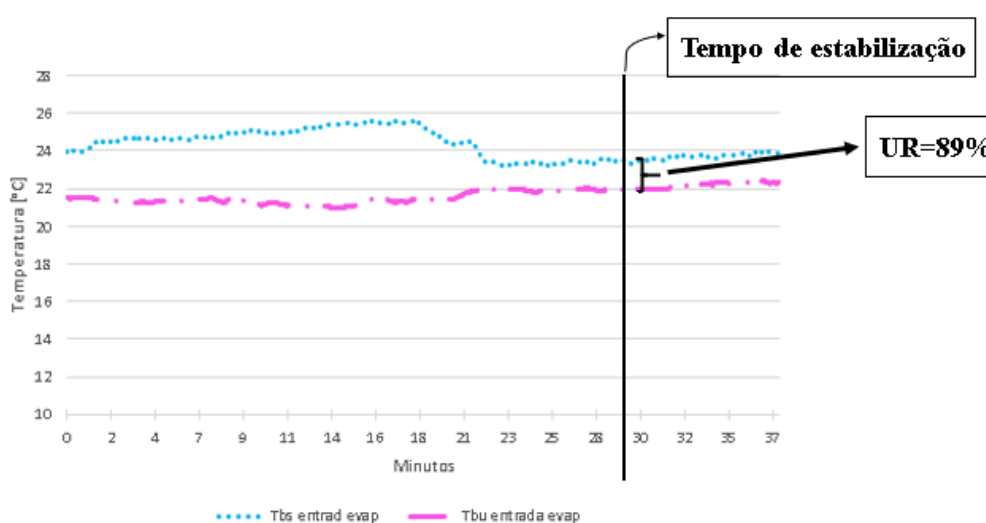


Fonte: própria autoria (2019).

Como para o cálculo de potência de refrigeração são utilizadas as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar na câmara plena e do ar de entrada do evaporador, analisa-se então essas quatro curvas separadamente das outras.

A Fig. 43 apresenta as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido na entrada do evaporador. Percebe-se que na temperatura de bulbo seco há uma variação de 26°C a $22,5^{\circ}\text{C}$ aproximadamente. Essa diferença foi ocasionada porque durante o experimento o termopar foi deslocado para mais próximo do trocador de calor, que por sua vez diminuiu a temperatura.

Fig. 42 - Gráfico entrada do evaporador do ensaio 1.

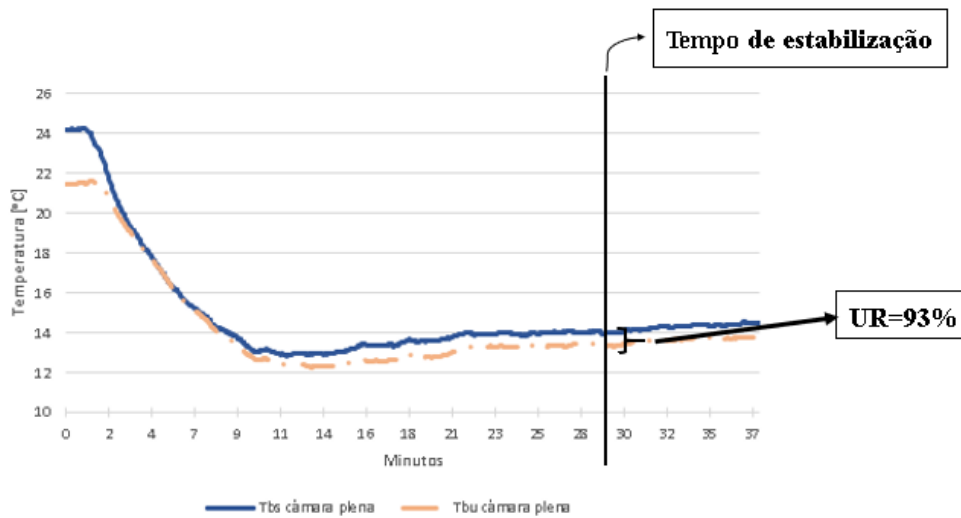


Fonte: própria autoria (2019).

As temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido da câmara plena (saída do evaporador) são mostradas na Fig. 44. Ao visualizar o gráfico, é possível ver que antes do compressor ser acionado, as duas temperaturas possuem valores distintos. Após o acionamento do compressor, as curvas praticamente admitem os mesmos valores para a temperatura de bulbo seco e bulbo úmido resultando em uma umidade relativa quase em 100%, ou seja, a quantidade de água existente no ar é quase a quantidade máxima que poderia haver naquela mesma temperatura.

O fato de as curvas serem parecidas é devido ao processo de resfriamento e desumidificação do ar provocado pelo evaporador. Quando o ar passa pelo evaporador, o mesmo é resfriado até chegar na temperatura do ponto de orvalho, abaixo do qual o vapor d'água começa a condensar.

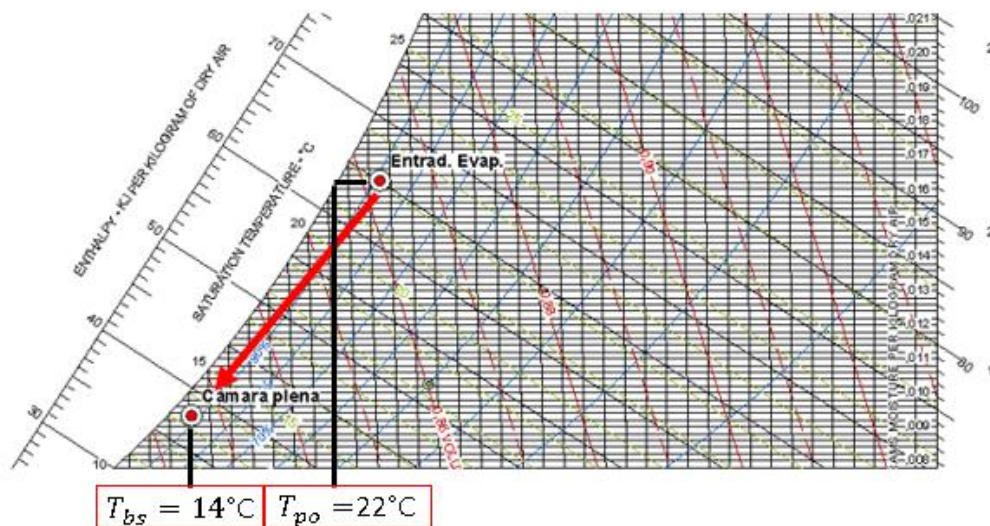
Fig. 43 – Gráfico na câmara plena do ensaio 1.



Fonte: própria autoria (2019).

Para elucidar melhor o que acontece, com o auxílio do *software YORK HDPsyChart* é possível encontrar e visualizar os estados na entrada e na saída do evaporador, juntamente com o processo de resfriamento e desumidificação apresentado pela seta em vermelho na Fig. 45. As unidades presentes no gráfico estão no S.I. e a pressão utilizada é 1 atm.

Fig. 44 - Processo do ensaio 1.



Fonte: própria autoria (2019).

A variáveis psicrométricas do estado na entrada e na câmara plena do ensaio 1 são apresentadas no Quadro 8.

Quadro 8 - Parâmetros psicrométricos do ensaio 1.

Ponto	T_{bs} [°C]	T_{bu} [°C]	h [kJ/kgAS]	v [m ³ /kgAS]	w [kgVA/kgAS]	UR [%]
Entrada Evap.	23,5	22,1	64,71	0,86	0,016	88,7
Câm. Plena	14,1	13,5	37,81	0,83	0,009	93,4

Ao visualizar a tabela é possível comprovar que o conteúdo de umidade é menor devido ao processo de desumidificação.

Com o objetivo de tornar mais fácil a análise dos dados, o Quadro 9 apresenta um resumo dos canais utilizados e o local em que estão posicionados no calorímetro, juntamente com os seus respectivos valores onde as temperaturas se estabilizaram e seus parâmetros psicrométricos. Destaca-se que a saída do evaporador é o ponto de medição na câmara plena.

Quadro 9 - Resumo do ensaio 1.

Módulo	Condensador				Evaporador				Temp. ambiente		Entrada câm. plena	
	Saída		Entrada		Saída (Câm. Plena)		Entrada		Cadeira			
Local	TBS	TBU	TBS	TBU	TBS	TBU	TBS	TBU	TBS	TBU	TBS	TBU
Canal	1	2	3	4	11	12	9	10	7	8	5	6
Temp. estável [°C]	39,7	29,5	25,2	21,9	14,1	13,4	23,5	22,1	26,2	22,5	12,4	12,2
Entalpia [kJ/kgAS]	96,78		63,93		37,81		64,71				34,57	
Vol. esp. [m ³ /kgAS]	0,92		0,86		0,83		0,86					
Cont. de umidade [kgVA/kgAS]	0,022		0,015		0,009		0,016					

II. Cálculo de potência de refrigeração

Para calcular a potência de refrigeração, o primeiro passo é encontrar a vazão mássica que atravessa o bocal no ensaio 1. Os dados utilizados para o cálculo são mostrados no Quadro 10.

Quadro 10 - Dados para o cálculo de vazão mássica do ensaio 1.

Re_{D_h}	A [m ²]	P [m]	p_1 [Pa]	p_2 [Pa]	β	k (ar)	ρ [kg/m ³]	Δh [m]
12234,4	0,11	0,7	100039,1	99794,4	0,2	1,4	1,22	0,026

Utilizando as Eqs. 3, 4, 5,7 e 8. Tem-se que a vazão mássica é de,

$$\dot{m} = 0,078 \frac{kg}{s}$$

Utilizando a Eq. (2), é possível então encontrar a vazão volumétrica a qual é, aproximadamente, de,

$$\dot{V} = 0,064 \frac{m^3}{s}$$

Encontrada a vazão volumétrica, determina-se o último parâmetro para encontrar a potência de refrigeração da máquina para cada ensaio que é a quantidade de calor ganho. Para a determinação da mesma, utiliza-se as Eqs. 8 e 9, juntamente com os dados mostrados no Quadro 11.

Quadro 11 - Dados para o cálculo do ganho de calor do ensaio 1.

$h_{câmara\ plena}$ [kJ/kgAS]	$h_{entrada\ da\ câmara\ plena}$ [kJ/kgAS]	$T_{bsTemp.ambiente}$ [°C]	$T_{bscâmara\ plena}$ [°C]	v [m³/kgAS]	\dot{V} [m³/s]
37,8	34,6	26,16	14,13	0,83	0,064

Ao realizar os cálculos, tem-se que a quantidade calor ganho é aproximadamente,

$$q_{ganho} \cong 0,25 \frac{kJ}{s}$$

Os dados necessários para calcular a potência de refrigeração são mostrados no Quadro 12.

Quadro 12 - Dados para o cálculo da potência de refrigeração do ensaio 1.

$h_{entrada\ evap}$ [kJ/kgAS]	$h_{câmara\ plena}$ [kJ/kgAS]	v [m³/kgAS]	\dot{V} [m³/s]	q_{ganho} [kJ/s]
64,7	37,8	0,83	0,0637	0,25

Portanto,

$$q_t = 2,31 \text{ kW}$$

5.2. Ensaio 2

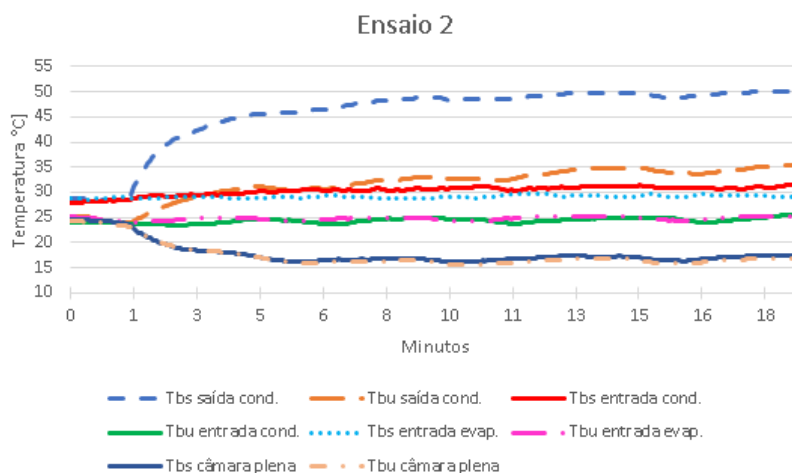
O ensaio 2 foi realizado em uma temperatura ambiente com $T_{bs} = 29^\circ\text{C}$, $T_{bu} = 25,8^\circ\text{C}$, UR=78% e com a potência máxima do condicionador de ar. Ressalta-se que os passos utilizados no ensaio 1, também são realizados para o ensaio 2.

I. Análise gráfica

Nesse ensaio, ao analisar o gráfico da Fig. 46, é possível ver que não há uma estabilização como mostrado no primeiro ensaio. O motivo deve-se ao fato de que ao aquecer a sala com o condicionador de ar split, quando a máquina insuflava ar quente, alterava as temperaturas nas entradas do evaporador e condensador, principalmente nas leituras de temperatura de bulbo seco. É possível ver que, só há uma certa estabilização no gráfico por volta dos 14 minutos.

Nota-se também que das temperaturas de bulbo seco apenas 3 partem, praticamente, da mesma temperatura. O $T_{bs\text{câm.plena}}$ acaba iniciando mais ou menos na mesma temperatura dos termopares destinados à medição de bulbo úmido. Isso ocorreu devido ao termopar não ser limpo de um ensaio pro outro, ou seja, o vapor de água que condensou no outro ensaio ainda estava presente no sensor, alterando assim a leitura.

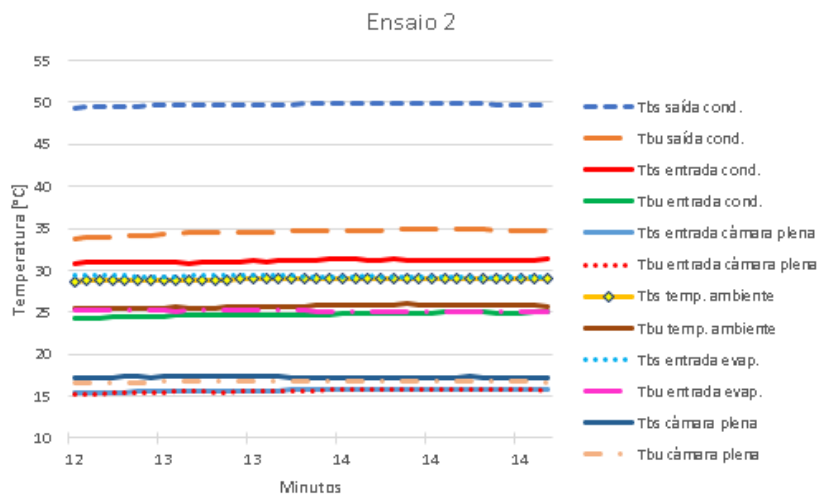
Fig. 45 - Curva das temperaturas do ensaio 2.



Fonte: própria autoria (2019).

A Fig. 47 apresenta as curvas dos 12 termopares no momento em que suas temperaturas estão relativamente estáveis para o ensaio 2. As temperaturas escolhidas para o cálculo da potência de refrigeração são a partir dos 14 min, no horário das 16:22:46.

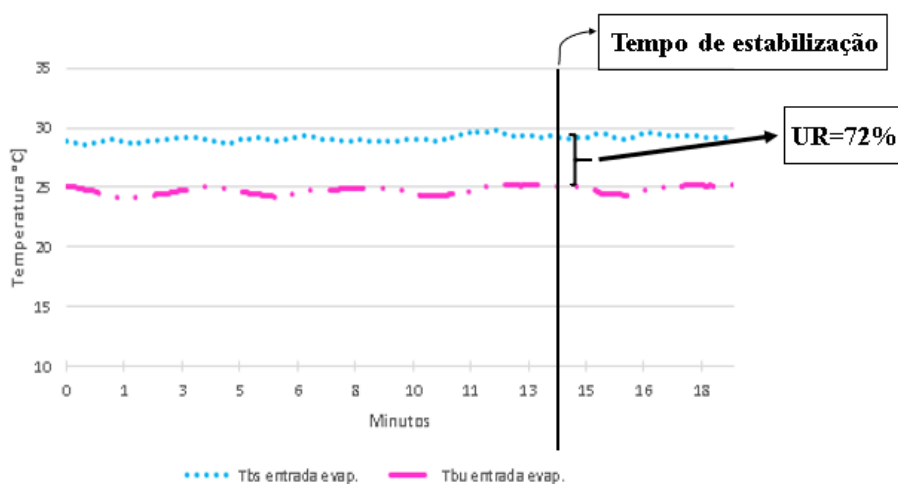
Fig. 46 - Região de temperatura do ensaio 2.



Fonte: própria autoria (2019).

Já para o ar de entrada do evaporador, percebe-se ao visualizar a Fig. 48 que há uma certa linearidade em 25°C para a temperatura de bulbo úmido e em 29°C para a temperatura de bulbo seco.

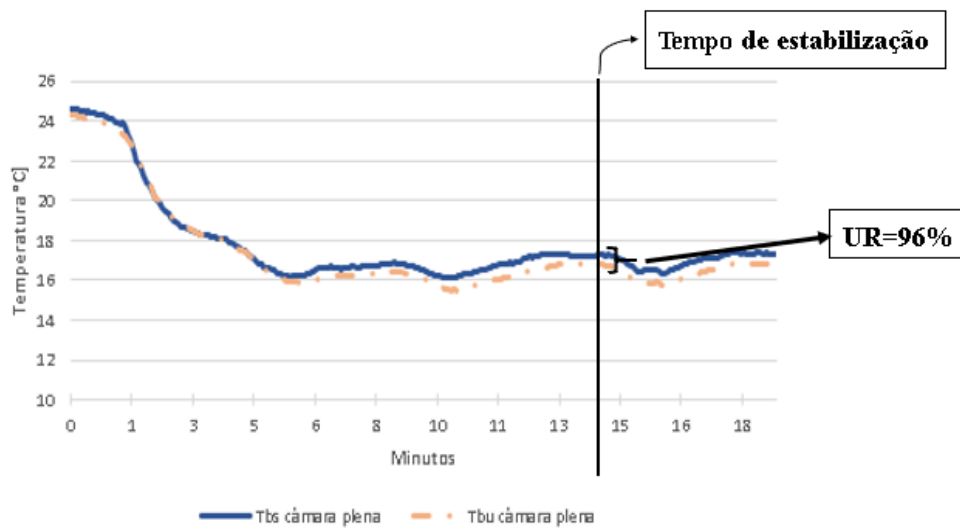
Fig. 47 - Curvas de tbs e tbu da entrada do evaporador do ensaio 2.



Fonte: própria autoria (2019).

Conforme já comentado anteriormente, ao visualizar o gráfico da Fig. 49, é possível perceber mais fácil que, antes do acionamento do compressor, o termopar destinado a medir de temperatura de bulbo seco já se encontrava na mesma temperatura do termopar de bulbo úmido. Com o acionamento do compressor, as curvas continuam praticamente iguais devido ao resfriamento e desumidificação conforme já explicado no ensaio 1.

Fig. 48 - Curvas de tbs e tbu na câmara plena do ensaio 2.

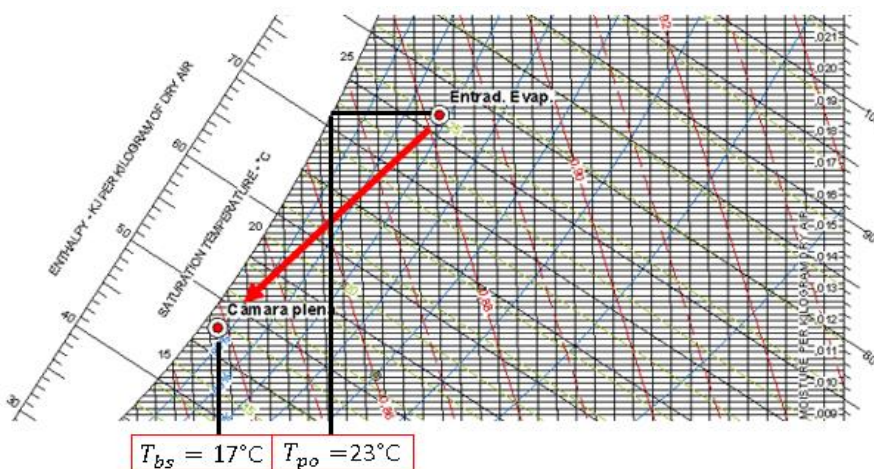


5

Fonte: própria autoria (2019).

Os estados na entrada e na saída do evaporador, juntamente com o processo ocorrido para o ensaio 2, são apresentados na Fig. 50.

Fig. 49 - Processo do ensaio 2.



Fonte: própria autoria (2019).

O Quadro 13 apresenta as variáveis psicrométricas do estado na entrada e na saída do evaporador do ensaio 2.

Quadro 13 - Parâmetros psicrométricos do estado 2.

Ponto	T_{bs} [°C]	T_{bu} [°C]	h [kJ/kgAS]	v [m³/kgAS]	w [kgVA/kgAS]	UR [%]
Entrada Evap.	29,2	25,1	76,74	0,88	0,018	72,4
Saída Evap.	17,2	16,8	47,23	0,84	0,012	96,2

O Quadro 14 apresenta o resumo dos canais utilizados e o local em que estão posicionados no calorímetro, juntamente com os seus respectivos valores onde as temperaturas se estabilizaram e seus parâmetros psicrométricos.

Quadro 14 - Resumo do ensaio 2.

Módulo	Condensador				Evaporador				Temp. ambiente		Entrada câm. plena	
Local	Saída		Entrada		Saída (Câm. Plena)		Entrada		Cadeira		TBS	TBU
	TBS	TBU	TBS	TBU	TBS	TBU	TBS	TBU	TBS	TBU		
Canal	1	2	3	4	11	12	9	10	7	8	5	6
Temp. estável [°C]	49,8	34,8	31,3	24,8	17,4	16,8	29,2	25,1	29	25,8	15,8	15,7
Entalpia [kJ/kgAS]	126,9		75,3		47,2		76,7				44,1	
Vol. esp. [m³/kgAS]	0,96		0,89		0,84		0,88					
Cont. de umidade [kgVA/kgAS]	0,030		0,017		0,012		0,018					

II. Cálculo de potência de refrigeração

A vazão volumétrica medida no ensaio 2 é a mesma ao do ensaio 1.

Portanto,

$$\dot{V} = 0,064 \frac{m^3}{s}$$

Para a determinação do cálculo da quantidade de calor ganho do ensaio 2, utiliza-se os dados mostrados no Quadro 15.

Quadro 15 - Dados para o cálculo de ganho de calor do ensaio 2.

$h_{câmara\ plena}$ [kJ/kgAS]	$h_{entrada\ da\ câmara\ plena}$ [kJ/kgAS]	$T_{bsT_{emp.ambiente}}$ [°C]	$T_{bscâmara\ plena}$ [°C]	v [m³/kgAS]	\dot{V} [m³/s]
47,2	44,1	29,16	17,2	0,84	0,064

A partir da Eqs. 8 e 9, tem-se que a quantidade calor ganho é de,

$$q_{ganho} \cong 0,24 \frac{kJ}{s}$$

Os dados necessários para calcular a potência de refrigeração são mostrados no Quadro 16.

Quadro 16 - Dados para o cálculo da potência de refrigeração do ensaio 2.

$h_{entrada\ evap}$ [kJ/kgAS]	$h_{câmara\ plena}$ [kJ/kgAS]	v [m³/kgAS]	\dot{V} [m³/s]	q_{ganho} [kJ/s]
76,7	47,2	0,84	0,0637	0,24

Portanto,

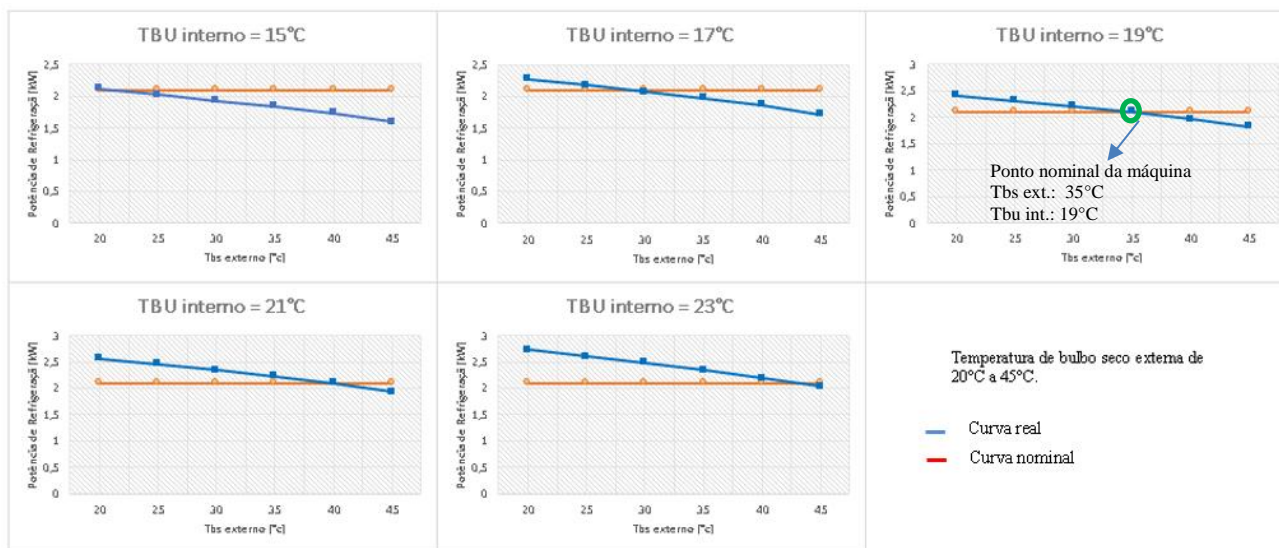
$$q_t \cong 2,5 \text{ kW}$$

5.3. Discussão

Ao analisar os resultados da capacidade refrigeração obtidos pelos dois ensaios percebe-se que em ambos há uma divergência com a potência de refrigeração nominal da máquina a qual é de 2,20 kW.

Para elucidar de uma forma mais clara o porquê ocorre a divergência de valores, utiliza-se a Fig. 51 que compara a variação da potência de refrigeração de um condicionador de ar do tipo janela em função das $T_{bs\ externa}$ e $T_{bu\ interna}$. A tabela em questão foi obtida de um condicionador de ar, disponibilizada por COK (2019), com especificações semelhantes ao utilizado no projeto. Faz-se essa análise quantitativa uma vez que os dados de performance da máquina em uso não são disponibilizados pelo fabricante. O condicionador de ar utilizado para montar a tabela é da marca SANYO, o qual possui uma vazão de 360 m³/h e uma capacidade de refrigeração de 7000 BTU/h.

Fig. 50 - Potência de refrigeração para diferentes temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido.



Panel: Temperatura de bulbo úmido interna de 15°C a 23°C.

Fonte: própria autoria (2019).

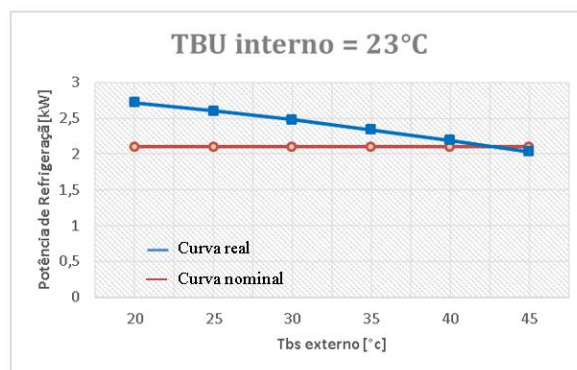
Sabendo que no calorímetro psicrométrico não existe uma divisão interna e externa de onde o condicionador de ar é posicionado, tem-se então que a $T_{bu_{interna}}$ e $T_{bs_{externa}}$ são o T_{bu} e T_{bs} da temperatura ambiente na qual o calorímetro está inserido.

Para o ensaio 1, ao visualizar o Quadro 9, considera-se que seu $T_{bs_{externo}}$ e $T_{bu_{interno}}$ é, respectivamente, 26,2°C e 22,5°C.

Separando o gráfico de T_{bu} interna de 23°C da Fig. 51, representado na Fig. 52, verifica-se que para uma T_{bs} externa de 26,2°C, a potência de refrigeração é maior que a potência nominal da máquina. Também é possível ver que com o aumento da temperatura externa, há uma diminuição da capacidade de refrigeração. Essa diminuição ocorre porque o aumento da T_{bs} externa em relação ao ponto nominal, compromete o desempenho da máquina, diminuindo a potência de refrigeração.

Portanto, o resultado do ensaio 1 condiz com a curva apresentada.

Fig. 51 - Potências de refrigeração para temperatura de bulbo úmido interna de 23°C.



Fonte: própria autoria (2019).

Para o ensaio 2, as temperaturas $T_{bs_{externo}}$ e $T_{bu_{interno}}$ são, respectivamente, 29°C e 25,8°C, conforme o Quadro 14.

Como os dados de desempenho da máquina para uma temperatura de bulbo úmido interna de 25°C não são disponibilizados, realiza-se, então uma análise com base nos gráficos apresentados na Fig. 51. Ao analisá-los, é possível ver que quanto maior a temperatura de bulbo úmido interno para uma mesma temperatura de bulbo seco externa, maior a capacidade de refrigeração pra máquina.

Portanto, o resultado do ensaio 2 indica uma certa concordância com a curvas de potências de refrigeração da máquina.

Embora os resultados para potência de refrigeração dos dois ensaios estejam próximos ao valor nominal da máquina, há uma divergência em relação a vazão volumétrica passando pelo bocal. Para encontrar o problema, necessitou-se recorrer as seguintes análises dos parâmetros utilizados no projeto do calorímetro.

A primeira investigação se deu a partir do bocal, onde o manômetro indicou uma diferença de pressão de 254,5 Pa. Ao realizar os cálculos teóricos a partir da equação de Bernoulli, considerando que a velocidade de passagem do fluxo de ar na garganta do bocal calculada através da equação da continuidade para uma vazão de 0,084535 m³/s, deve ser de 26,3 m/s e a montante de 0,766 m/s, tem-se que a diferença de pressão deve ser de 415,7 Pa, ou seja, deve haver uma queda de pressão maior comparada à que está ocorrendo. Essa diferença entre a calculada pela equação de Bernoulli e a mostrada pelo manômetro é devida a perda de carga no bocal.

Portanto, para suprir essa perda, com o objetivo de manter a vazão nominal da capacidade de refrigeração da máquina, deve-se então escolher um ventilador com um rendimento melhor que do utilizado na câmara de exaustão do calorímetro.

6. CONCLUSÃO

O calorímetro psicrométrico visa calcular a potência de refrigeração para um condicionador de ar. O objetivo desse trabalho tem a finalidade de tentar tornar prático e mais claro, a estudantes de psicrometria, o envolvimento das propriedades do ar úmido, ar seco com vapor d'água, e do processo na mudança da temperatura ou conteúdo de vapor d'água da mistura. Com a finalização da construção, e com a realização de ensaios no aparelho, os resultados contribuem para um entendimento empírico da ciência. A vantagem do uso, conforme já mencionado, é conciliar o estudo teórico aprendido dentro da sala de aula com o estudo prático do aparelho.

Tendo em vista os objetivos do trabalho, ressalta-se que em partes foram atendidos, uma vez que o aparelho foi construído possuindo baixo custo e fácil manuseio. Na determinação de temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido nas entradas e saídas do evaporador e condensador, os resultados também se mostraram satisfatórios dado que as curvas de temperaturas, mostradas em gráficos, coincidem com o raciocínio teórico. Já para a determinação da vazão de ar, os resultados obtidos não se mostraram tão satisfatórios, visto que os valores não eram esperados quando calculados teoricamente. Dada a divergência entre as vazões, por consequência, altera-se também o resultado da capacidade de refrigeração, devido o cálculo da potência ser dependente da vazão.

Embora a utilização das normas da ABNT-NBR, que estão canceladas, elas são de fundamental importância para construção do calorímetro psicrométrico, porém existem muitos inconvenientes devido às mesmas não apresentarem um detalhamento mais profundo para o desenvolvimento do projeto, como por exemplo em relação às tomadas de pressão e retificadores de fluxo, e como principal motivo, por estarem em desuso.

No término desse trabalho, conclui-se que, para a obtenção da capacidade de refrigeração para condicionadores de ar tipo janela, deve-se ter uma série de cuidados durante a execução do projeto do calorímetro e também durante a realização dos ensaios para então se obter resultados confiáveis.

7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão para trabalhos futuros, indica-se os seguintes itens:

- Encontrar e instalar um gerador de fluxo que forneça a pressão necessária para a obtenção da diferença de pressão correta no medidor de vazão;
- Desenvolver um software com o intuito de ajudar na obtenção do valor da capacidade de refrigeração ou aquecimento, onde seja possível encontrar essa potência apenas lançando os valores necessários das temperaturas, juntamente, com a diferença de pressão;
- Desenvolver outros módulos que tenham o objetivo de simular um ambiente controlado;
- Desenvolver um duto adaptador que seja do tipo universal para as saídas do ar de insuflação do condicionador de ar;
- Impermeabilizar internamente as caixas;
- Diminuir a espessura do uniformizador de fluxo;
- Para fins didáticos: utilizar como uma bancada com intuito de medir vazão.

REFERÊNCIAS

ABRAVA, Revista. **Ar condicionado completa seu primeiro centenário**, jun. 2002.

ASHRAE, Journal. **100 Year of Air Conditioning**, jun. 2002. Disponível em: <
http://www.civil.uwaterloo.ca/beg/arch673/ashrae_jrnl_history.pdf>. Acesso em: 11
mai. 2018.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. NBR-ISO-
5167-1: **Medição de vazão de fluidos por meio de instrumentos de pressão
diferencial-Parte1: Placas de orifício, bocais e tubos de Venturi**. Rio de Janeiro,
R.J., 1994.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. NBR-ISO-
5167-1: **Medição de vazão de fluidos por meio de instrumentos de pressão
diferencial-Parte1: Placas de orifício, bocais e tubos de Venturi**. Rio de Janeiro,
R.J., 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. NBR-5858:
Condicionador de ar doméstico. Rio de Janeiro, R.J., 1983.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. NBR-5882:
Condicionador de ar doméstico – determinação das características. Rio de Janeiro,
R.J., 1983.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. NBR-
13033: **Construção de calorímetros utilizados para ensaios de condicionador de ar
de uso doméstico, tipo monobloco ou modular**. Rio de Janeiro, R.J., 1993.

COK, **Sanyo Kondicionery-Promyshlennye**. Disponível em: [https://www.c-o-
k.ru/library/instructions/sanyo/kondicionery-promyshlennye/7970/24081.pdf](https://www.c-o-k.ru/library/instructions/sanyo/kondicionery-promyshlennye/7970/24081.pdf). Acesso
em: 14 jun. 2019.

DELMÉE, G. J. Manual de medição de vazão. São Paulo: Edgard Blöcher, 1982.

FROTA, Anésia Barros; SCHIFFER, Sueli Ramos. **Manual de Conforto Térmico**. 5^a
ed. São Paulo: Studio Nobel, 2001.

INSPIRARE, Instituto. **Nossa Escola em ReConstrução**, set. 2016. Disponível em: <http://s3.amazonaws.com/porvir/wp-content/uploads/2016/10/06150937/RelatorioCompleto_NossaEscolaEmReConstrucao_Final.pdf>. Acesso em: 25 abr. 2018.

MILLER, Rex; MILLER, Mark R. **Refrigeração e Ar Condicionado**. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

OLIVEIRA, Reginaldo Soares de. **Metodologia para Caracterização de Desempenho de Unidades de Ar Condicionado tipo Janela**. Recife, 19 dez 2003.

RUAS, Álvaro César. **Conforto Térmico nos Ambientes de Trabalho**, Editora FUNDACENTRO, 1999.

SILVA, José de Castro; SILVA, Ana Cristina G. Castro. **Refrigeração e Climatização para Técnicos e Engenheiros**. Rio de Janeiro: Editora Ciência Moderna Ltda., 2007.

SILVA, José de Castro. **Refrigeração Comercial Climatização Industrial**. Editora Hemus, 2006.

SILVA, Juarez de Souza e. **Secagem e Armazenagem de Produtos Agrícolas**. 2ª ed. Viçosa, MG, 2008.

URBANO, José Junior. **Análise Comparativa da Performance de Unidades de Ar Condicionado tipo Janela Usando R22, R290 e R600a**. Recife, 14 mar. 2008.

YAMANE, Eitaro; SAITO, Heizo. **Tecnologia do Condicionamento do Ar**. São Paulo, SP: Editora Edgard Blücher, 1986.

APÊNDICE A

- **Perda de carga distribuída**

Com o intuito de encontrar a perda de carga distribuída, primeiramente, deve-se calcular Reynolds para as seções presentes no volume de controle através da Eq. (1).

$$R_e = \frac{\rho v_{med} D_{hid}}{\mu} \quad (1)$$

Onde:

R_e : Número de Reynolds, [adimensional];

ρ : massa específica do fluido, [kg/m³];

v_{med} : velocidade média de escoamento, [m/s];

D_{hid} : diâmetro hidráulico da seção, [m];

μ : viscosidade dinâmica, [kg/m.s].

Conforme já apresentado, o túnel do calorímetro possui uma seção transversal retangular e para utilizar a Eq. 2 é necessário da variável de diâmetro que é utilizada para seções circulares. Para satisfazer a solução do cálculo do número de Reynolds para uma seção não circular, Çengel, em seu livro, designa que o número de Reynolds se baseia no diâmetro hidráulico, o qual para uma seção retangular é definido pela Eq. 2.

$$D_{hid} = \frac{4A_c}{P} = \frac{2ab}{a+b} \quad (2)$$

Onde:

A_c : área interna da seção transversal, [m²];

P : perímetro molhado, [m];

a : altura interna da seção retangular, [m];

b : base interna da seção retangular, [m].

Já para determinar o regime de cada seção, é possível ser encontrado a partir da tabela mostrada na Figura 1, em que o número de Reynolds define em qual regime o escoamento está passando no interior do túnel numa seção transversal circular.

Figura 1 - Regime de escoamento de acordo com o número de Reynolds.

$Re \leq 2300$	Regime laminar
$2300 \leq Re \leq 4000$	Regime de transição
$Re \geq 4000$	Regime turbulento

Fonte: adaptado de Çengel e Cimbala, (2007).

Conforme comentado anteriormente, a vazão que passa no interior do calorímetro é de 0,06403 m³/s, pode-se calcular, através da Eq. 1, as velocidades presentes nas diferentes seções do aparelho. A Tabela 1 apresenta as áreas e suas respectivas velocidades para cada seção.

Tabela 1 - Velocidade em cada seção.

Seção		Área [m ²]	Velocidade [m/s]
Módulo 1	Entrada	0,0136	6,216
	Saída	0,0145	5,830
Módulo 2, 3, 4, 5 e 6		0,110359	0,766

Portanto, considerando que o ar é seco e está na pressão atmosférica em uma temperatura de 20°C, seus valores de viscosidade absoluta e massa específica são, respectivamente, 0,0000182 kg/m.s e 1,204 kg/m³, logo, tem-se os seguintes resultados do número de Reynolds mostrados na Tabela 2.

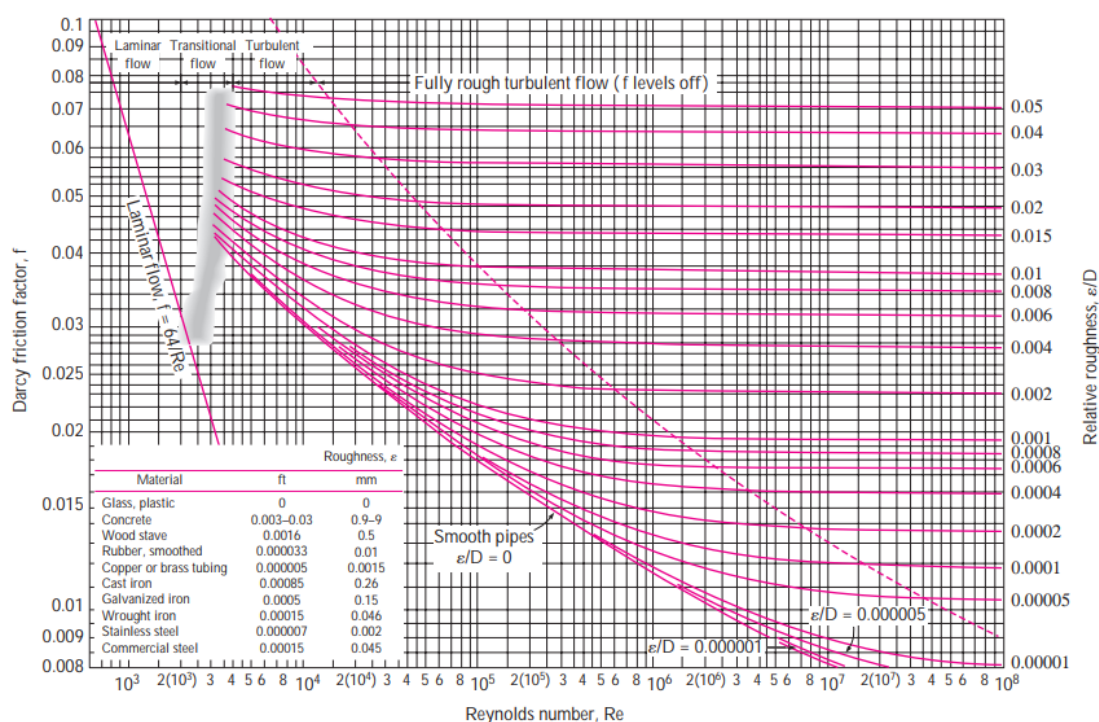
Tabela 2 - Número de Reynolds em cada seção.

Seção		Diâmetro hidráulico [m]	Velocidade média [m/s]	Número de Reynolds
Módulo 1	Entrada	0,1088	6,216	44777,1
	Saída	0,0853	5,830	32923,3
Módulo 2, 3, 4, 5 e 6		0,3196	0,766	16222,8

Ao observar o resultado da Tabela 2 e comparar com a tabela da Figura 1, tem-se a conclusão que o escoamento no interior do calorímetro está no regime turbulento em toda sua extensão.

Após essa determinação, é possível descobrir o fator de atrito de cada seção através da utilização do diagrama de Moody, exibido na Figura 2, uma vez que, necessita-se utilizá-lo devido ao escoamento em questão ser turbulento.

Figura 2 - Diagrama de Moody.



Fonte: Çengel e Cimbala, (2007).

Conforme visto no Diagrama de Moody, para encontrar o fator de atrito são necessários de dois fatores que são: o número de Reynolds de cada seção (Re), juntamente com a rugosidade relativa de cada seção ($\frac{\epsilon}{D_h}$).

Observa-se também que para descobrir a rugosidade relativa, necessita-se primeiramente da rugosidade absoluta equivalente e do diâmetro hidráulico de cada seção em questão. A partir da tabela apontada pela Figura 3, é possível retirar a rugosidade absoluta equivalente do material utilizado para a construção do calorímetro que é a madeira, sendo possível assim calcular a rugosidade relativa de cada seção.

Figura 3 - Rugosidades absolutas.

Material	Absolute Roughness (mm)
Copper, Lead, Brass, Aluminum (new)	0.001 - 0.002
PVC and Plastic Pipes	0.0015 - 0.007
Flexible Rubber Tubing - Smooth	0.006-0.07
Stainless Steel	0.0015
Steel Commercial Pipe	0.045 - 0.09
Weld Steel	0.045
Carbon Steel (New)	0.02-0.05
Carbon Steel (Slightly Corroded)	0.05-0.15
Carbon Steel (Moderately Corroded)	0.15-1
Carbon Steel (Badly Corroded)	1-3
Asphalted Cast Iron	0.1-1
New Cast Iron	0.25 - 0.8
Worn Cast Iron	0.8 - 1.5
Rusty Cast Iron	1.5 - 2.5
Galvanized Iron	0.025-0.15
Wood Stave	0.18-0.91
Wood Stave, used	0.25-1
Smoothed Cement	0.3
Ordinary Concrete	0.3 - 1
Concrete - Rough, Form Marks	0.8-3

Madeira

Fonte: adaptado de: Nuclear power, disponível em: <https://www.nuclear-power.net/nuclear-engineering/fluid-dynamics/major-head-loss-friction-loss/relative-roughness-of-pipe/>, Acessado em: 14/05/2019

Após descobrir a rugosidade relativa é possível encontrar então o fator de atrito, utilizando o diagrama de Moody, que posteriormente permite calcular a perda de carga distribuída de cada seção a partir da Eq. 14, mostrada no desenvolvimento do trabalho. Os valores encontrados de rugosidade relativa, fator de atrito, perda de carga distribuída e perda de pressão distribuída de cada seção são apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 - Perdas de carga distribuída.

Seção	$\frac{\epsilon}{D_h}$	v [m/s]	f	$\sum L$ [m]	H_{dis}	Δp_{dis}	
Módulo 1	Entrada	0,0018	6,22	0,04	0,36	0,2572	3,04
	Saída	0,0023	5,83	0,0337	0,1	0,685	0,81
Módulo 2, 3, 4, 5 e 6	0,0006	0,766	0,0299	1,1	0,0032	0,04	

- **Perda de carga localizada**

Com o intuito de encontrar a perda de carga localizada de cada módulo, utiliza-se tabelas retiradas do livro Çengel e Cimbala (2007). A seguir é comentado cada módulo com suas respectivas singularidades, juntamente com seu coeficiente de perda localizado.

Módulo 1

Este módulo é caracterizado por uma curva de 90° e duas expansões. Seus coeficientes são representados logo abaixo.

Na primeira expansão, o coeficiente de perda é definido pela equação (3).

$$K_l = \alpha \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 \quad (3)$$

Onde:

α = fator de correção de energia cinética, ($\alpha = 1,05$ para escoamentos turbulentos plenamente desenvolvidos);

d = diâmetro menor ou diâmetro hidráulico menor, [m];

D = diâmetro maior ou diâmetro hidráulico maior, [m].

Sabendo que na primeira expansão os diâmetros são:

$d_h = 0,11$ metros

$D_h = 0,13$ metros

Tem-se que $K_l = 0,1$.

Na segunda expansão, sabendo que os diâmetros são:

$d_h = 0,1$ metros;

$D_h = 0,32$ metros.

Tem-se que: $K_l = 0,8$.

O coeficiente da perda relacionada a curva é dado pela Figura 4.

Figura 4 - Coeficiente de perda de carga localizada.



Fonte: Çengel e Cimbala, (2007).

Módulo 2

O coeficiente de perda de carga foi definido através da ABNT-NBR-ISO-5167-1-2008, a qual determina o coeficiente de perda de carga, k , para o retificador AMCA é de aproximadamente 0,25.

Módulo 3

No módulo 3 não há nenhuma singularidade presente.

Módulo 4

A perda de carga localizada ($\Delta\omega$) do bocal é definida através da Equação 4, disponibilizada pela ABNT-NBR-ISO-5167-1-1994.

$$\Delta\omega = \frac{\sqrt{1 - \beta^4(1 - C_d^2)} - C_d\beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4(1 - C_d^2)} + C_d\beta^2} * \Delta p \quad (4)$$

Onde:

$\Delta\omega$ = perda de carga no bocal, [Pa];

β = razão de diâmetros = $\frac{\text{diâmetro menor } (d)}{\text{diâmetro maior } (D)} = 0,2$;

C_d = coeficiente de descarga, [-];

Δp = diferencial de pressão, [Pa].

Pode-se calcular o coeficiente de descarga do bocal, quando a montante, por meio da Equação 5.

$$Cd = 0,9965 - 0,00653\beta^{0,5} \left(\frac{10^6}{Re_{Dh}} \right)^{0,5} \quad (5)$$

Portanto:

$$Cd = 0,9965 - 0,00653 * 0,2^{0,5} \left(\frac{10^6}{12234,4} \right)^{0,5}$$

$$Cd = 0,9701$$

E o diferencial de pressão através da seguinte expressão:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{\rho(v_2^2 - v_1^2)}{2} \quad (6)$$

Onde:

v_1 = montante de velocidade do bocal = 0,58 m/s;

v_2 = velocidade da garganta do bocal = 20 m/s;

ρ = massa específica do ar = 1,205 kg/m³;

Portanto, $\Delta p = 240,8$ Pa.

Por fim, tem-se que a perda de carga é equivalente a:

$$\Delta\omega = \frac{\sqrt{1 - \beta^4(1 - C_d^2)} - C_d\beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4(1 - C_d^2)} + C_d\beta^2} * \Delta p = \frac{\sqrt{1 - 0,2^4(1 - 0,97^2)} - 0,97 * 0,2^2}{\sqrt{1 - 0,2^4(1 - 0,97^2)} + 0,97 * 0,2^2} * 240,8$$

Portanto, $\Delta\omega = 222,3$ Pa

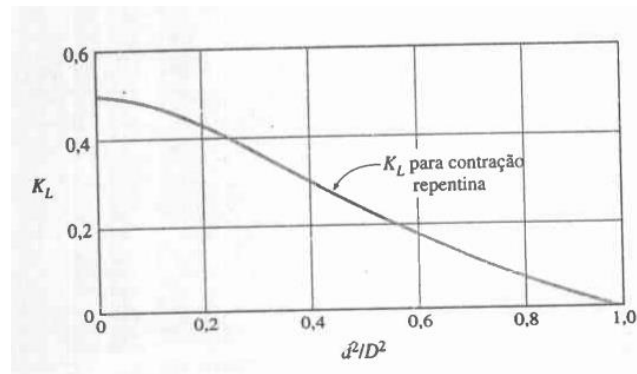
Módulo 5

A perda de carga desse módulo é relacionada ao registro do controle de fluxo. Considerando que o registro está totalmente aberto, adotou-se o coeficiente de carga como sendo 0,2. Esse valor que é considerado para uma válvula de gaveta completamente aberta.

Módulo 6

A perda de carga no módulo 5 é dada por uma contração repentina. Seu coeficiente de perda é definido através do diagrama presente na Figura 5.

Figura 5 - Gráfico da contração repentina.



Fonte: Çengel e Cimbala, (2007).

Sabendo que,

$$d_h = 0,25 \text{ metros;}$$

$$D_h = 0,32 \text{ metros;}$$

Tem-se, $K_L = 0,19$.

- **Análise rendimento de um ventilador siroco**

Como o rendimento do ventilador siroco do condicionador de ar não é disponibilizado, realiza-se então uma analogia com um outro ventilador similar. O critério de seleção é possuir uma vazão volumétrica máxima em torno de 330 m³/h. Para essa análise, utilizou-se os dados de ventiladores sirocos da empresa Ebmpapst apresentados na Figura 6 e 7.

Figura 6 - Curva de pressão fornecida pela vazão.

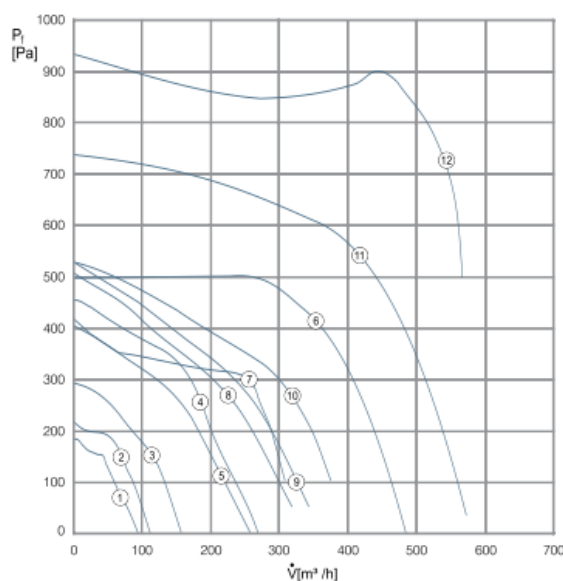


Figura 7 - Curvas e modelo.

Curva	Modelo	Desenho (mm)	Tensão (V)	Pot. (W)	Rotação (RPM)	Vazão c/ contra pressão mín. (m ³ /h)	Min. contra pressão (Pa)	dBA (1m)	Temp. Máx. (°C)	Material da Palheta	Cap. (mf/VDB)	Flange	Ligação
2 Pólos - Monofásico													
1	G2E085-AA01-01	1	230	30	2.800	95	0	57	70	Alumínio	1/400	S	A
2	G2E097-HD01-02	4	230	37	2.300	110	0	58	55	Chapa	1,5/400	N	A
3	G2E108-AA01-01	1	230	44	1.650	155	0	54	55	Alumínio	1,5/400	S	A
4	G2E120-AR77-01	1	230	100	2.450	265	0	62	60	Alumínio	2/450	S	A
5	G2E120-CR21-01	4	230	100	2.050	255	0	63	60	Chapa	2/450	S	A
6	G2E140-AI28-01	1	230	205	2.350	480	0	71	45	Alumínio	4/400	S	A
7	G2E140-AL40-01	1	230	145	1.700	305	100	60	40	Alumínio	2/400	S	A
8	G2E140-NS38-01	2	230	115	1.700	315	50	57	40	Plástico	2/400	N	A
9	G2E140-NS94-01	2	115	125	1.800	325	50	57	40	Plástico	8/220	N	A
10	G2E146-DW07-01	1	230	155	1.750	380	100	58	40	Alumínio	3/450	S	A
11	G2E160-AY47-01	1	230	280	2.100	570	50	71	40	Alumínio	6/400	S	A
12	G2E180-EH03-01	1	230	415	2.150	630	250	71	40	Alumínio	8/400	S	A

Fonte: Ebmpapst, disponível em: https://www.ebmpapst.com.br/media/content/downloads/Ventiladores_Centrifugos_2015_web.pdf. Acessado em: 16/05/2019.

Ao visualizar o gráfico da Fig. 6, seleciona-se o ventilador da curva 9, o qual fornece uma pressão em torno de 70 Pa para uma vazão máxima de 325 m³/h. Já a sua potência no eixo é mostrada na Fig. 7, a qual é 125 W.

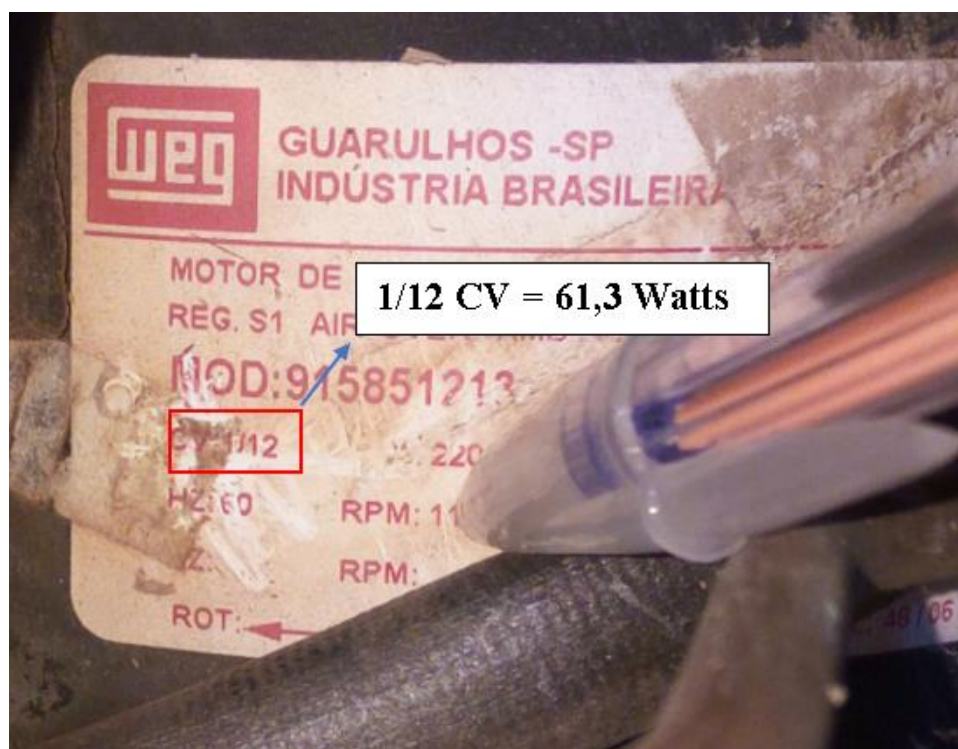
Utilizando a Eq. 17, mostrada na metodologia, com os valores citados acima, tem-se o rendimento do ventilador como sendo $\eta_t = 0,2$.

ANEXO A

- Especificações do condicionador de ar

Modelo	CCC07DBANA CCI07DBANA	CCC07DBBNA CCI07DBBNA	CCJ07 CCM07 CBBNA DBBNA
Capacidade kW (BTU/h)	2,20 / (7500)	2,20 / (7500)	2,20 / (7500)
Ciclo	frio	frio	reverso
Tensão (V)	127	220	220
Frequência (Hz)	60	60	60
Potencia (W)	890	890	850
Corrente (A)	7,6	4,1	3,9
Vazão de ar (m³/h)	330	330	330
Peso c/ embalagem (kg)	30,0	30,0	30,5
Peso s/ embalagem (kg)	28,5	28,5	29,0
Compressor	rotativo	rotativo	rotativo
Eficiencia Energética (W/W)	2,92	2,92	2,92
Disjuntor (A)	10	10	10

- Especificações do motor do ventilador do condicionador de ar



- Especificações do ventilador da câmara de exaustão.



Características Técnicas

3 ANOS DE GARANTIA

ASSISTÊNCIA TÉCNICA PERMANENTE



Características Técnicas

- > Modelo: RAX 2 I
- > Dimensão: 256X265X85 mm
- > Carcaça: Alumínio
- > Tensão: 127 / 220 V
- > Corrente: 1200/580 mA
- > Potência: 138/120 W
- > Rotação: 3360/3260 RPM
- > Vazão: 390 l/s
- > Pressão: 32 mmca
- > Ruído: 74 dBA
- > Frequência: 60 Hz
- > Peso Líquido: 1,730 Kg
- > Cor: Preto
- > Acabamento: PINTURA ELETROSTÁTICA
- > *VALORES PARA VAZÃO E PRESSÃO MÁXIMAS.

Diferenciais

MICROVENTILADOR AXIAL RAX 2 Invertido

Fabricado dentro das normas internacionais de ventilação forçada e com tamanhos padronizados, os microventiladores VENTISILVÁ atendem as mais diversas utilizações em máquinas e equipamentos industriais.