UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL

DIEGO ALEX MARANGON

ESTUDO E ANÁLISE DE UM TUBO DE VÓRTICES

CAXIAS DO SUL

2016

DIEGO ALEX MARANGON

ESTUDO E ANÁLISE DE UM TUBO DE VÓRTICES

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado ao Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Controle e Automação.

Orientador : Prof. Dr. Julio Cesar Ceballos Aya

CAXIAS DO SUL

2016

DIEGO ALEX MARANGON

ESTUDO E ANÁLISE DE UM TUBO DE VÓRTICES

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado ao Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Controle e Automação.

Orientador: Prof. Dr. Julio Cesar Ceballos Aya

Aprovado em __/__/__

Banca Examinadora

_____
Prof. Dr. Julio Cesar Ceballos Aya
Universidade de Caxias do Sul – UCS

_____
Prof. Dr. Mauricio Zardo Oliveira
Universidade de Caxias do Sul – UCS

_____
Prof. Dr. Eduardo Nabinger
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Dedico este trabalho a minha esposa Sheila que me auxiliou nessa jornada, estando presente em todos os momentos.

“Façam apenas uma vez o que os outros disseram que nunca poderia ser feito, e você nunca mais irá prestar atenção as limitação deles...”.

Capt. James Cook (1728-1779)

RESUMO

A busca por inovações tecnológicas é crescente nos dias de hoje, sendo alvo de muitos engenheiros que procuram aumentar as eficiências produtivas ou melhorar processos industriais, bem como a sustentabilidade dos sistemas. Dispositivos de refrigeração industrial vêm ascendendo continuamente no mercado, porém consomem muita energia. Tubos de Ranque-Hilsch ou tubos de vórtices são normalmente usados para refrigeração pontual e não possuem um custo elevado. Neste trabalho, um tubo de vórtices foi abordado, testado e será customizado para operar com pressões mais baixas, podendo utilizá-lo para refrigerar ou aquecer um ambiente. Nas medições experimentais, o sistema apresentou resultados consideráveis para trabalhar em condições controladas, podendo contribuir para a solução energética.

Palavras-chaves: Tubo de vórtices, Ranque-Hilsch, refrigeração.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Wirbelrohr de Hilsch....12
Figura 2: Esquemático geral do dispositivo. 15
Figura 3: Entrada de ar na câmara....16
Figura 4: Modelo do Tubo com a Identificação dos Vórtices....19
Figura 5: Desenho do tubo de vórtices....21
Figura 6: Gráfico de temperaturas de saída em função do ar frio em relação à massa e a pressão de entrada....24
Figura 7: Desenho da base de sustentação 25
Figura 8: Desenho do tubo de vórtices dimensionado....26
Figura 9: Tubo de vórtices, onde 1-saída fria, 2-tubo longo, 3-válvula de controle, 4-entrada de ar, 5-saída quente. 26
Figura 10: Circuito de ligação dos componentes do arduino 27
Figura 11: Diagrama geral do sistema....28
Figura 12: Sensor de vazão....28
Figura 13: Transdutor de pressão Keller 29
Figura 14: Sensor de Temperatura Ds18b20 30
Figura 15: Monitor serial da saída do *arduino*® 30
Figura 16: Tubo de vórtices com dois bocais com a válvula acoplada as saída quente 31
Figura 17: Gráfico de temperatura....32
Figura 18: Gráfico de temperaturas e pressão 33
Figura 19: Gráfico de temperaturas e vazão....33
Figura 20: Gráfico de temperaturas e vazão linearizado 34
Figura 21: Esquemático de pressão e temperatura do tubo de vórtices....35

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Tabela de Valores de calor específico 34
Tabela 2: Tabela de dados obtidos 35
Tabela 3: Lista dos pesquisadores sobre o tubo de vórtices 40

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

RHVT	Tubo de Vortex de Ranque-Hilsch (*Ranque-Hilsch Vortex Tube*)
DIN	Instituto Alemão de Normalização (*Deutsches Institut für Normung*)
SMD	Dispositivos de Montagem Superficial (*Surface Mounting Device*)
PVC	Policloreto de Vinila (*Polyvinyl chloride*)

LISTA DE SÍMBOLOS

Q	Calor Fornecido
W	Trabalho Realizado
$\dot{m}$	Vazão em massa
h_o	Entalpia Total
$h_{s.}$	Entalpia Estática
U	Velocidade Vetorial
Z	Altura acima da Referencia
$\dot{Q}$	Taxa de Calor
$\dot{W}$	Taxa de Trabalho
T_{in}	Temperatura de Entrada
T_c	Temperatura de Saída Fria
ΔT_c	Temperatura de Redução ou Queda
M_{in}	Fluxo de Massa de Ar de Entrada
P_a	Pressão Atmosférica
P_{in}	Pressão de Entrada
Cp	Calor Específico
COP	Coeficiente de Desempenho
Q_c	Taxa de Refrigeração por unidade de Ar de Entrada
w	Energia Mecânica usada no processo
R	Constante Universal do Gás
df	Diâmetro da Saída Fria
d	Diâmetro da Entrada
D	Diâmetro da Saída Quente
L	Comprimento do Tubo
a	Ângulo de Abertura da Válvula

mA Miliampere

A Ampere

V Volts

Gregos

μ_c Fração de Massa de Ar Frio

η_{is} Eficiência de Arrefecimento ou Isentrópica

Ω Ohm

Δs Variação de Entropia

Subscritos

in Entrada

out Saída

c Frio

h Quente

is Isentrópico

a Atmosférica

s Estática

t Total

SUMÁRIO

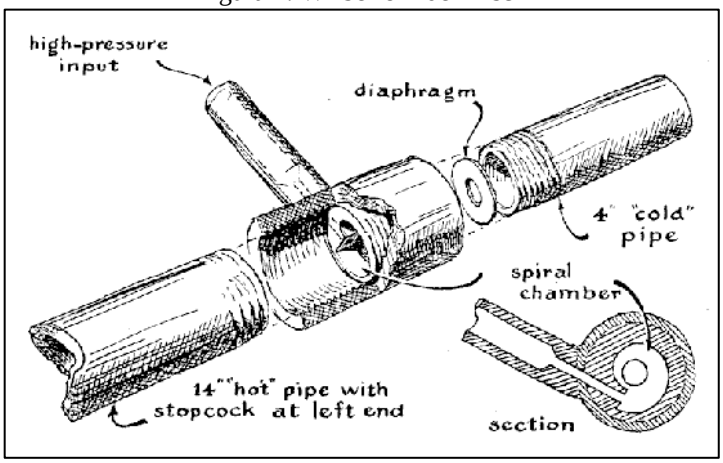
1. INTRODUÇÃO 12
1.1. JUSTIFICATIVA DO TRABALHO 13
1.2. OBJETIVO GERAL 13
1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS 13
1.4. ÁREA DE TRABALHO 14
1.5. LIMITES DO TRABALHO 14
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 15
2.1 TUBOS DE VÓRTICES 15
2.2 TUBOS COMERCIAIS 17
2.3 PRINCÍPIO DA SEPARAÇÃO TÉRMICA 18
2.4 CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS 19
3. DESENVOLVIMENTO DO DISPOSITIVO 21
3.1 BOCAL DE ENTRADA 21
3.2 TUBO LONGO E A SAÍDA QUENTE 22
3.3 TUBO CURTO E A SAÍDA FRIA 22
3.4 VÁLVULA DE CONTROLE DE SAÍDA QUENTE 23
3.5 FRAÇÃO MASSA FRIA 23
3.6 BASE DE SUSTENTAÇÃO 24
4. MÉTODOLOGIA 26
5. RESULTADOS 32
5.1 ANÁLISE DO SISTEMA 32
5.2 ANÁLISE TEÓRICA 34
6. CONSIDERAÇÕES 39
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 41

1. INTRODUÇÃO

O primeiro sistema de climatização foi apresentado por volta do ano de 1900, pelo Engenheiro Willis Carrier com o propósito de criar um sistema de adição de umidade ao ar, a fim de ajudar pessoas com doenças respiratórias. Criado nos Estados Unidos, esse experimento tomou uma proporção que a própria empresa, Lacrosse National Bank não havia capacidade produtiva para tal demanda. Em meados do século XX, os aparelhos evoluíram para um nível de conforto térmico, onde saíram das indústrias e a demanda começou para dentro das casas (CARRIER, 2016).

Um novo conceito abordado em 1928, pelo físico George Ranque, descoberto ao acaso, onde o mesmo testava sua bomba de vórtices, criada para sugar as limalhas de ferro dentro do carburador de pantone, quando percebeu uma exaustão de ar quente em um dos lados e um ar frio de outro. Rapidamente, ele deixou suas pesquisas de lado e começou a trabalhar em cima desse novo efeito, chegando até a contratar empresas para ajudar em sua nova pesquisa. Porém falhou em seu projeto e deixou o esquecido até que, 1945, Rudolf Hilsch, engenheiro alemão, publicou um artigo amplamente estendido sobre o sistema de vórtices de Ranque e visava aumentar a eficiência termodinâmica. Hilsch o denominou de "*Wirbelrohr*", vide Figura 1. (CARMELO IRIONDO, 2015).

Figura 1: Wirbelrohr de Hilsch



Fonte: http://people.ucalgary.ca/~kmuldrew/cryo_course/cryo_chap14_1.html

Conhecido também por "demônio de Maxwell", postulado por historiadores, onde o efeito deixava dúvidas na física diante as teorias de Maxwell, que quando ele trabalhou na teoria dos gases, rotulou uma hipótese que poderia quebrar uma lei da física. O escocês pensou em duas salas com uma divisória e uma porta. O "demônio" seria o porteiro e abriria

caminho para a passagem das moléculas de calor, que gradualmente iria criando um desequilíbrio térmico entre os lados (o que equivale a aumentar a desorganização molecular ou diminuir a entropia do sistema). Estaria então violada a segunda lei da termodinâmica (SUPERINTERESSANTE, 2012).

Ao passar dos tempos, pesquisadores nomearam de tubo de Ranque-Hilsch em homenagem a ambos por suas descobertas. Estes tubos podem produzir correntes de ar frias muito baixas de um lado e muito altas de outro. Hoje, algumas empresas utilizam esse sistema para refrigeração pontual de dispositivos e máquinas.

1.1. JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

O projeto de um tubo de vórtices envolve conceitos de interesse das áreas de sistemas de controle, termodinâmica e engenharia mecânica. Esses tubos devem separar o ar de entrada em dois fluxos de ar distintos, com temperaturas diferentes entre eles, o que pode envolver uma análise matemática da termodinâmica de seu sistema.

O Projeto será desenvolvido com materiais a base de polímeros, como nylon e PVC e sua aplicação será como um climatizador de um ambiente compacto, capaz de produzir temperaturas frias e quentes no mesmo dispositivo. Essa aplicação destina-se a ambientes que fica inviável a utilização de climatizadores comerciais.

A motivação desse estudo está em suas características construtivas que, teoricamente, podem chegar a temperaturas de - 40°C a 120°C, usando apenas uma rede de ar pneumática.

1.2. OBJETIVO GERAL

Propor um estudo de viabilidade de um sistema de climatização com a aplicação de tubos de vórtices, bem como a analise de seu funcionamento.

1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

a) Estudar a teoria relacionada ao dispositivo.

b) Construir o sistema para experimento, para análise e controle.

c) Analisar seu funcionamento, ajustar e dimensionar.

d) Identificar possíveis falhas no processo.

1.4. ÁREA DE TRABALHO

O trabalho foi desenvolvido no Centro de Ciências Exatas e Tecnologias da Universidade de Caxias do Sul, instituição de caráter comunitário e regional presente em nove cidades do Rio Grande do Sul com sede em Caxias do Sul.

1.5. LIMITES DO TRABALHO

Este trabalho limita-se ao estudo e análise do comportamento do tubo de vórtices, com desenvolvimento de um protótipo e simulação computacional do mesmo.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esta seção destina-se a propor a compreensão do funcionamento do tubo de vórtices, onde será abordado o conceito do sistema e a sua termodinâmica.

Após o conceito definido, será desenvolvida a construção do dispositivo embasado nas teorias criadas por alguns engenheiros como, Smith, Yilmaz, Aydin e Baki. Esses autores recriaram o tubo para análise e desenvolvimento comparando três tipos de gases, oxigênio, nitrogênio e ar. Foram analisadas temperaturas, pressões e vazão para a entrada e saídas (quente e fria).

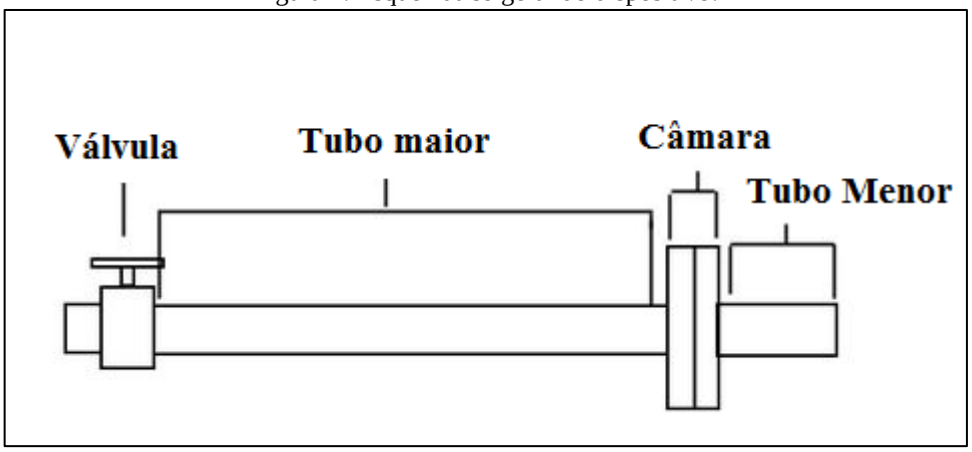
Com os dados construtivos levantados, será analisada a dinâmica do sistema, apenas medindo vazão, pressão de entrada e temperaturas da entrada e das saídas. Aydin e Baki construíram os tubos de vórtices com materiais de alumínio e aço inoxidável, no entanto será reproduzido para o experimento um tubo de PVC e com o corpo de nylon. Com base nas teorias propostas, a temperatura do sistema deverá variar entorno de 10°C.

2.1 TUBOS DE VÓRTICES

O tubo de vórtices é caracterizado geralmente por sua capacidade de transformar um gás comprimido em uma parte quente e outra fria. Essa separação pode ter uma diferença de temperatura dezenas de vezes menores do que a de entrada.

Por se tratar de um mecanismo sem partes móveis, esses tubos também são conhecidos como tubos de Ranque-Hilsch e possibilitam a divisão de um fluxo principal em dois fluxos secundários com temperaturas e vazões distintas (COCKERILL, 1998).

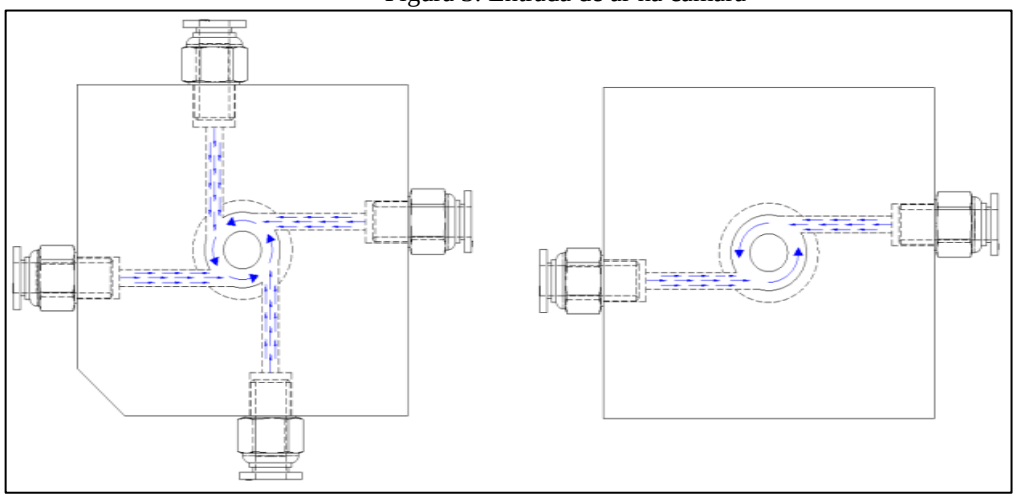
Figura 2: Esquemático geral do dispositivo.



Fonte: www.instructables.com

Pode-se observar na Figura 2 acima, o dispositivo consiste em um ou mais bocais de entrada, um tubo reto de dimensões conhecidas, uma câmara de produção dos fluxos em vórtices e um tubo de saída fria. O fluxo de ar entra pelo bocal tangenciando o tubo maior (vide figura 3), produzindo os vórtices, onde os mesmo percorrem as paredes do tubo até a saída quente. Nesta saída possui uma redução, uma válvula esférica, para a obstrução da passagem do fluxo. Ao percorrer o tubo quente, acontece o princípio da separação térmica, onde dois vórtices possuem mesmas velocidades angulares e direção, o vórtice interno tem que perder momento angular. Essa perda é transferida como energia cinética para o vórtice externo, resultando nos fluxos quente e frio (SILVA, 2014).

Figura 3: Entrada de ar na câmara



Fonte: Desenvolvido pelo autor

A termodinâmica apresentada por Oliver (2008) mostrou que a primeira lei da termodinâmica pode ser escrita quando um sistema é submetido a um ciclo termodinâmico, o sistema estabelece uma equivalência entre o trabalho realizado e o calor trocado dentro de um meio, denominado conservação de energia, pela equação 1.

$$\sum Q + \sum W = 0, \tag{1}$$

onde Q e W são calor fornecido e trabalho realizado respectivamente.
Resultando na equação 2,

$$\dot{m}_{in}\left(h_{s,in} + \frac{U^2_{in}}{2} + Z_{in}\right) + \dot{Q} + \dot{W} = \dot{m}_c\left(h_{s,c} + \frac{U^2_c}{2} + Z_c\right) + \dot{m}_h\left(h_{s,h} + \frac{U^2_h}{2} + Z_h\right), \tag{2}$$

onde $\dot{m}, h_t, h_{s.}\, U, Z, \dot{Q}, \dot{W}$ são denotações de taxa de fluxo de massa, entalpia total, entalpia estática, velocidade vetorial, altura acima de referência, taxa de calor e trabalho realizado, respectivamente, e os subscritos em $in,\ c$ e h representam entrada (*in*), frio (*cold*) e quente (h*eat*) (OLIVER, 2008).

Oliver eliminou alguns termos da equação por serem insignificantes transformando em uma mistura adiabática, com os seguintes critérios:

- Combinando Entalpias estáticas e energia cinética dentro da entalpia total;
- Reconhecendo que as energias potenciais em cada ponto são a mesma;
- Não há entrada de calor ou trabalho;

No entanto, a equação 2, em sua forma reduzida, satisfaz a primeira lei da termodinâmica, ou seja, a lei da conservação de energia.

$$\dot{m}_{in} h_{t,in} = \dot{m}_c h_{t,c} + \dot{m}_h h_{t,h}, \tag{3}$$

Reduzindo ainda mais a Equação 3, chegando à equação final da temperatura.

$$T_{t,in} = \mu_c T_{t,c} + (1 - \mu_c) T_{t,h}, \tag{4}$$

Onde T_t e μ_c são temperatura total e a massa de ar frio (OLIVER, 2008).

2.2 TUBOS COMERCIAIS

Desde sua descoberta por Ranque, o tubo de vórtices tem sido um objeto de interesse, tanto do teórico quanto no prático. O efeito da separação energia ou da estratificação de temperatura e outros efeitos provenientes de tubos de vórtices lhes permitem ser amplamente utilizados para os diferentes fins. Os tubos de vórtices têm muitas vantagens o que os torna muito atraentes para aplicações industriais.

Hoje, conhecido como RHVT, muitos pesquisadores buscam aprimorar seu desempenho e cada vez mais, sua geometria ainda está obscura, pois é quase impossível provar por cálculos matemáticos, seu funcionamento (SOUZA, 2009). A grande questão é que as suas características construtivas não possuem quaisquer equipamentos elétricos ou mecânicos para conseguir separar um fluxo de entrada em dois fluxos distintos, ou seja, Hilsch conseguiu provar que um fluxo de ar com uma temperatura de 20°C poderá ser transformada em um fluxo de 70°C e outro a -12°C (HILSCH, 1947).

Ao passar dos anos, algumas empresas adotaram como seu produto de linha e inovou seu sistema, no caso a empresa Exair possui tubos RHVT que chegam a temperaturas de -46°C a 127°C, produzindo 10.000 Btu/h apenas com a rede pneumática das fábricas. Este produto consegue resfriar uma lente boroscópia quando inserida a uma caldeira a 650°C. Mas em contrapartida o tubo torna-se ineficiente por precisar de vazões de ar muito grandes e por isso não há muitas aplicações industriais e também não constam relatos de aplicações com ar condicionado (EXAIR, 2016).

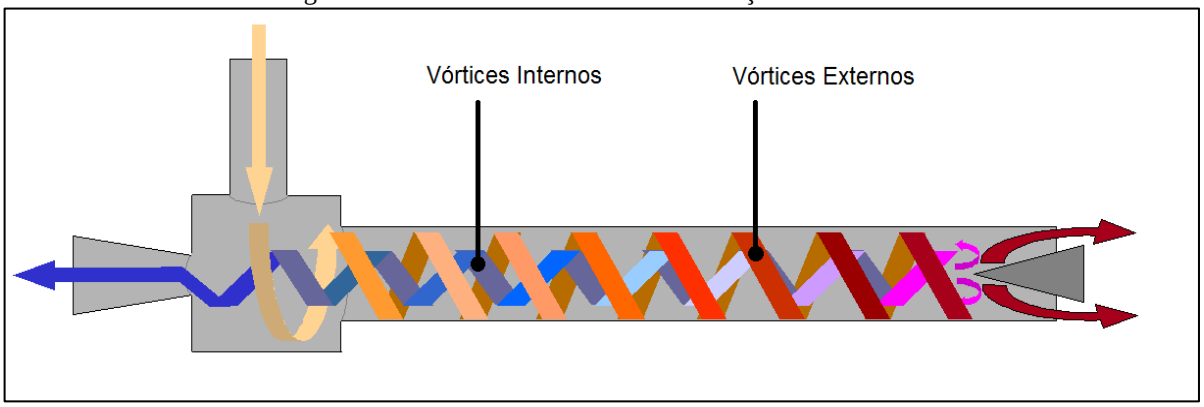
2.3 PRINCÍPIO DA SEPARAÇÃO TÉRMICA

"Quando o torque externo resultante que atua sobre um sistema é igual à zero, o momento angular do sistema permanece constante, ou seja, conserva-se" (YOUNG e FREEDMAN, 2008, p334).

Atualmente existem muitas teorias que tentam justificar como ocorre a separação de energia dentro do dispositivo. Hilsch (1947) insinuou que a expansão do ar, a uma dada pressão alta, próxima à parede do tubo para uma baixa pressão no centro gera um gradiente de velocidades em direções radiais, resultando na transferência de energia cinética, pelas forças viscosas, das camadas mais interna para as mais externas do tubo. Porém Hilsch não conseguiu constatar sua hipótese (SILVA, 2014).

A teoria mais aceita, elaborada pelos professores do Departamento de Física, da Universidade Nacional da Colômbia, diz que o ar que entra pelo tubo geram fluxos em forma de vórtices que viajam em direções contrárias com a mesma velocidade angular. Pelo princípio da conservação do momento angular, a velocidade rotacional do vórtice interno deveria aumentar, mas permanece a mesma, então o momento angular do vórtice interno deixa de ganhar e se manifesta no vórtice externo na forma de calor (vide Figura 4). Assim, os vórtices externos aquecem enquanto os internos esfriam. Devido ao fluxo ser turbulento, esses redemoinhos podem viajar de um vórtice para o outro. Desta forma, as partículas do fluido viajam do centro para fora (em que a pressão é relativamente maior), que são comprimidos provocando seu aquecimento, enquanto que as partículas se movem para o centro do tubo diminuem a pressão, de modo que sofrem arrefecimento (CONTRERAS, BRAVO e FAJARDO, 2008).

Figura 4: Modelo do Tubo com a Identificação dos Vórtices



Fonte: https://it.wikipedia.org/wiki/Tubo_di_Ranque-Hilsch

2.4 CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS

Nesta seção, alguns termos importantes usado na construção dos tubo de vórtices são definidos.

a) massa de ar frio: a análise dimensional proposta por Smith em 2008 mostrou que há uma relação direta entre a temperatura da entrada de ar no tubo e a fração de ar frio (vide equação 5), onde M_c, M_{in} são respectivamente a fração do fluxo de massa de ar frio e a fração do fluxo de massa do ar da entrada (EIAMSA-ARD e PROMVONGE, 2008).

$$\mu_c = \frac{M_c}{M_{in}}, \tag{5}$$

b) queda de temperatura do ar de entrada: também conhecida como temperatura de redução foi definida como a diferença entre a temperatura do ar de entrada com a temperatura da saída de ar frio na equação 6, onde T_{in}, T_c são respectivamente temperatura de entrada e temperatura saída fria (EIAMSA-ARD e PROMVONGE, 2008);

$$\Delta T_c = T_{in} - T_c\,, \tag{6}$$

c) eficiência de arrefecimento: para calcular a eficiência de arrefecimento, Smith utilizou o principio da expansão adiabático do gás ideal. Como o ar flui para o centro do tubo de vórtice, o processo é isentrópico, ou seja, a entropia do sistema permanece constante e pode ser descrita pela equação 7. Onde $\eta_{is}, P_a,\ P_{in}\,, C_p$

são eficiência isentrópica, pressão atmosférica, pressão de entrada e calor especifico (EIAMSA-ARD e PROMVONGE, 2008);

$$\eta_{is} = \frac{T_{in} - T_c}{T_{in}\left(1 - \left(\frac{P_a}{P_{in}}\right)^{\left(Cp - \frac{1}{Cp}\right)}\right)}, \quad (7)$$

d) coeficiente de desempenho: definida entre a razão da energia de arrefecimento em relação ao principio isentrópico, Smith encontrou a equação 8 e 9, onde Q_c é a taxa de refrigeração por unidade de ar de entrada e w é a energia mecânica usada no processo. A variável R é a constante universal do gás (EIAMSA-ARD e PROMVONGE, 2008).

$$COP = \frac{Q_c}{w}, \quad (8)$$

Ou,

$$COP = \frac{\mu_c C_p (T_{in} - T_c)}{\left(\frac{Cp}{Cp-1}\right) R T_{in}\left[\left(\frac{P_{in}}{P_c}\right)^{\left(Cp - \frac{1}{Cp}\right)} - 1\right]}, \quad (9)$$

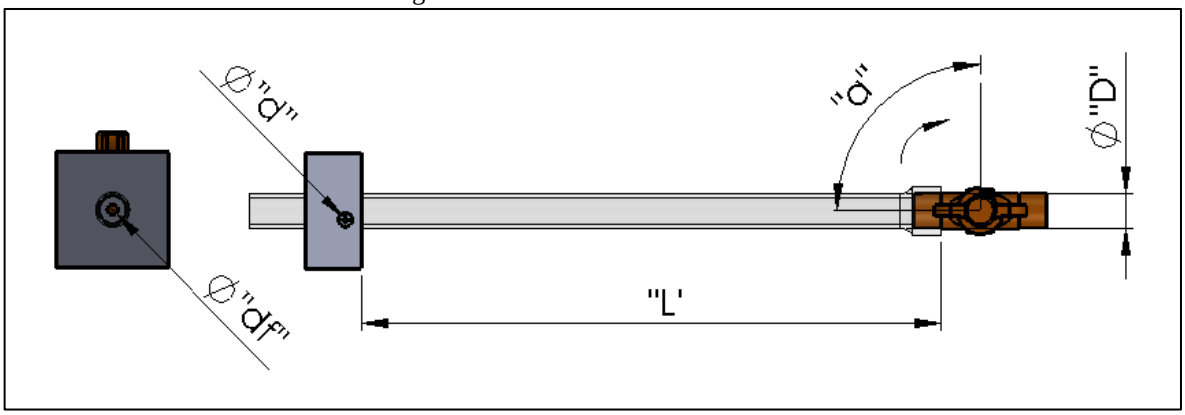
3. DESENVOLVIMENTO DO DISPOSITIVO

Ainda não é possível criar um projeto completo do tubo de vórtices utilizando equações termodinâmicas e de mecânica dos fluidos, entretanto existem correlações qualitativas, fundamentadas por outros projetos teóricos, nos quais predizem que poderá haver mudanças no desempenho por haver troca de pressão e temperatura (YILMAZ, KAYA e KARAGOZ, 2009).

A influência da geometria do tubo com o seu desempenho foi aperfeiçoado experimentalmente ao passar dos anos, trazendo uma relação entre a pressão de entrada, comprimento do tubo, diâmetro da saída fria e também da quente.

A Figura 5 representa um escopo da construção de um tubo de vórtices, com os principais parâmetros do projeto.

Figura 5: Desenho do tubo de vórtices



Fonte: Desenvolvido pelo autor

3.1 BOCAL DE ENTRADA

Segundo os estudos de Pongjet, do *Institute of Technology Ladkrabang*, na Tailândia constatou que não existem dimensões exatas destes parâmetros que resulte em um valor de uma máxima temperatura numa única separação. Esse fenômeno sugere um procedimento para um projeto relativo com as realidades físicas do seu funcionamento. Para uma condição fixa de pressão de alimentação e o diâmetro de entrada for muito pequeno, o tubo de vórtices iria oferecer contrapressões mais elevadas e as velocidades tangenciais dos vórtices seriam substancialmente diferentes devido à quantidade pequena do volume de ar. Isso conduziria a uma baixa difusão energética ou baixa separação térmica. Em contra partida, um diâmetro muito grande resultaria em velocidades tangencias menores, tanto externo quanto interno e também produziria uma baixa separação térmica (PROMVONGE e EIAMSA-ARD, 2005).

A entrada de ar do sistema, localizada na câmera de vórtices estará conectada a tubulação de 6 mm de diâmetro vindo diretamente do compressor de ar. O diâmetro interno foi mantido os valores padrões de norma DIN, ou seja, d=3.5 mm.

3.2 TUBO LONGO E A SAÍDA QUENTE

Hilsch sugeriu que, a razão entre o comprimento do tubo e o seu diâmetro (L/D) deveria sem entorno de 50 para obter uma boa separação térmica (HILSCH, 1947). Dez anos depois, Westley constatou que a única exigência, para o tamanho do tubo, era que a razão exceda 10D (WESTLEY, 1954). Saidi e Yazdi descobriram em 1999 que o comprimento do tubo pode aumentar a diferença térmica entre as saídas e diminuir a destruição de energia (SAIDI e YAZDI, 1999).

Nos estudos de Yilmaz em 2009, sugeriu que o comprimento ideal, para obter uma grande separação de temperatura L/D deveria ficar entre 20 e 55 (YILMAZ, KAYA e KARAGOZ, 2009).

Aydin e Baki realizaram experimentos em 2006 com tubos de vórtices com diâmetros de 18 mm, construídos de alumínio e aço inoxidável. Dos seis tubos construídos de comprimentos diferentes (250, 350, 450, 550, 650, 750) o tubo que obteve o melhor desempenho foi o de 350 mm e razão $\frac{L}{D} = 20$ (AYDıN e BAKI, 2006).

O comprimento do tubo foi construído com base na teoria de Aydin e Baki através da equação 10.

$$\frac{L}{D} \geq 21{,}5, \tag{10}$$

Ou seja, se D = 16 mm,

$$L = 21{,}5 * 16,\ \mathrm{L} \approx 350\mathrm{mm}, \tag{11}$$

3.3 TUBO CURTO E A SAÍDA FRIA

Yilmaz (YILMAZ, KAYA e KARAGOZ, 2009) provou que, se o diâmetro do orifício de saída fria (df) for muito grande, pode ocorrer que os vórtices externos saiam por essa extremidade, ocasionando perda na separação de energia. Se o diâmetro for muito pequeno, existiria uma queda de pressão através deste orifício, e na entrada do ar comprimido

haveria um aumento de pressão, resultando numa contrapressão, diminuindo o efeito da separação de temperatura. A conclusão de seus estudos mostrou que o diâmetro da saída fria (df) ideal seria uma relação direta com o diâmetro do tubo longo (D), sendo,

$$0{,}4 \leq \frac{df}{D} \leq 0{,}6, \tag{12}$$

Para D = 16 mm e a razão $\left(\frac{df}{D}\right)$ = 0,5 obtêm-se df = 8 mm

3.4 VÁLVULA DE CONTROLE DE SAÍDA QUENTE

Uma válvula para o controle da fração da massa de ar é colocado no fim da extremidade do tubo longo. Essa válvula restringe a saída de ar quente, fazendo com que a fração de ar frio do núcleo volte resfriado.

Gao (2005) experimentou diferentes tipos de válvulas para fazer esse controle e concluiu que esta válvula não é um parâmetro crítico de projeto, pois não houve diferenças significativas na temperatura (GAO, BOSSCHAART, *et al.*, 2005).

Aydin e Baki em 2006 constataram que o efeito do ângulo da válvula de controle teria o melhor desempenho entre 45 e 60°. Este ângulo é dado pela variável "a" (AYDıN e BAKI, 2006).

3.5 FRAÇÃO MASSA FRIA

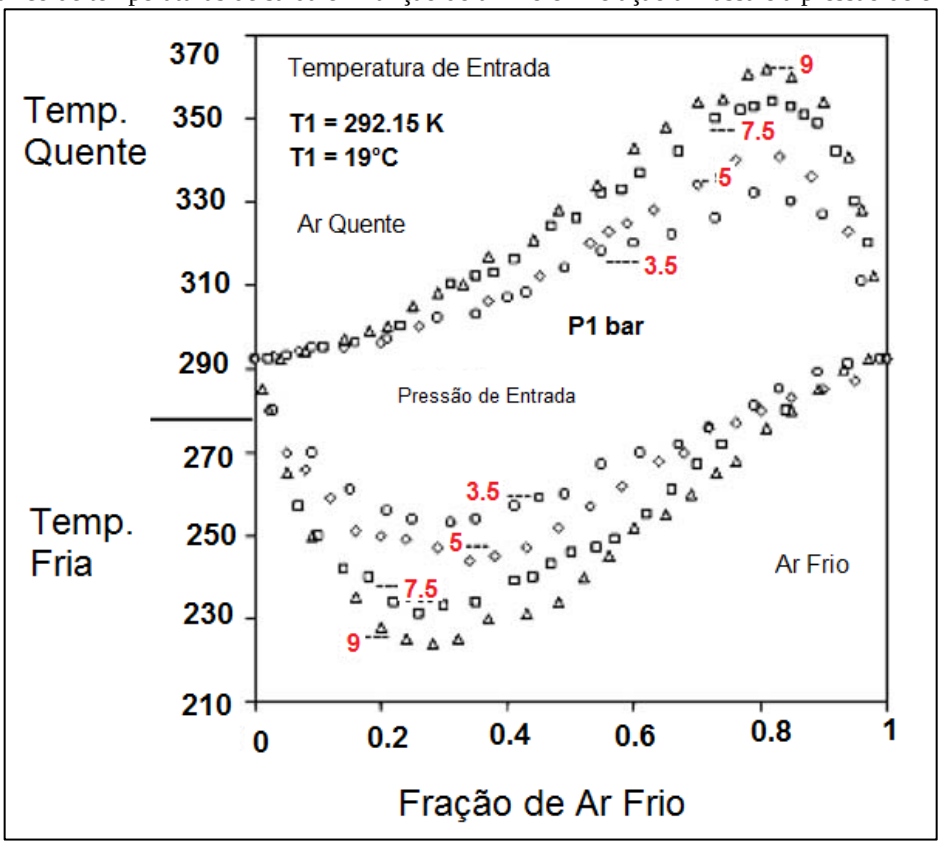
A fração de massa fria é a relação entre a massa de ar que sai pela extremidade fria pela massa de ar da entrada. Parâmetro na qual é de fundamental influência na separação térmica do dispositivo.

Cockerill traçou um gráfico da diferença de temperatura fria e quente no eixo das ordenadas pela fração de massa fria $\left(\mu_c = \frac{M_c}{M_{in}}\right)$ no eixo das abscissas, como apresentado na Figura 6 (COCKERILL, 1998).

Observar-se a diferença de temperatura diminuindo com o aumento fração fria em até 0,3 e atinge um valor mínimo. Nota-se que a partir deste ponto, as diferenças de temperatura param de diminuir e começam a aumentar e, portanto aumenta a eficiência do dispositivo.

Com a velocidade do ar baixa e a fração de frio menor que 0,3, o orifício faz com que a perda a temperatura diminua com o aumento de pressão do fluxo do orifício. Por outro lado se a velocidade do ar moderada e alta o orifício provoca a maior perda. Isto é devido à influência dominante de atrito parede e com vórtice de ar. As diferenças de temperaturas continuam aumentando até um equilíbrio de eficiência entorno de 0,7, onde a temperatura fria continua a aumentar e ocorre uma queda na temperatura quente. Desse modo, Yilmaz afirmou que a máxima refrigeração do tubo ocorreria quando a fração de ar frio permanecesse entre 60% a 80% (YILMAZ, KAYA e KARAGOZ, 2009).

Figura 6: Gráfico de temperaturas de saída em função do ar frio em relação à massa e a pressão de entrada



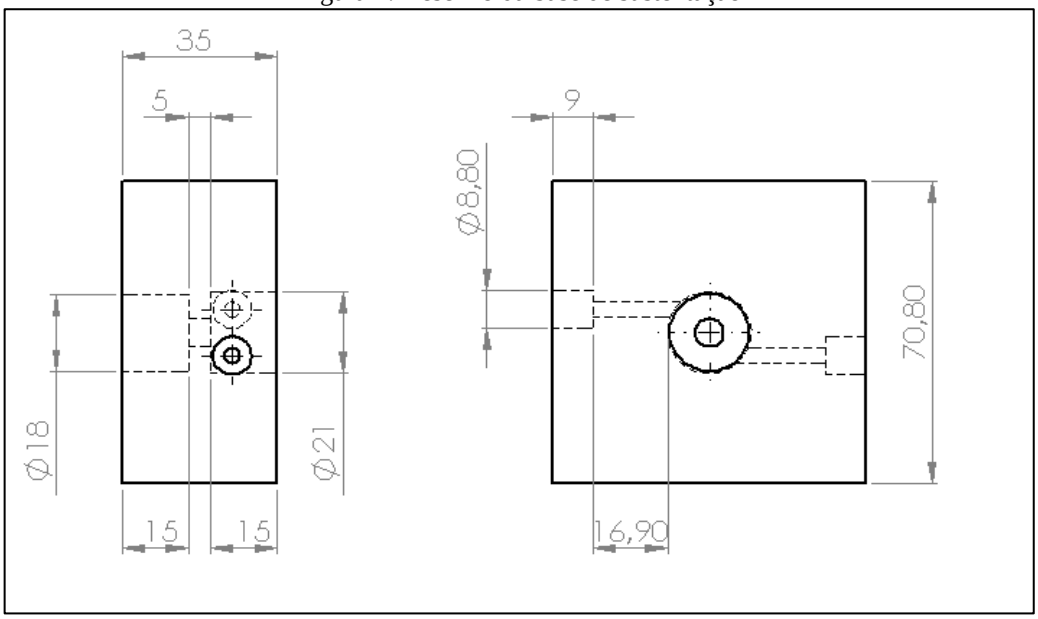
Fonte: Adaptado do Yilmaz (2009)

3.6 BASE DE SUSTENTAÇÃO

A base de sustentação não possui características térmicas que poderiam ser levadas em consideração, no entanto foi estipulado valores suficientemente para atender a robustez do dispositivo. A figura 7 representa o modelo da base utilizado, onde o corpo foi usinado em poliamida 6 (conhecido popularmente como nylon), com dimensões de 70,8 mm de altura, 70,8 mm de largura e 35 mm de profundidade.

Uma furação de 18 mm é realizada na parte traseira da base para a colocação de um tubo menor destinado a saída de ar frio e outra furação de 21 mm, inserida na parte frontal para a inclusão do tubo longo destinado a saída de ar quente.

Figura 7: Desenho da base de sustentação

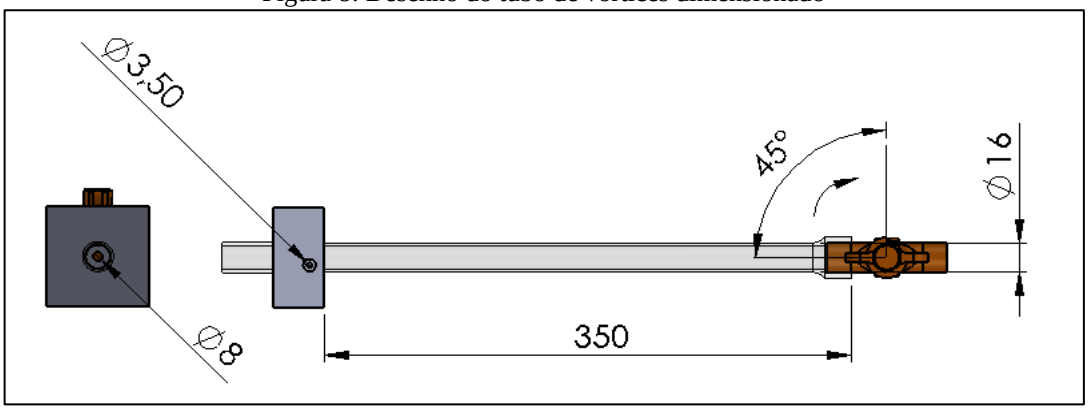


Fonte: Desenvolvido pelo autor

4. MÉTODOLOGIA

A figura 8 representa o projeto finalizado do tubo de vórtices, contendo as conexões, válvulas e tubos para começar o experimento.

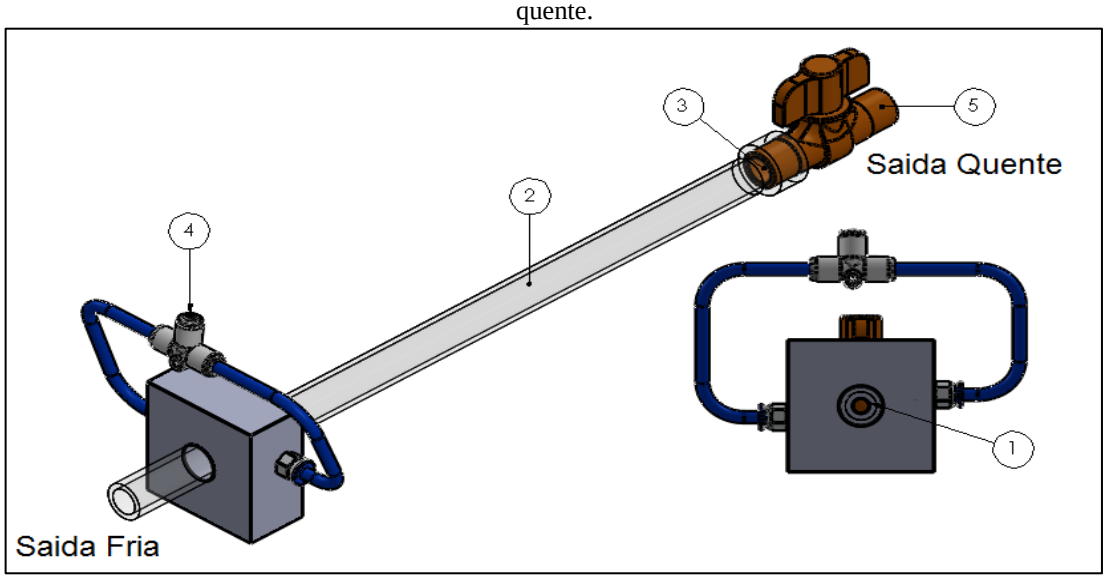
Figura 8: Desenho do tubo de vórtices dimensionado



Fonte: Desenvolvido pelo autor

A figura 9 representa o dispositivo com todos seus componentes.

Figura 9: Tubo de vórtices, onde 1-saída fria, 2-tubo longo, 3-válvula de controle, 4-entrada de ar, 5-saída quente.

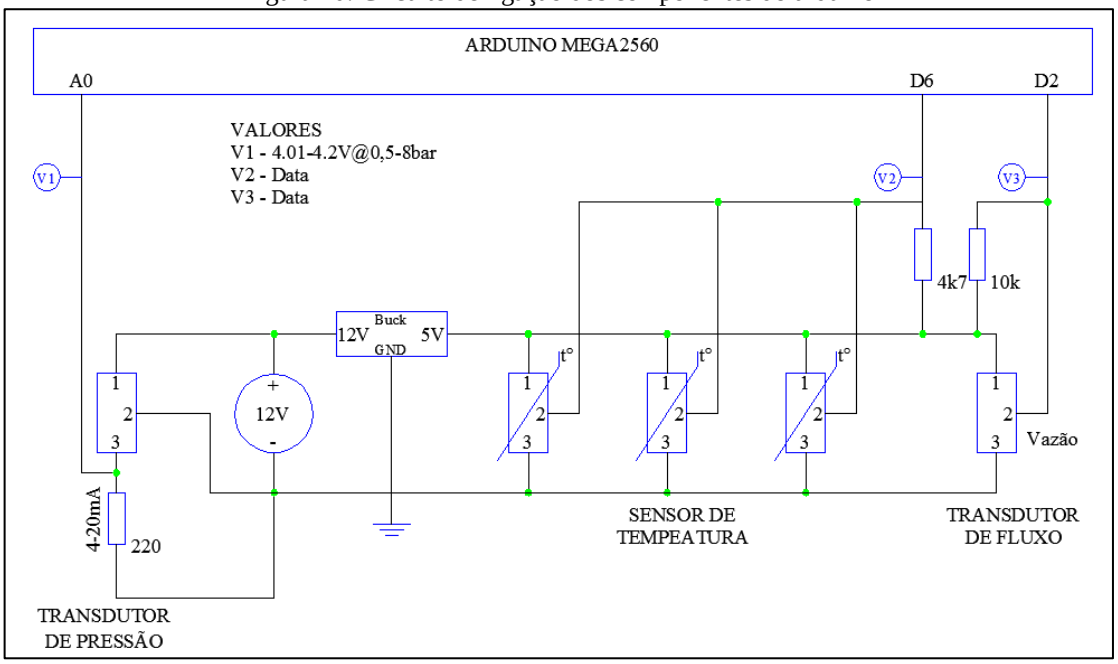


Fonte: Desenvolvido pelo autor

Para a experimentação, foi criado uma eletrônica de baixo custo para alimentar todos os componentes que serão utilizados na análise. Este circuito possui um conversor Buck, uma placa padrão e resistores para podermos comunicar com a placa de *arduino*. A figura 10 mostra o diagrama elétrico deste circuito.

Serão utilizados três sensores para medir a temperatura, um na entrada, um na saída fria e outro na quente. Também foi necessário um sensor de pressão e um de vazão para poder relacionar os dados obtidos com as temperaturas.

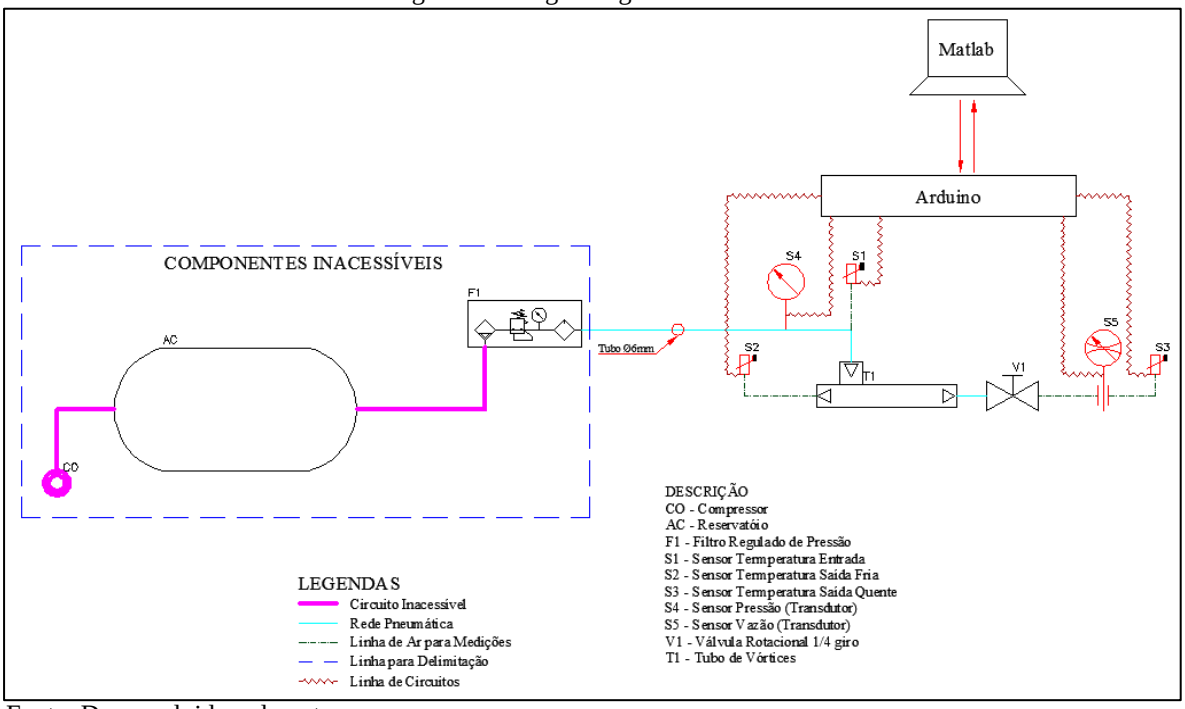
Figura 10: Circuito de ligação dos componentes do arduino



Fonte: Desenvolvido pelo autor

O experimento foi realizado dentro na Universidade de Caxias do Sul. A figura 11 esboça a ligação de todo o sistema.

Figura 11: Diagrama geral do sistema

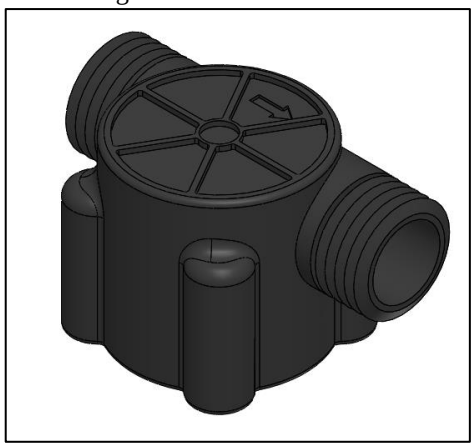


Fonte: Desenvolvido pelo autor

A seção tracejada, onde está localizado o sistema de compressor, o reservatório de ar e o filtro de lubrificação são os equipamentos inacessíveis. Apenas é disponibilizada uma saída da rede pneumática, conectada diretamente ao filtro e com a regulagem manual da pressão.

Para mensurar a vazão, foi necessária a utilização de um sensor de fluxo de efeito hall, modelo Yf-s201 (vide figura 12). Esse sensor mede a passagem de ar da saída quente do sistema e informa ao controlador a vazão em litros por minutos (L/min).

Figura 12: Sensor de vazão



Fonte: Desenvolvido pelo autor

Seu funcionamento é simples, quando o fluxo de ar passa pelo sensor, movimenta suas pás internas que ficam acopladas a um rotor. À medida que a vazão aumenta, a rotação do rotor aumenta proporcionalmente. O Sensor hall detecta quando o rotor completa uma volta, enviando um sinal alto para o arduino, que por sua vez detecta esse sinal através de uma interrupção. Seu erro é de 3%. (ROCHA, FERREIRA, *et al.*, 2014)

Para mensurar a pressão, foi necessária a utilização de um transmissor de pressão, modelo PAA-21R da marca Keller (vide figura 13), onde o mesmo é capaz de medir de 0,5 a 8 bar de pressão e converter linearmente em 4 a 20 mA. Transdutores de pressão são dispositivos que recebem uma pressão mecânica sobre sua superfície e transformam em uma grandeza elétrica.

Figura 13: Transdutor de pressão Keller

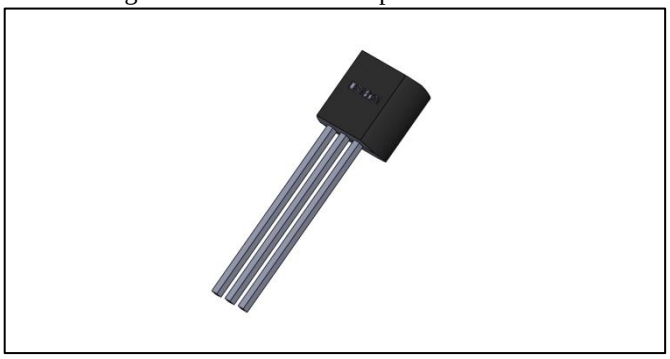


Fonte: http://www.keller-druck.ch/picts/pdf/engl/21re.pdf

Para fazer a leitura digitalmente pelo *arduino*®, foi necessário adicionar um resistor SMD de 220Ω com 1% de tolerância para medir a queda de tensão sobre o mesmo. Conforme a pressão aumenta, a corrente aumenta linearmente e assim a queda de tensão no resistor era proporcional, sendo possível a parametrização da medição. (KELLER, 2016).

Outro componente importante foi os sensores de temperatura, modelo Ds18b20 da marca Dallas Semiconductor (vide figura 14), um sensor capaz de fazer medições na faixa de -55°C a 125°C, com resolução de 9 a 12bits. A grande vantagem de utilizar esse sensor é a possibilidade de interligá-los a um mesmo barramento, pois cada componente possui um número de série próprio, ou seja, é possível ligar muitos sensores a uma única porta do microcontrolador e o mesmo o identifica e faz a leitura de sua temperatura (SEMICONDUCTOR, 2016).

Figura 14: Sensor de Temperatura Ds18b20



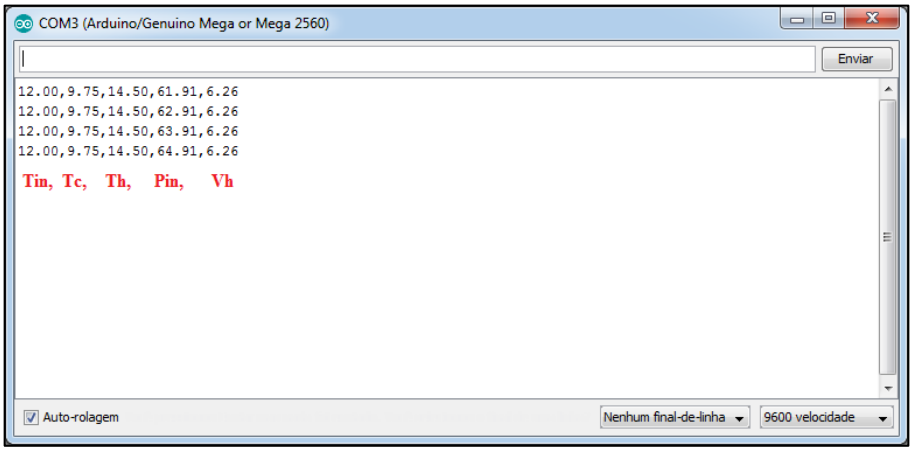
Fonte: Desenvolvido pelo autor

Após todos os componentes adquiridos, foi necessário criar uma interface de comunicação para o software *Matlab*® receber os dados capturados pelo *arduino*®. Esses dados foram enviados para o monitor serial do arduino na forma de números segmentados, entre eles, por vírgulas.

Primeiramente precisou-se importar a biblioteca *Arduino Support* diretamente do software. Com essa biblioteca instalada, é possível criar os códigos de *arduino*® dentro do ambiente do *Matlab*®. Também é necessário mapear as informações básicas do protocolo de comunicação, ou seja, as mesmas informações que o arduino está executando devem ser executadas em *Matlab*®, como, *Baudrate*, *Parity*, *Databits*, *Stopbits e Timeout* (MATLAB, 2016).

Atribui-se uma variável para o armazenamento da porta serial, no caso utilizado a COM3. Com o comando *fget* acessa-se a porta de serial e adquire-se os dados que estão sendo enviados pela porta serial. Armazena-os em um vetor como uma *string* (texto), separando-os por colunas ao encontrar as vírgulas, conforme a imagem 15.

Figura 15: Monitor serial da saída do *arduino*®



Fonte: Desenvolvido pelo autor

Uma válvula esférica foi acoplada na saída do ar quente, podendo girar de 0 a 90° em sua abertura, a fim de controlar o fluxo de ar dentro do tubo (vide figura 16). O ângulo para obter-se a maior separação térmica foi de 45°.

Figura 16: Tubo de vórtices com dois bocais com a válvula acoplada as saída quente



Fonte: Desenvolvido pelo autor

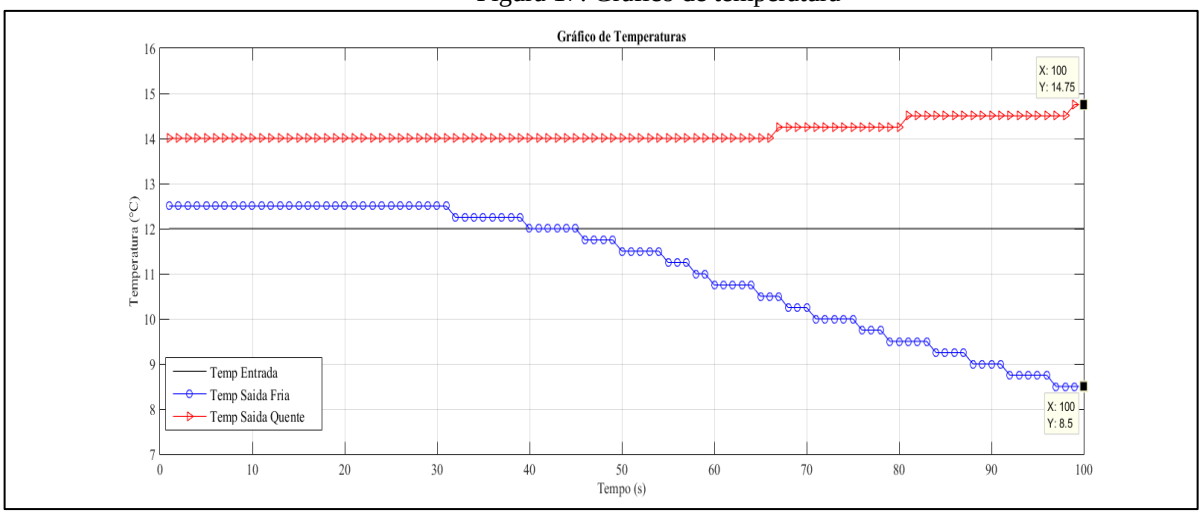
5. RESULTADOS

Todos os resultados obtidos foram ensaiados com o tempo em 100 segundos, pois a partir disso o sistema entrava em regime permanente e a pressão estabilizava-se.

5.1 ANÁLISE DO SISTEMA

A figura 17 representa o gráfico gerado com as temperaturas de entrada, da saída fria e da saída quente. A pressão e a vazão não são consideradas ainda. É possível observar que ocorreu uma separação térmica após 40 segundos de funcionamento do sistema, onde a menor temperatura registrada foi de 8,5°C (281,65 K) e a maior temperatura registrada foi 14,5°C (287,65 K). Todos os dados obtidos foram com a válvula de controle aberta com um ângulo de $a = 45°$, pois foi onde ocorre a maior eficiência.

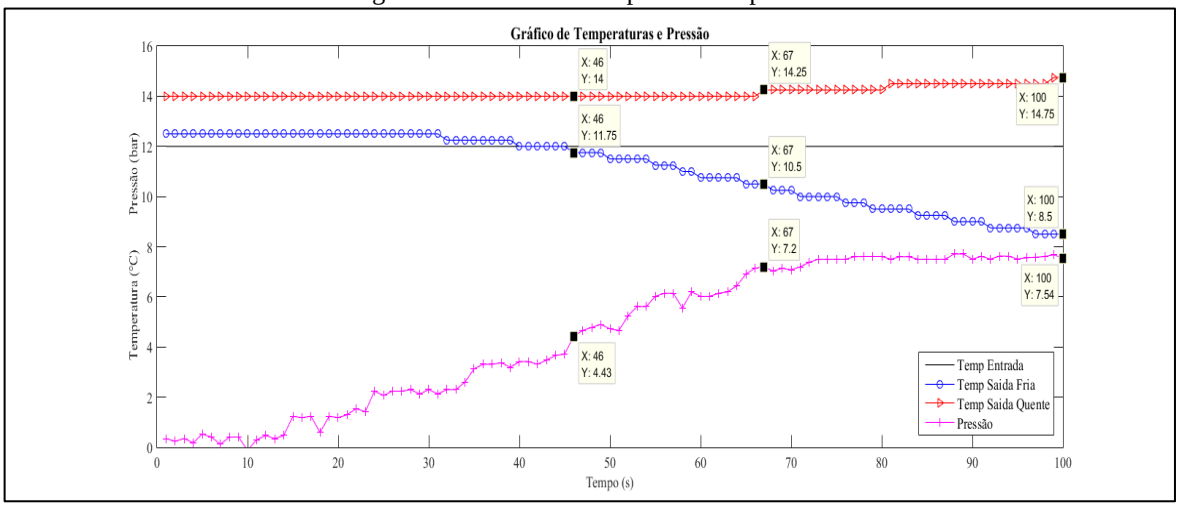
Figura 17: Gráfico de temperatura



Fonte: Desenvolvido pelo autor

Na figura 18, pode ser comparar os dados térmicos com a pressão dinâmica do sistema.

Figura 18: Gráfico de temperaturas e pressão



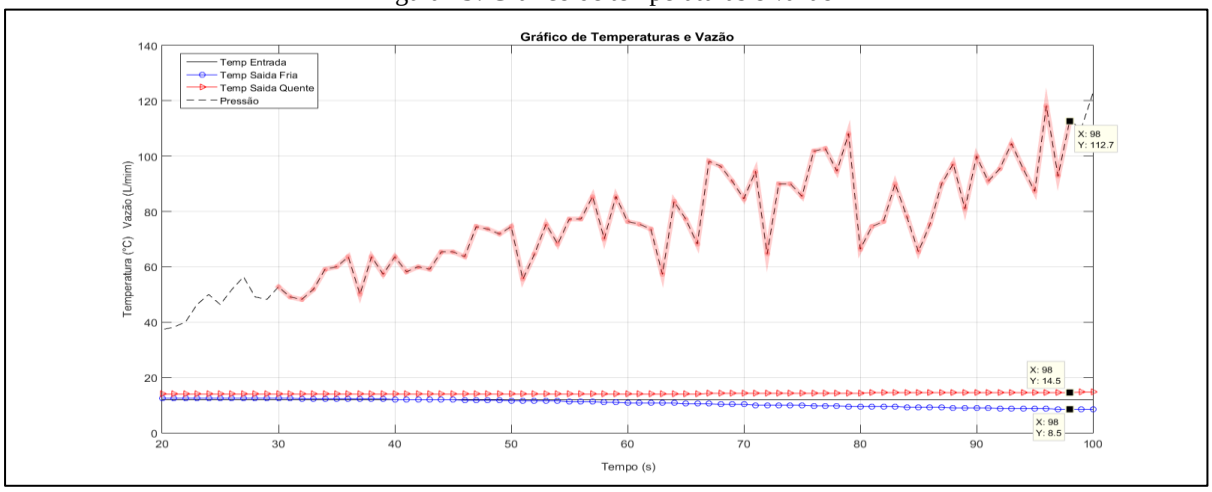
Fonte: Desenvolvido pelo autor

É possível observar que a partir de 4 bar de pressão começa a separação térmica do dispositivo para arrefecimento e entorno de 7 bar tem-se um aumento na temperatura de saída quente de 1°C. A partir de 70 segundos a pressão não sofre variação e entra em regime permanente fazendo a temperatura estabilizar, em 100 segundos, em 8,5°C e 14,75°C.

Quanto maior é o aumento da pressão, maior a diferença de temperaturas quente e fria. Acima de 7,1 bar, não foi possível mensurar devido à capacidade física do sistema e dos sensores.

A figura 19 representa o gráfico da vazão no tempo comparado com a temperatura e mostra um ruído na linha, possivelmente ocasionado pelos picos que os vórtices de ar fazem ao passar pelas pás do sensor. No entanto, como esses picos não influenciam no objetivo final, foi traçado uma linha acima do gráfico para melhor entendimento.

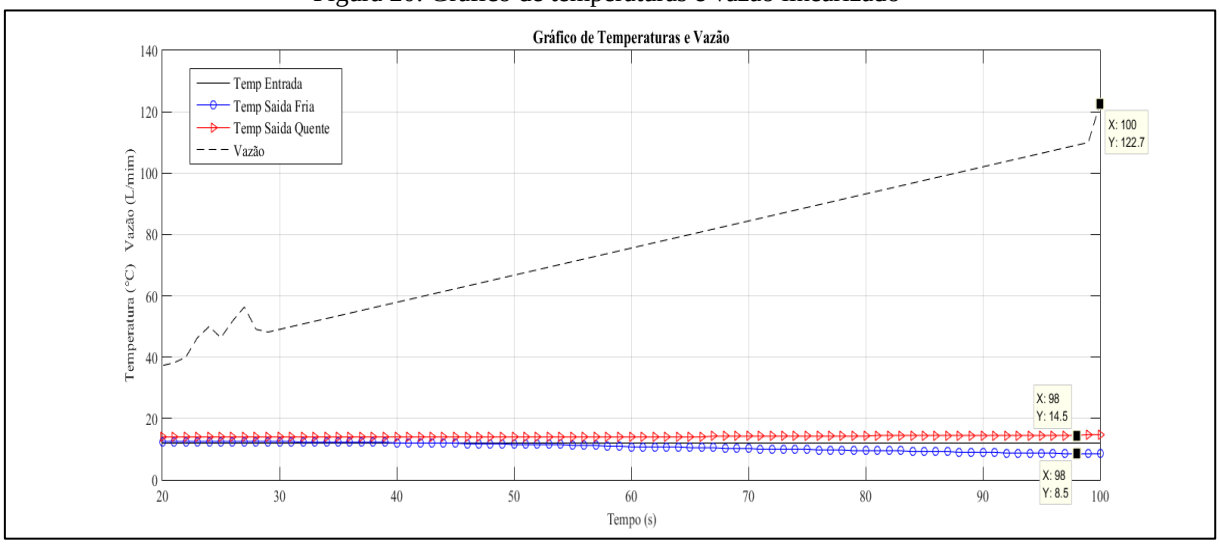
Figura 19: Gráfico de temperaturas e vazão



Fonte: Desenvolvido pelo autor

A figura 20 representa o gráfico da aproximação da curva característica realizada pelo sensor de vazão. Essa curva foi parametrizada pela média do maior pico pelo valor menor. Nota-se um aumento continuo no fluxo de ar da saída do tubo quente, porém não pode ser maior do que a vazão da saída fria, pois nela concentra-se o maior fluxo de massa de ar.

Figura 20: Gráfico de temperaturas e vazão linearizado



Fonte: Desenvolvido pelo autor

5.2 ANÁLISE TEÓRICA

Analisou-se matematicamente o dispositivo, o princípio da conservação de energia e a segunda lei da termodinâmica deverá ser satisfeitos e a geração de entropia do sistema não poderá ser negativa (MORAN e SHAPIRO, 2009). Partindo das premissas que:

a) desprezando as variações das energias cinéticas e potencial das correntes de admissão e descarga;
b) o sistema encontra-se em regime permanente.

A tabela 1 mostra os valores de calor específico de algumas substâncias.

Tabela 1: Tabela de Valores de calor específico

Substância	**Calor Específico (cal/g.°C)**
Água	1,000
Gelo	0,550
Alumínio	0,217
Ferro	0,114
Ar	**0,240**

Fonte: www.objetoseducacionais2.mec.gov.br

Esta tabela indica que, para elevar a temperatura de uma substância qualquer, devemos fornecer uma quantidade de calor para cada grama desta substância, ou seja, para aumentar em um grau a massa de um grama de água, é necessário fornecer 1 caloria. O calor específico também poderia ser dado em J/kg.°C.

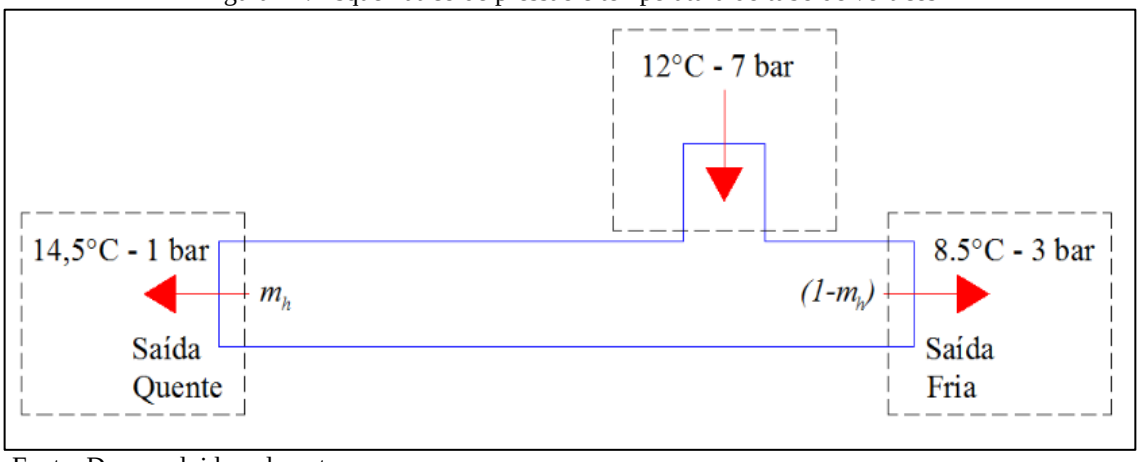
A tabela 2 mostra os dados obtidos no experimento.

Tabela 2: Tabela de dados obtidos

Parâmetros	Valor	Unidade
Temperatura entrada (T_{in})	12	°C
Temperatura quente (T_h)	14,5	°C
Temperatura fria (T_c)	8,5	°C
Pressão de entrada (P_{in})	7	bar
Pressão de saída quente (P_h)	1	bar
Pressão de saída fria (P_c)	3	bar
Massa de ar entrada ($\dot{m}_{in}$)	1	Kg/s
Massa de ar saída quente ($\dot{m}_h$)	0,4($\dot{m}_{in}$)	Kg/s
Massa de ar saída fria ($\dot{m}_c$)	0,6($\dot{m}_{in}$)	Kg/s
Ângulo da válvula de controle (a)	45	°
Trabalho (W)	0	J
Calor fornecido (Q)	0	J
Calor específico (C_p)	0,24	cal/(g*°C)
Constante gás ideal (R)	8,314462	J*K^-1*mol^-1

Fonte: Desenvolvido pelo autor

Figura 21: Esquemático de pressão e temperatura do tubo de vórtices



Fonte: Desenvolvido pelo autor

A figura 21 esboça os valores obtidos de pressão e temperatura do tubo de vórtices para os cálculos abaixo.

Começando pela fração de ar no tubo ($\dot{m}_{in}$) através da primeira lei da termodinâmica, vide equação 13, que significa que a entalpia de entrada (*in*) deve ser igual à entalpia de saída (*out*).

$$h_{in} = h_{out}, \quad (13)$$

$$\dot{m}_h = \dot{m}_c + \dot{m}_h,$$

$$\dot{m}_c = (-T_h + T_{in})/(-T_h + T_c), \quad (14)$$

A equação 14 calcula a fração de ar do tubo com a temperatura em *Celsus*.

$$\dot{m}_c = (-14{,}4 + 12)/(-14{,}4 + 8{,}5),$$

$$\dot{m}_c = 0{,}406,$$

Ou seja, aproximadamente 40% de massa de ar no tubo e m_h deverão ser em torno de 60%.

$$\dot{m}_h = 1 - \dot{m}_c,$$

$$\dot{m}_h = 0{,}593,$$

Como comentado na equação 3, o balanço de massa e energia em termos de taxas se reduzem a equação 15.

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_c + \dot{m}_h$$

$$\dot{m}_{in} h_{o,in} = \dot{m}_c h_{o,c} + \dot{m}_h h_{o,h}$$

$$0 = \dot{m}_{in} h_{o,in} - \dot{m}_c h_{o,c} - \dot{m}_h h_{o,h}, \quad (15)$$

Como $m_c = 0{,}6 m_{in}$, e consequentemente $m_h = 0{,}4 m_{in}$ e avaliando as variações de entalpia, temos:

$$0 = (\dot{m}_c + \dot{m}_h) h_{in} - \dot{m}_h h_h - \dot{m}_c h_c,$$

$$0 = \dot{m}_h (h_{in} - h_h) + \dot{m}_c (h_{in} - h_h), \quad (16)$$

Substituindo os valores e desenvolvendo a equação 16. Neste caso, a temperatura precisa estar em Fahrenheit, convertendo os dados $T_{in} \cong 52,\ T_c \cong 48,\ T_h \cong 58$.

$$0 = 0{,}4\dot{m}_{in}[Cp(T_{in} - T_h)] + 0{,}6\dot{m}_{in}[Cp(T_{in} - T_c)],$$

$$0 = 0{,}4\dot{m}_{in}[0{,}24(52 - 58)] + 0{,}6\dot{m}_{in}[0{,}24(52 - 48)],$$

$$0 \cong 0\ \ (-1.1102e^{-16}).$$

Com os dados obtidos e inseridos na equação 16, o princípio da conservação de massa e de energia é satisfeitos, ou seja, a entalpia de entrada é igual à de saída. (MORAN e SHAPIRO, 2009).

Agora combinando os valores de massa e entropia obtém-se à equação 17:

$$0 = 0{,}4\dot{m}_{in}(s_{in} - s_h) + 0{,}6\dot{m}_{in}(s_{in} - s_c) + \sigma_{ve}, \qquad (17)$$

Onde, s, σ_{ve} são respectivamente entropia e o ciclo térmico.

Para avaliar a variação da entropia específica a fim de determinar se o sistema satisfaz a segunda lei da termodinâmica, divide-se o ciclo pela taxa de massa de ar de entrada (vide equação 18) (MORAN e SHAPIRO, 2009).

$$\frac{\sigma_{ve}}{\dot{m}_{in}} = 0{,}4\left[Cp\ln\frac{T_h}{T_{in}} - R\ln\frac{P_h}{P_{in}}\right] + 0{,}6\left[Cp\ln\frac{T_c}{T_{in}} - R\ln\frac{P_c}{P_{in}}\right], \qquad (18)$$

$$\Delta s = 0{,}4\left[0.24\ln\frac{14{,}4}{12} - 8{,}314\ln\frac{1}{7}\right] + 0{,}6\left[0{,}24\ln\frac{8{,}5}{12} - 8{,}314\ln\frac{3}{7}\right]$$

$$\Delta s = 5.7476\frac{J}{mol * °C}$$

Portanto, a segunda lei da termodinâmica também é satisfeita, pois $\Delta s > 0$, ou seja, a variação de entropia deve ser maior que zero. A expaectativ era de uma variação entorno de 20 J/mol*°C. (LEARNCHEME, 2012)

Para medir a queda de arrefecimento, será abordada a equação 6.

$\Delta T_c = T_{in} - T_c$ $\Delta T_h = T_{in} - T_h$

$\Delta T_c = 12 - 8{,}5,$ $\Delta T_h = 12 - 14{,}4$

$\Delta T_c = 3{,}5\ °C,$ $\Delta T_h = -2{,}4\ °C$

6. CONSIDERAÇÕES

A tabela 3 mostra uma lista de pesquisadores que estudaram a separação térmica sobre os tubos de vórtices, elaborada por Smith. Com isso, observam-se as variações encontradas no experimento (EIAMSA-ARD e PROMVONGE, 2008).

Tabela 3: Lista dos pesquisadores sobre o tubo de vórtices

Summary of experimental studies on vortex tubes

Year	Investigator	Dia., D (mm)	P_i, atm (abs.)	Total temperature (°C)		μ_c
				$T_h - T_i$	$T_c - T_i$	
1933	Ranque	12	7	38	−32	–
1947	Hilsch	4.6	11	140	−53	0.23
1950	Webster	8.7	–	–	–	–
1951	Scheper	38.1	2	3.9	−11.7	0.26
1956–7	Hartnett and Eckert	76.2	2.4	3.5	−40	–
1956	Martynovskii and Alekseev	4.4/28	12	–	−65	–
1957	Scheller and Brown	25.4	6.1	15.6	−23	0.506
1958	Otten	20	8	40	−50	0.43
1959	Lay	50.8	1.68	9.4	−15.5	0
1960	Suzuki	16	5	54	−30	1
1960	Takahama and Kawashima	52.8	–	–	–	–
1962	Sibulkin	44.5	–	–	–	–
1962	Reynolds	76.2	–	–	–	–
1962	Blatt and Trusch	38.1	4	–	−99	0
1965	Takahama	28/78	–	–	–	–
1966	Takahama and Soga	28/78.	–	–	–	–
1968	Vennos	41.3	5.76	−1	−13	0.35
1969	Bruun	94	2	6	−20	0.23
1973	Soni	6.4/32	1.5/3	–	–	–
1982	Schlenz	50.8	3.36	–	–	–
1983	Stephan et al.	17.6	6	78	−38	0.3
1983	Amitani et al.	800	3.06	15	−19	0.4
1988	Negm et al.	11/20	6	30	−42	0.38
1994	Ahlborn et al.	18	4	40	−30	–
1996	Ahlborn et al.	25.4	2.7	30	−27	0.4
2001	Guillaume and Jolly III	9.5	6	–	−17.37	0.4
2003	Saidi and Valipour	9	3	–	−43	0.6
2004	Promvonge and Eiamsa-ard	16	3.5	–	33	0.33
2005	Promvonge and Eiamsa-ard	16	3.5	25	30	0.38
2005	Aljuwayhel et al.	19	3	1.2	−11	0.1

Note: P_i = inlet pressure before nozzle.

Fonte: Smith Eiamsa-ard e Pongjet Promvonge, 2008 pg. 1833.

É possível observar que, Hilsch obteve a maior separação térmica, pois a variação entre a temperatura quente com a temperatura de entrada foi de 140°C, consequentemente a variação da saída fria foi de -53°C. Em contrapartida, Alijuwayhel obteve uma variação térmica baixa, na faixa de 1,2°C para a saída quente e -11°C na saída fria.

O projeto consiste em reproduzir um tubo de vórtices a partir das teorias propostas na literatura, bem como construí-lo com materiais de preço acessível para o experimento. Com base nos resultados abordados, o sistema não se mostrou tão eficiente quanto esperado, pois se esperava que o dispositivo tivesse uma separação térmica em torno de 20°C entre as saídas de ar quente e fria, onde se obteve algo em torno de 6°C.

Um dos fatores que contribuem para a ineficiência deve-se ao fato de que o ar de entrada estar abaixo da 15°C, pois nas teses abordadas, os pesquisadores trabalharam com uma temperatura de entrada T_{in} em torno de 20 a 25°C.

Todos os tubos de vórtices dos autores citados foram produzidos em Alumínio, Aço ou Aço Inoxidável e como este foi produzido em PVC e nylon, suas capacidades caloríficas são diferentes quando comparado aos metais.

No processo de fabricação dos furos tangenciais, que foram feitos no barrote de nylon, os mesmo não ficaram exatamente na borda tangenciando a parede do tubo, essa variação de milímetros pode influenciar na eficiência isentrópica do dispositivo.

No geral, houve uma separação térmica e com os resultados obtidos é possível trabalhar em uma aplicação do tubo como climatizador, apenas mantendo a pressão estável e controlando o ângulo da válvula da saída quente, pois ela controla a fração de ar dentro da câmara. Este diagnóstico será ampliado na continuação deste trabalho.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AYDıN, O.; BAKI, M. An experimental study on the design parameters of a counterflow vortex tube. **Energy**, v. 31, n. 14, p. 2763-2772, Nov. 2006.

CARMELO IRIONDO, S. Un Fenómeno de la Física. **Servicecycle**, 2015. Disponivel em: <http://www.servicecycle.top/more-detail/1ioT/tubo-de-vortex-carmelo-iriondo-hornidura-.html>. Acesso em: 18 Abril 2016.

CARRIER. Reference for Business. **History of Carrier Corporation**, 2016. Disponivel em: <http://www.referenceforbusiness.com/history2/25/Carrier-Corporation.html>. Acesso em: 25 Maio 2016.

COCKERILL, T. **Thermodynamics and Fluid Mechanics of a Ranque-Hilsch Vortex**. University of Cambridge. Cambridge, p. 249 f. 1998.

CONTRERAS, O. J. G.; BRAVO, J. E. M.; FAJARDO, F. Construcción y caracterización de un tubo Ranque-Hilsch. **Revista Brasileira de Ensino de Física**, v. 30, n. 4, p. 1-5, 2008.

EIAMSA-ARD, S.; PROMVONGE, P. Review of Ranque-Hilsch effects in vortex tubes. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 12, n. 7, p. 1822-1842, 2008.

EXAIR. Vortex Tubes and Spot Cooling Products. **Exair**, 2016. Disponivel em: <http://www.exair.com/en-US/Primary%20Navigation/Products/Vortex%20Tubes%20and%20Spot%20Cooling/Pages/Vortex%20Tubes%20and%20Spot%20Cooling%20Home.aspx>. Acesso em: 07 Abril 2016.

GAO, C. M. et al. Experimental study on a simple Ranque-Hilsch vortex tube. **Cryogenics**, v. 45, n. 3, p. 173-183, 2005.

HILSCH, R. The Use of the Expansion of Gases in a Centrifugal Field as Cooling Process. **Review of Scientific Instruments**, v. 18, n. 2, p. 108-113, 1947.

KELLER. Keller-druck. **Keller druck**, 2016. Disponivel em: <http://www.keller-druck.ch/picts/pdf/engl/21re.pdf>. Acesso em: 15 junho 2016.

LEARNCHEME. Second Law of Thermodynamics: Hilsch Tube. **Chemical Engineering Screencasts**, 2012. Disponivel em: <https://www.youtube.com/watch?v=o4qwEgj9k1A>. Acesso em: 18 Junho 2016.

MATLAB. www.mathworks.com, 2016. Disponivel em: <http://www.mathworks.com/hardware-support/arduino-matlab.html>. Acesso em: 14 jun. 2016.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. Principios de Termodinâmica para Engenharia. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

OLIVER, R. **Numerical prediction of primary and secondary flows in a Ranque-Hilsch vortex tube**. Dublin Institute of Technology. Dublin, p. 136 f. 2008.

PROMVONGE, P.; EIAMSA-ARD, S. Investigation on the Vortex Thermal separation in a Vortex Tube Refrigerator. **ScienceAsia**, v. 31, n. 3, p. 215-226, 2005.

ROCHA, C. B. et al. **Sistema de monitoramento de consumo de agua dómestico com a utilização de um hidrômetro digital**. Universidade Tecnológica do Paraná. Curitiba, p. 46 f. 2014.

SAIDI, M. H.; YAZDI, M. R. A. Exergy model of a vortex tube system with experimental results. **ScienceDirect**, v. 24, n. 7, p. 625-632, 1999.

SEMICONDUCTOR, D. Mouser Eletronics, 2016. Disponivel em: <http://www.mouser.com/ds/2/256/DS18B20-370043.pdf>. Acesso em: 06 14 2016.

SILVA, O. C. D. **Sistema de refrigeração por tubos de Ranque-Hilsch com abastecimento de instalação de ar comprimido para alimentação com fonte solar fotovoltaica**. Universidade Federal do Ceará. Fortaleza, p. 88 f. 2014.

SOUZA, L. H. V. **Desidratação, separação e liquefação de gás natural usando o tubo vortex**. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, p. 15 f. 2009.

SUPERINTERESSANTE, R. James Clerk Maxwell. **SuperInteressante**, Maio 2012. Disponivel em: <http://super.abril.com.br/historia/james-clerk-maxwel>. Acesso em: 05 Maio 2016.

WESTLEY, R. A Bibliography and Survey of The Vortex Tube. **The college of Aeronautics Cranfield**, v. 9, n. 9, p. pp.38, 1954.

YILMAZ, M.; KAYA, M.; KARAGOZ, S. A review on design criteria for vortex tubes. **Heat Mass Transfer**, v. 45, n. 5, p. 613-632, 2009.

YOUNG, H. D.; FREEDMAN, R. A. **Física I**. 12. ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, v. 1, 2008, p334. 403 p.