UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

THALES SILVA XIMENES DE ARAGÃO

APERFEIÇOAMENTO EXPERIMENTAL DE UM TUBO DE VÓRTICE PARA ACIONAMENTO POR SISTEMA SOLAR FOTOVOLTAICO

FORTALEZA
2017

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

A672a Aragão, Thales.
APERFEIÇOAMENTO EXPERIMENTAL DE UM TUBO DE VÓRTICE PARA ACIONAMENTO POR SISTEMA SOLAR FOTOVOLTAICO / Thales Aragão. – 2017.
89 f. : il.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2017.
Orientação: Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha.
Coorientação: Prof. Dr. Maria Eugênia Vieira da Silva.

1. Tubo de Vórtice, Refrigeração, Energia Solar. I. Título.

CDD 620.1

THALES SILVA XIMENES DE ARAGÃO

APERFEIÇOAMENTO EXPERIMENTAL DE UM TUBO DE VÓRTICE PARA ACIONAMENTO POR SISTEMA SOLAR FOTOVOLTAICO

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, do Centro de Tecnologia da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de Concentração: Processos, Equipamentos e Sistemas para Energias Renováveis.

Aprovada em 07/07/2016

BANCA EXAMINADORA

_____

Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

_____

Prof.ª Dra. Maria Eugênia Vieira da Silva
Universidade Federal do Ceará (UFC)

_____

Prof. Me. Francisco Olimpio Moura Carneiro
Universidade Federal do Piauí (UFPI)

Lista de Figuras

1 Tubo de vórtice com configuração contracorrente 12
2 Vórtice com configuração cocorrente 12
3 Volume de Controle - área pontilhada 13
4 Arranjo fotovoltaico para o acionamento de um compressor 17

5 Tubo 19
6 Câmara de Vórtice 20
7 Câmara de Vórtice e Injetor de Ar - Vista Explodida 21
8 Componentes da Válvula de Separação 21
9 Orifícios de Saída Quente 22
10 Injetores de ar com 4 e 6 entradas 23
11 Conjunto montado 24
12 Vista explodida 24
13 Montagem do sistema 25
14 Arranjo físico. (a) painel fotovoltaico, (b) Controlador de carga, (c) banco de baterias, (d) Inversor de corrente 27

15 Saídas quentes e frias para tubos com 4 e 6 entradas 29
16 Variações de Temperatura de saída fria 30
17 Variações de Temperatura de saída quente 31
18 Separação de Temperatura 4 entradas, 1 bar 31
19 Separação de Temperatura 4 entradas, 2 bar 32
20 Separação de Temperatura 4 entradas, 3 bar 32
21 Separação de Temperatura 4 entradas, 4 bar 33
22 Separação de Temperatura 4 entradas, 5 bar 34
23 Separação de Temperatura 4 entradas, 6 bar 34
24 Separação de Temperatura 6 entradas, 1 bar 35
25 Separação de Temperatura 6 entradas, 2 bar 36
26 Separação de Temperatura 6 entradas, 3 bar 36
27 Separação de Temperatura 6 entradas, 4 bar 37
28 Separação de Temperatura 6 entradas, 5 bar 38
29 Separação de Temperatura 6 entradas, 6 bar 38

30 Coeficiente de Performance 4 entradas, 1 bar 39
31 Coeficiente de Performance 4 entradas, 2 bar 40
32 Coeficiente de Performance 4 entradas, 3 bar 40
33 Coeficiente de Performance 4 entradas, 4 bar 41
34 Coeficiente de Performance 4 entradas, 5 bar 41
35 Coeficiente de Performance 4 entradas, 6 bar 42
36 Coeficiente de Performance 6 entradas, 1 bar 43
37 Coeficiente de Performance 6 entradas, 2 bar 43
38 Coeficiente de Performance 6 entradas, 3 bar 44
39 Coeficiente de Performance 6 entradas, 4 bar 44
40 Coeficiente de Performance 6 entradas, 5 bar 45
41 Coeficiente de Performance 6 entradas, 6 bar 46
42 Eficiência Exergética 4 entradas, 1 bar 47
43 Eficiência Exergética 4 entradas, 2 bar 47
44 Eficiência Exergética 4 entradas, 3 bar 48
45 Eficiência Exergética 4 entradas, 4 bar 48
46 Eficiência Exergética 4 entradas, 5 bar 49
47 Eficiência Exergética 4 entradas, 6 bar 50
48 Eficiência Exergética 6 entradas, 1 bar 50
49 Eficiência Exergética 6 entradas, 2 bar 51
50 Eficiência Exergética 6 entradas, 3 bar 51
51 Eficiência Exergética 6 entradas, 4 bar 52
52 Eficiência Exergética 6 entradas, 5 bar 52
53 Eficiência Exergética 6 entradas, 6 bar 53
54 Destruição de Exergia 4 entradas, 1 bar 54
55 Destruição de Exergia 4 entradas, 2 bar 55
56 Destruição de Exergia 4 entradas, 3 bar 55
57 Destruição de Exergia 4 entradas, 4 bar 56
58 Destruição de Exergia 4 entradas, 5 bar 56
59 Destruição de Exergia 4 entradas, 6 bar 57
60 Destruição de Exergia 6 entradas, 1 bar 58
61 Destruição de Exergia 6 entradas, 2 bar 58
62 Destruição de Exergia 6 entradas, 3 bar 59
63 Destruição de Exergia 6 entradas, 4 bar 59
64 Destruição de Exergia 6 entradas, 5 bar 60
65 Destruição de Exergia 6 entradas, 6 bar 61

66 Célula Solar 66
67 Compressor HYUNDAI HYAC24D 68

68 Inversor Sunny Boy 68
69 Controlador de Carga 69
70 Painel Solar 69
71 Bateria Estacionária 69
72 Arranjo físico. (a) painel fotovoltaico, (b) Controlador de carga, (c) banco de baterias, (d) Inversor de corrente 70

Lista de Tabelas

1 Potencial de Aquecimento de alguns fluidos refrigerantes – Adaptada de Hundy (2008) 2

2 Levantamento de Custos de Componentes 70

Resumo

O presente trabalho buscou a determinação de parâmetros ótimos – como pressão e fração de massa fria – para tubos de vórtice, visando o melhor desempenho termodinâmico. As principais variáveis de entrada estudadas foram a pressão (1 a 6 bar) e a fração de massa fria, em torno de 40%, assim como o número de entradas da câmara de vórtice, com 4 e 6. As frações de massa fria se apresentaram mais eficientes entre os valores de 40 e 50%.

A análise realizada usou um tubo de vórtice que possibilitava um trabalho conjunto com um compressor de 7,5hp. Instrumentos de medição foram utilizados para a obtenção dos dados experimentais. São eles: um rotâmetro com grande capacidade de medição de fluxo de ar e uma série de termopares para medições de temperaturas em diferentes pontos do circuito, como a entrada da câmera de vórtice e as saídas quente e fria do tubo. Os experimentos revelaram que o coeficiente de performance (definido como a razão entre o trabalho de compressão do ar e a variação de entalpia deste entre a entrada do tubo e a saída fria) foi satisfatório, atingindo índices de 0,12. A melhor configuração apresentada foi com um tubo de vórtice trabalhando a pressão de 6 bar, com uma câmara de geração de vórtice possuindo 4 entradas.

A eficiência em termos de exergia – determinada como a razão entre a exergia das massas de ar na saída do tubo e a exergia da massa de ar na entrada deste – também foi estudada e calculada, apresentando valores de 2% para os pontos mais eficientes. Os valores desta eficiência apresentaram pouca variação em relação à variação de pressão.

Nos trabalhos analíticos, foram realizados o dimensionamento e a escolha de um arranjo fotovoltaico capaz de alimentar o sistema de geração de energia, composto de 8 unidades de painéis fotovoltaicos trabalhando em paralelo.

Palavras-Chave: Tubo de vórtice, Refrigeração, Energia Solar

Abstract

This work wanted to determine the optimum parameters – like pressure and cold mass fraction – to vortex pipes, in order to find out the best thermodynamic performance. The main inlet variables studied were the pressure – from 1 to 6 bar – and the cold mass fraction, around 40%, as well as the number of inlets on the vortex chamber, with 4 and 6 inlets. The cold mass fraction presented more efficient between 40 and 50%.

This analysis used a vortex tube that enabled to work together with a 7,5 hp compressor. Measurement instruments were used to obtain the experimental data. They are a rotameter capable of measure 400 standard cubic feet per hour and several termocouples, as in the inlet of the vortex chamber and the cold and hot outlet. The experiments revealed that the coefficient of performance (defined as the ratio between the air compression work and the enthalpy variation between the inlet of the chamber and the cold outlet) was satisfactory, reaching levels of 0,12. The best configuration presented used a vortex pipe working at 6 bar, with a vortex chamber with 4 inlets.

The exergy efficiency – determined as the ratio between the exergy of the mass in the both outlets and the exergy in the inlet – was also studied and calculated, presenting values of 2% in the most efficient points. The values of this efficiency presented little variation compared to the pressure variation.

In the analytical works, it was done the dimensioning and the choice of a photovoltaic assembly, capable of feed the energy generation system, made of 8 units of photovoltaic panels working in parallel.

Key Words: Vórtex pipe, Refrigeration, Solar Energy.

Agradecimentos

Deixo registrado aqui meus agradecimentos aos colegas do LESGN, em especial a Ully e Mari, pelo comprometimento e trabalho sério de todas as horas.

Ao meu orientador, Paulo Alexandre, pela tutoria sóbria e de alto nível;

Ao Valdi, secretário do curso de mestrado, pelo suporte infalível e excelente a todos os alunos;

A CAPES, pelo apoio recebido durante o curso.

À minha família, pelo apoio incondicional de todos os momentos.

Sumário

1 Introdução **1**

1.1 Refrigeração 1

1.2 Meio Ambiente 1

2 Objetivos **5**

2.1 Metas / Objetivos Específicos 5

3 Revisão Bibliográfica **7**

4 Fundamentos Teóricos **11**

4.1 Definição Tubo de Vórtice 11

4.2 Tipos 11

4.3 Análise Termodinâmica 13

4.3.1 Referências 13

4.3.2 Coeficiente de Desempenho de Resfriamento 14

4.3.3 Análise de Exergia 15

4.4 Arranjo/Sistema de Acompanhamento 16

5 Metodologia **19**

5.1 Tubo 19

5.2 Câmara de Vórtice 20

5.3 Válvula de separação 21

5.4 Injetores de Ar 22

5.5 Compressor 22

5.6 Tubo de Vórtice 23

5.7 Filtros de Ar 23

5.8 Coletor de dados 24

5.9 Rotâmetro 25

5.10 Arranjo Experimental 25

5.11 Dimensionamento de Sistema Fotovoltaico 25

5.11.1 Demanda Diária de Energia e Seleção do Compressor 25

5.11.2 Inversor 26

5.11.3 Controlador de Carga 26

5.11.4 Painel Solar 26
5.11.5 Baterias 27
5.11.6 Esquema Físico 27

6 Resultados **29**
6.1 Medições Experimentais 29
6.2 Eficiência Energética 39
6.3 Eficiência Exergética 46
6.4 Destruição de Exergia 53

7 Conclusão **63**

8 Apêndice I **65**
8.0.1 Silício como semicondutor 65
8.0.2 Controlador de carga 66
8.0.3 Bateria 66
8.0.4 Inversor de Frequência 67
8.1 Componentes do Sistema Fotovoltaico 67
8.1.1 Inversor 68
8.1.2 Controlador de Carga 68
8.1.3 Painel Solar 69
8.1.4 Baterias 69
8.1.5 Esquema Físico 70
8.1.6 Valores Estimados 70

Referências Bibliográficas **71**

"Quem teme ser vencido tem a certeza da derrota."
Napoleão Bonaparte

1 Introdução

1.1 Refrigeração

Variados povos antigos, como gregos e egípcios, utilizavam gelo para o resfriamento de alimentos, com o objetivo de mantê-los frescos por mais tempo. A refrigeração independente do gelo da natureza começou a criar forma no começo do século 19, quando Michael Faraday descobriu, em 1823, que certos gases condensam quando resfriados. 11 anos depois, L. W. Wright produziu gelo através da expansão de ar comprimido, utilizando um ciclo de refrigeração que expandia e comprimia éter. Ferdinand Carré deu seguimento ao aprimoramento da técnica desenvolvendo um refrigerador mecânico de amônia, com o qual pôde produzir blocos de gelo. No século seguinte, em 1902, Willis Carrier projetou um sistema de resfriamento de ar, lançando as bases para a produção dos modelos atuais de condicionadores de ar, segundo Whitman (2009).

Os sistemas de refrigeração por compressão expandiram-se desde então. Os refrigerantes trouxeram melhorias na qualidade de vida, desde conforto do lar até conservação de alimentos por longos períodos em refrigeradores domésticos. Seu uso doméstico, com gás refrigerante do tipo clorofluorcarbono (CFC), ganhou impulso com a invenção do R12 em meados da década de 30. O advento dos CFC's tornou viável a expansão massiva de aparelhos de refrigeração, como condicionadores de ar e refrigeradores. Em paralelo seguiu-se usando a amônia - tóxica e inviável para uso em casas - para fins industriais, juntamente com os CFC's, dadas suas excelentes propriedades termodinâmicas.

1.2 Meio Ambiente

Pesquisas mostraram que a refrigeração por compressão a vapor, usando CFC's, causava redução da espessura da camada de ozônio, pois a reação química de um CFC com ozônio, transformando-o em oxigênio. Essa descoberta provocou intensa negociação entre vários países, o que resultou no protocolo de Montreal, acordo que determinava que os CFC's deveriam ser tirados de linha em favor dos hidroclorofluorcarbonetos, ou HCFC's. Estes últimos, por sua vez também tiveram seu fim de uso definido em função de seus elevados potenciais de aquecimento global (Global Warming Potential - GWP). A Tabela 1 mostra diversos refrigerantes, com dados adaptados de Hundy (2008). É visível o decréscimo de GWP com o desenvolvi-

mento de novos refrigerantes. O uso em larga escala da refrigeração trouxe uma alta demanda de recursos de energia. Tal demanda ocorre por conta da necessidade de energia necessária para o acionamento de sistemas de refrigeração à base de compressão de vapor. Os níveis de consumo atual sinalizam necessidade imediata de obtenção e desenvolvimento de novas opções para a matriz energética, não somente no Brasil, mas a nível internacional. Dentre as principais possibilidades de novas fontes de energia, encontram-se as energias solar e eólica.

Dentre os principais métodos de obtenção de energia solar está a utilização de painéis fotovoltaicos. Este tipo de equipamento transforma a energia oriunda da radiação em energia elétrica diretamente. Para tanto, as células solares fazer uso de material semicondutor, na maioria das vezes o silício grau solar.

O custo relativamente elevado dos painéis solares fazem deles uma alternativa ora inviável para substituição da energia elétrica convencional. Seu uso atual foca principalmente em projetos relacionados à sustentabilidade – quando usado em plantas de geração de energia - ou, por sua mobilidade e portabilidade, ao fornecimento de energia elétrica para áreas onde a linhas convencionais não têm possibilidade de alcançar.

Refrigerante	Composição	ODP(R11 = 1)	GWP($CO_2 = 1$)
R22	$CHClF_2$	0,05	1500
R22 composto	$R22 + HFCs$	0,03 a 0,05	970 a 1770
R134a	CH_3CH_2F	0	1300
R290	C_3H_8	0	3
R600	C_4H_{10}	0	3
R744	CO_2	0	1
R717	NH_3	0	0

Tabela 1: Potencial de Aquecimento de alguns fluidos refrigerantes – Adaptada de Hundy (2008)

O Brasil tem características geográficas muito favoráveis ao uso de energias renováveis. O clima tropical predominante e sua enorme extensão territorial permitem que o país receba energia solar em quantidade expressiva mesmo nos meses menos favoráveis, de março e abril. Os custos citados anteriormente, porém, ainda restringem a utilização em larga escala da captação de energia através de painéis fotovoltaicos. Com a tendência de que o custo da energia elétrica tradicional cresça, aliada às preocupações crescentes com questões ambientais, os custos com energias renováveis estão propensos a se tornar competitivos. Para uma casa pequena, com duas pessoas, um sistema solar fotovoltaico de 1,5Kwp tem valores de aquisição entre 15.000 e 20.000 reais, segundo PORTALSOLAR (2016). Valores altos comparados ao custo de R$ 0,39 por Kw, conforme COELCE (2016).

O trabalho apresentado dá continuidade à pesquisa feita anteriormente por Silva (2014), que construiu um aparelho de geometria semelhante utilizando uma impressora 3D. Para a continuidade desses estudos, foi construída uma nova câmara de vórtice, em nylon, com a finalidade

de que esta suportasse pressões de até 6 bar, nível de pressão que ultrapassava as capacidades de estanqueidade da câmara da pesquisa anterior. Foram realizadas, portanto, medições experimentais de temperatura em pressões de 5 e 6 bar, bem como calculadas as eficiências exergéticas em ambos os tubos de vórtice, de 4 e de 6 entradas. O ponto inicial desse trabalho foi melhorar a resistência mecânica do tubo anterior, fazendo uso de técnicas de fabricação mais consolidadas, como a usinagem em máquina de controle numérico computadorizado.

2 Objetivos

O objetivo do trabalho foi o aperfeiçoamento de um tubo de vórtice para operação em baixa pressão (de 1 a 6 bar) e possibilidade de acionamento por arranjo solar fotovoltaico. Foi fabricado um protótipo baseado nos modelos e componentes fabricados por Silva (2012). Esses tubos foram fabricados com componentes impressos em 3D, com um polímero baseado em PVC, com o nome fantasia de Solid PV®, o que produzia vazamento. O presente protótipo foi redimensionado e fabricado em nylon por processos convencionais.

2.1 Metas / Objetivos Específicos

Para a realização dos trabalhos experimentais e analíticos, foram seguidas as seguintes etapas:

a) Redimensionamento do tubo de vórtice, tendo como base o trabalho de Silva(2012);

b) Fabricação em nylon;

c) Montagem de sistema de medição composto por coletor de dados, rotâmetro, manômetros e termopares;

d) Realização de experimentos para diferentes pressões;

e) Dimensionamento do arranjo fotovoltaico e compressor;

f) Análise dos resultados experimentais e determinação dos parâmetros de eficiência.

3 Revisão Bibliográfica

Uma boa revisão bibliográfica pode ser encontrada em Silva (2012). De 2004 até a presente data destacam-se as seguintes publicações.

Este capítulo faz uma apresentação sucinta dos estudos realizados com a finalidade de encontrar pontos ótimos para os parâmetros supracitados. Nele é possível encontrar as principais referências técnicas para otimização do funcionamento dos tubos de vórtice e de seu esperado efeito separador de energia.

O efeito de tubo de vórtex foi descoberto por Ranque (1933) e depois estudado mais profundamente por Hilsch (1947), que implementou melhorias. Em suas pesquisas, Hilsch descobriu que a separação de temperatura podia ser incrementada quando se aumentava a pressão na entrada do tubo. Notou também que acontecia o mesmo com a capacidade de refrigeração, desde que o orifício de saída frio tivesse diâmetro maior. Hilsch observou, através de experimentos testando diferentes valores para as variáveis de projeto - como comprimento do tubo e diâmetro do orifíco de saída - que a fração de massa fria que proporcionava a maior capacidade de refrigeração estava entre 60 e 80%. Os estudos demonstram que, apesar de este ser o ponto ótimo em capacidade de refrigeração, não o é para atingimento de temperaturas muito baixas, o que se encontra entre 20 e 30% de fração de massa fria. Com pressões adequadas, facilmente alcançáveis com compressores industriais, era possível atingir temperaturas de 200°C na saída quente, enquanto chegou-se -50°C na saída fria, segundo Ranque (1947). A queda de temperatura experimentada pelo sistema era, em grande parte, devida ao gradiente de pressão próximo à saída fria. Baseado em estudos de Xue (2013).

O comprimento do tubo frio foi estudado por Aydin (2006). Através de uma série de experimentos ele obteve o comprimento ótimo como vinte vezes a grandeza do diâmetro, em todos os diâmetros testados. Quando o comprimento do tubo supera 55 vezes o valor do diâmetro principal, o tubo passava a ter desempenho cada vez menor.

Smith Eiamsa (2008) demonstrou que a válvula de escape deve possuir ângulo de 50°. Valores acima deste implicam em rápida queda de ambas as variações de temperatura.

Aydin (2006) descobriu ainda que o desempenho de um tubo de vórtice pode ser sensivelmente melhorado quando o ar atmosférico - usual fluido de trabalho por sua facilidade de obtenção – é substituído por oxigênio. Para se obter desempenho ainda maior, o gás mais indicado é o nitrogênio, devido ao seu menor peso molecular comparado aos outros dois.

Mohammad Valipour (2011) realizou testes com tubos de vórtice curvos. Os pesquisadores

descobriram que a maior diferença de temperatura é obtida com tubos de vórtice retos. Porém, a maior capacidade de refrigeração é obtida quando o tudo é curvado, de maneira que a razão entre o raio de curvatura do tubo e o diâmetro interno da câmara seja em torno de dez.

Soni (1975) estudou diversos parâmetros de projeto, como comprimento do tubo e relação entre este comprimento e o diâmetro do orifíco de saída. Segundo sua pesquisa, existem duas abordagens para definição de pontos ótimos de operação para tubos de vórtice. O ponto ótimo para diferença de temperatura entre a o fluxo que entra e o fluxo do lado frio é diferente do ponto ótimo quando o que se deseja é capacidade de refrigeração. Para que se atingisse aquele primeiro ponto ótimo, é necessário usar um orifício de saída fria cuja área seja de 0,080, $\pm 0,001$ em relação à área do tubo principal. Já para que se tenha a maior capacidade de refrigeração a área do orifício de saída deve ser de $0,145 \pm 0,035$ daquela pertencente ao tubo principal. O mesmo pesquisador obteve como resultados de seus testes os números ótimos para o bico que injeta ar no sistema. A área do tubo de entrada deve ser uma fração correspondente a $0,11 \pm 0,01$ do tubo principal quando se desejava obter a maior queda de temperatura, mas essa fração muda para $0,084 \pm 0,001$ quando o ponto de operação desejado proporcionava a maior capacidade de refrigeração possível.

Westley (1955) realizou diversos estudos com foco em análise de parâmetros geométricos. Através de sua pesquisa, descobriu que a temperatura da saída fria sofria queda quando se aumentava a pressão de entrada, fato posteriormente corroborado por Attalla (2014), acrescentando que esse fato ocorria como resultado do aumento da velodidade tangencial, responsável por uma maior transferência de momento da parte central do tubo para a radial..

Xue (2008), estabeleceu com uma série de testes que adicionar um ângulo da ordem de 4°no gerador de vórtice implica em uma elevação de eficiência de resfriamento leve, não superior a 5%. Esse método não foi utilizado no presente trabalho para incrementar a eficiência, pois só pode ser aplicado em tubos de vórtice com apenas uma entrada.

Singh (2004) descobriu, dando continuidade aos trabalhos de Soni e Thomson, que o desempenho do tubo de vórtice passa a sofrer mudanças cada vez menores a medida que o comprimento do tubo principal aumenta. Em sua pesquisa, ficou demonstrado que há pouca ou nenhuma diferença de desempenho quando o o comprimento do tubo passa de 45 para 50 vezes o diâmetro deste. Sua pesquisa também aponta que o projeto do orifício de entrada tem papel mais importante que o da saída fria quando se deseja obter grandes quedas de temperatura. Quando a intenção é focar no incremento de fração de massa fria - e com ela, capacidade de refrigeração - trocam-se as posições e o orifício de saída fria assume posição central como parâmetro de projeto.

Manimaran (2016) realizou estudos de dinâmica dos fluidos computacional sobre a geometria das entradas da câmara de vórtice. Em sua pesquisa foi descoberto que quando a seção transversal dessas entradas é retangular e possui uma largura três vezes superior ao comprimento, a separação de energia fica otimizada.

Bej (2016) avalia numericamente um tubo de vórtice e indica que a separação de temperatura ocorre basicamente por conta da transferência de trabalho ocorrida em razão do aumento de torque, vindo este do transporte de energia do fluido quente para o fluido frio.

Han (2013) demonstrou com seu trabalho que o gás utilizado para a expansão altera bastante o perfil de temperatura atingido pela separação no tubo de vórtice. Seus experimentos obtiveram uma separação térmica de 10°C utilizando R728 com uma pressão de 13 bar. Esses experimentos demonstram que é adequada a utilização de ar atmosférico, não apenas por sua disponibilidade, mas também por seu melhor desempenho de separação térmica.

Ainda estudando outras possibilidades de gás de trabalho, Khazaei (2012) realizou testes com vários gases, dentre eles o hélio, o qual demonstrou a melhor capacidade de separação termica, graças ao seu baixo peso molecular e ao elevado calor específico.

Hamdan (2011) realizou testes para averiguar a influência de isolamento térmico no comportamento do tubo de vórtice. Sua pesquisa mostrou que não havia grande variação de resultados quando se isolava o tubo.

Estudos foram realizados para análise de tubos de vórtice de custo reduzido, em contrapartida aos modelos comerciais de custo elevado.

Silva (2012) fez testes de parâmetros para um tubo de vórtice construído em uma impressora 3D, utilizando metal apenas para o cone de separação. Silva (2014) estudou o tubo de vórtice com 3 comprimentos distintos, além de variação de quantidade de entradas. Foram atingidas temperaturas de -0,3°C na saída fria e 53,7°C na saída quente.

4 Fundamentos Teóricos

4.1 Definição Tubo de Vórtice

O tubo de vórtice é um mecanismo simples, sem partes móveis, que tem como principal característica a capacidade da separação de uma corrente de ar comprimido em duas outras, uma delas com temperatura superior à de entrada e outra com temperatura inferior. Além disso, o dispositivo também é capaz de separar dois gases oriundos de um mesmo fluxo. A utilização de tubos de vórtice para a refrigeração é de grande interesse por conta de seus pontos vantajosos em relação aos sistemas convencionais de refrigeração. Dentre eles, estão a extrema simplicidade do sistema e o uso de ar atmosférico como fluido refrigerante. Essas duas propriedades garantem ao dispositivo uma manutenção muito baixa e um perfeito equilíbrio com questões ambientais, visto que o fluido de trabalho não causa qualquer impacto ao meio ambiente. para que haja a desejada separação de temperatura, é necessário que a pressão da corrente de entrada no sistema seja elevada. Essa elevação é obtida com o uso de um compressor de ar acionado por energia elétrica.

4.2 Tipos

As configurações nas quais os tubos de vórtice podem ser encontradas são mostradas nas Figuras 1 e 2. Em ambos os casos, o ar comprimido entra na câmara pela parte superior. A câmara tem 4 entradas que fazem com que o fluxo de ar adentrem o mecanismo tangencialmente à sua parede externa. Após isso, o ar comprimido, já dentro do tubo de vórtice, sobre um processo de rotação de corpo sólido, onde a velocidade angular é mantida independente do raio. Dessa forma a parte que tem mais energia fica na periferia do tubo, enquanto a parte que tem menor temperatura fica mais próximo ao eixo do tubo. Uma vez que as regiões de temperaturas diferentes são distintas, esse fato é aproveitado para que a porção de ar frio saia por um orifício perto do eixo, enquanto a porção de ar quente sai por outro, na parede externa do tubo de vórtice.

A configuração de correntes paralelas possui os dois fluxos de ar – quente e frio – dirigindo-se no mesmo sentido, conforme mostrado na Figura 2. Ainda conforme a figura, é possível ver que, em ambos os casos, a corrente fria se estabelece no interior do tubo de vórtice, enquanto a corrente quente fica situada na região mais próxima à parede do tubo.

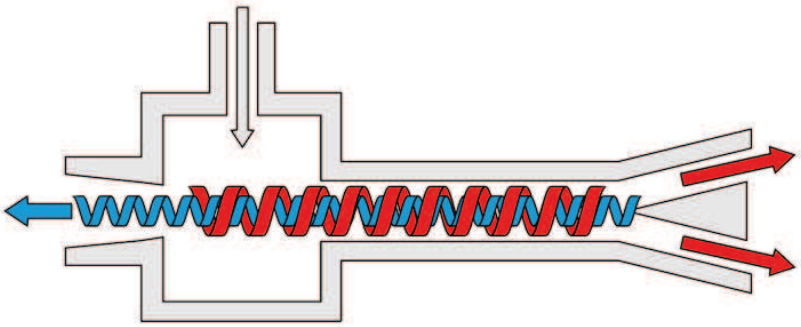

Figura 1: Tubo de vórtice com configuração contracorrente

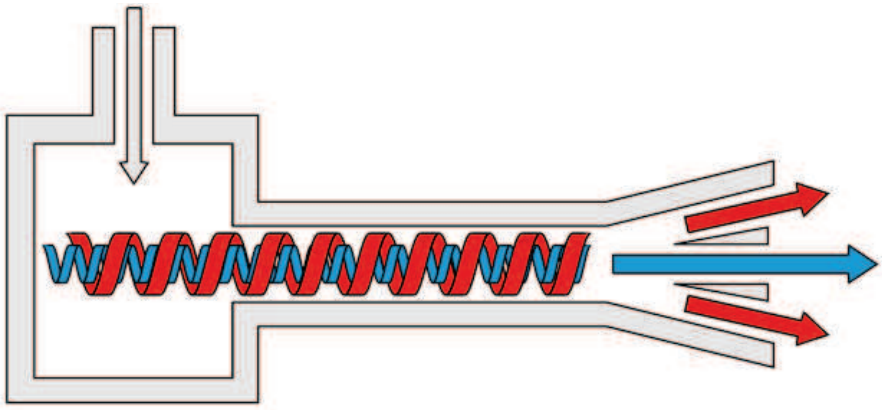

Figura 2: Vórtice com configuração cocorrente

Xue (2012) indica, em seus estudos, que há intensa recirculação de fluido próxima à região correspondente à metade do comprimento do tubo. Essa recirculação de fluido é causada, segundo seus estudos, pela intensidade da distribuição da turbulência no local.

4.3 Análise Termodinâmica

4.3.1 Referências

Para que se tenha uma noção correta do rendimento apresentado pelo tubo de vórtice, é necessário que se faça uma análise termodinâmica. Para tal, avaliou-se a eficiência de primeira lei, assim como a disponibilidade do sistema como um todo.

Nas equações apresentadas, os índices "e", "f"e "q"são referentes a "entrada", "saída fria"e "saída quente", respectivamente.

As equações deste trabalho são sempre aplicadas em um volume de controle. Tal volume é mostrado como a área pontilhada na Figura 3, que apresenta uma versão esquemática de um tubo de vórtice de configuração contracorrente, utilizado neste trabalho.

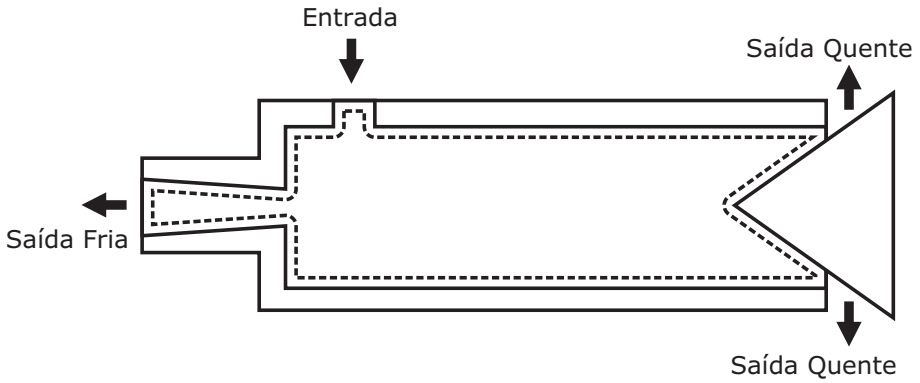

Figura 3: Volume de Controle - área pontilhada

Como base para todas as análises posteriores, a primeira lei da termodinâmica - equação 4.1 - será utilizada.

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e) - \dot{m}_f(h_f + \frac{V_f^2}{2} + gz_f) - \dot{m}_q(h_q + \frac{V_q^2}{2} + gz_q) \quad (4.1)$$

O primeiro termo do lado esquerdo da Equação 4.1 refere-se à variação de energia com o tempo e pode ser desconsiderado, levando-se em conta que o aparelho opera em regime

permanente. Também são desprezíveis o trabalho realizado pelo ambiente e a transferência de calor entre o volume de controle e o meio, conforme demonstrado por Hamdan (2011). Ainda podem ser desconsideradas as variações de propriedades referentes a velocidade e de energia potencial. Com essas considerações, o balanço de energia passa a ser expresso conforme na Equação 4.2.

$$\dot{m}_e h_e = \dot{m}_f h_f + \dot{m}_q h_q \tag{4.2}$$

A definição do parâmetro conhecido como fração de massa fria ε, é mostrado na Equação 4.3. Ele representa a razão entre a massa de ar que sai pelo orifício de saída fria e a massa que entra pelo orifício de entrada.

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_e} \tag{4.3}$$

A conservação de massa é observada através da Equação 4.4.

$$\dot{m}_e = \dot{m}_q + \dot{m}_f \tag{4.4}$$

A entalpia é calculada pela Equação 4.5:

$$h = c_p T \tag{4.5}$$

Combinando as Equações 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5, chega-se à equação 4.6, que fornece uma maneira bastante prática para calcular a fração de massa fria partindo-se apenas das temperaturas de entrada e de saídas quente e fria. Esta equação foi usada para calcular as frações de massa fria.

$$\Delta T_q = \varepsilon \Delta T_{qf} \tag{4.6}$$

ΔT_q = diferença entre a temperatura de entrada e a temperatura da saída quente.
ΔT_{qf} = diferença entre a temperatura de saída quente e a temperatura da saída fria.

4.3.2 Coeficiente de Desempenho de Resfriamento

Para a análise do coeficiente de de desempenho (COP), é feita uma análise de eficiência baseada em termos de energia.

O COP é definido pela Equação 4.7

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{frio}}{\dot{W}_{comp}} \tag{4.7}$$

$\dot{Q}_{frio}$ é o calor que a fração de massa fria deve perder para que sua temperatura se altere daquela na saída fria para a temperatura da entrada. $\dot{W}_{comp}$ é o trabalho de comprimir o gás, fazendo-o sair do estado de entrada do compressor para o estado da entrada do tubo de vórtice.

A potência de resfriamento pode ser calculada pelo resfriamento sensível da corrente de ar frio, conforme mostra a Equação 4.8.

$$\dot{Q}_{frio} = \dot{m}_c c_p (T_e - T_f) \tag{4.8}$$

Já o trabalho de compressão, é considerado como compressão isotérmica ideal e pode ser calculado pela Equação 4.9:

$$\dot{W}_{compressao} = \dot{m}_e R T_e ln \frac{P_e}{P_{atm}} \tag{4.9}$$

Utilizando-se as Equações 4.8, 4.9 e 4.7, chega-se à Equação 4.10, usada para cálculo das eficiências com base em energia realizadas nesse trabalho.

$$COP_{ref} = \varepsilon \frac{k}{k-1} \frac{1 - \frac{T_f}{T_e}}{ln \frac{P_e}{P_{atm}}} \tag{4.10}$$

4.3.3 Análise de Exergia

A análise de exergia indica o potencial de uso dos recursos utilizados e, com ela, é possível fazer a identificação das configurações que apresentam o maior rendimento teórico possível.

Para definir exergia é necessário que seja definido um ambiente de referência, tomado neste trabalho como um ambiente a 25°e 1 atm. As propriedades intensivas deste ambiente são consideradas uniformes e imutáveis durante a ocorrência de quaisquer processos termodinâmicos. Por hipótese, o ambiente é considerado livre de irreversibilidades. As irreversibilidades existentes estão todas na região mais próxima ao volume de controle considerado.

A equação 4.11 faz o balanço de exergia para um volume de controle. O índice "e"refere-se às quantidades que entram no volume de conotrole e o índice "s", àquelas que saem deste.

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j}) \dot{Q}_j - (\dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt}) + \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \sum_s \dot{m}_s e_{fs} - \dot{E}_d \tag{4.11}$$

Uma vez que toda a análise realizada nesse trabalho considera um tubo de vórtice em regime permanente, que opera adiabaticamente e não realiza trabalho sobre o meio, o termo da esquerda da equação 4.11 é desconsiderado, juntamente com os termos referentes a trabalho, calor e variação de volume, localizados do lado direito da mesma equação. O último termo do lado direito, $\dot{E}_d$, é referente à taxa de destruição de exergia e é um dos focos deste trabalho.

Feitas estas considerações e sabendo que os fluxos que saem são o de massa fria (de índice "c") e o da massa aquecida (índice "h"), seguindo o esquema da Figura 3, a destruição de exergia do sistema é dada pela equação 4.12.

$$\dot{E}_d = \dot{m}_{in} e_{in} - (\dot{m}_c e_{fc} + \dot{m}_h e_{fh}) \tag{4.12}$$

O termo "e"acima refere-se a exergia específica de fluxo e pode ser calculado com a 4.13

$$e_f = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \tag{4.13}$$

O ínice "0"(zero) apresentado na equação 4.13 é referente à propriedades avaliadas no estado morto. Os termos de energia cinética e gravitacional são desprezados nessa análise. Os termos de entalpia específica podem ser encontrados facilmente em tabelas de ar como gás ideal. Para o cálculo do termo de diferença de entropia específica, é usada a equação 4.14, que toma o calor específico para pressão constante como imutável durante o processo.

$$s_2 - s_1 = c_p ln\frac{T_2}{T_1} - Rln\frac{P_2}{P_1} \tag{4.14}$$

Para o cálculo da eficiencia exergética, ou eficiência de segunda lei utiliza-se a equação 4.15, que mensura a exergia que entra no sistema e a compara com a exergia que deixa o sistema, sempre atrelada ao fluxo de massa.

$$\eta = \frac{(\dot{m}_c e_{fc} + \dot{m}_h e_{fh})}{\dot{m}_{in} e_{in}} \tag{4.15}$$

4.4 Arranjo/Sistema de Acompanhamento

Um sistema fotovoltaico é um conjunto de equipamentos interligados, com a função de produzir energia elétrica diretamente pela conversão de radiação solar. A Figura 4 mostra um desenho esquemático do sistema. O painel solar é responsável pela captação da energia solar e conversão desta em energia elétrica. Esta energia elétrica gerada pelo painel passa por um controlador de carga, responsável por tornar aceitáveis para a bateria a tensão e corrente gerada pelo painel. A bateria situa-se como próximo item do sistema e tem a finalidade de armazenar a energia gerada, de maneira que esta possa ser utilizada quando for conveniente, mesmo que nesta ocasião não haja carga solar disponível, como no período noturno. O próximo item do sistema é o inversor de frequencia, responsável pela transformação da corrente contínua recebida em corrente alternada, fornecida ao compressor. A energia gerada é usada para o acionamento do compressor, responsável por comprimir o ar atmosférico até que este alcance as vazões e pressões requeridas pelo projeto. O último item do sistema mostrado é o tubo de

vórtice, responsável por dividir a corrente de ar recebida do compressor em duas outras, uma fria e outra quente.

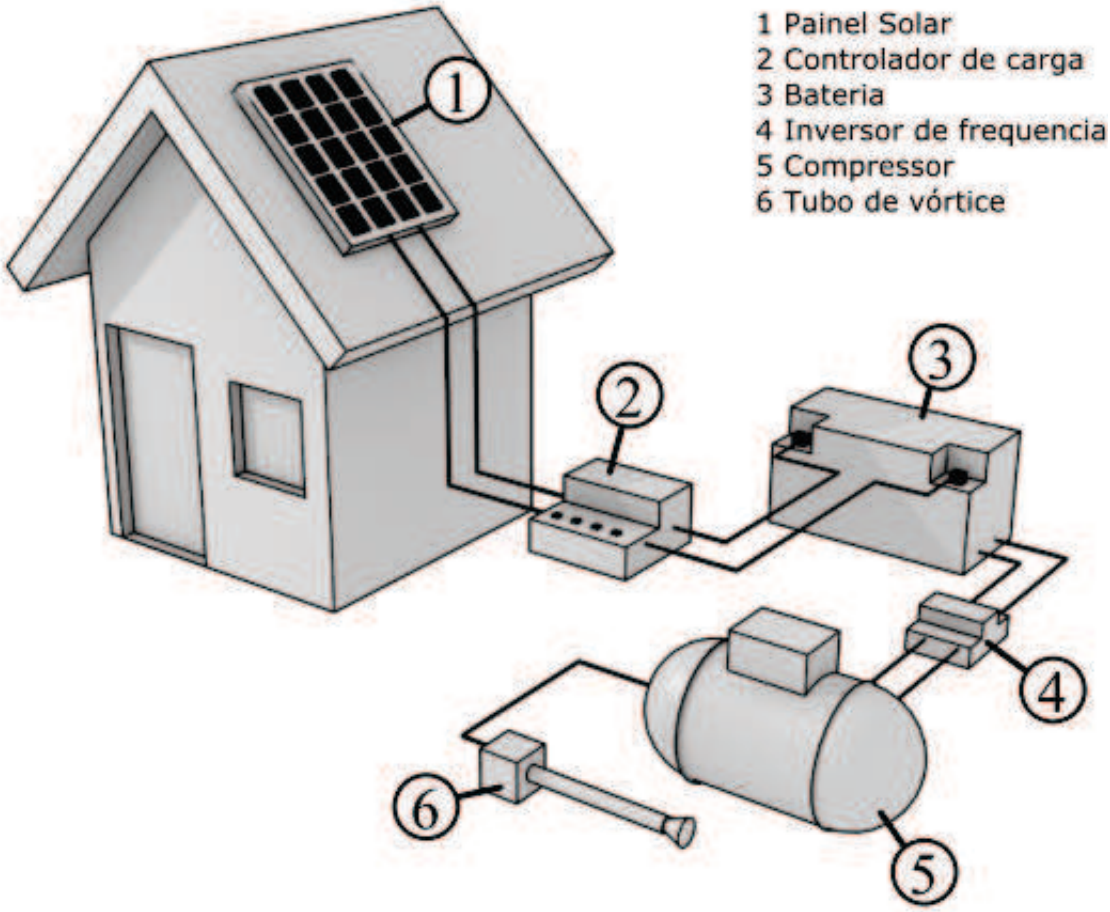

Figura 4: Arranjo fotovoltaico para o acionamento de um compressor

5 Metodologia

O presente capítulo apresenta os materiais e a metodologia utilizados para a obtenção dos dados experimentais.

5.1 Tubo

Para a realização dos testes foi utilizado um tubo de vórtice de diâmetro interno de 11,3mm (Figura 5). Este valor foi selecionado por ser um item padrão de mercado, o que facilitou sua montagem. A câmara de vórtice, o suporte da válvula e a válvula foram construídos com nylon. O tubo de vórtice foi construído usando-se PVC. Os materiais usados foram selecionados com o objetivo de prover elevada resistência mecânica ao conjunto, a fim de permitir testes seguros e estáveis mesmo em níveis de pressão da ordem de 7 bar. Apesar de que as pressões de trabalho desejadas não sejam superiores a 6 bar, o nível de pressão de 7 bar foi definido por questões de segurança. O comprimento do tubo foi de 226 mm, correspondente a 20 vezes o diâmetro interno de 11,3 mm.

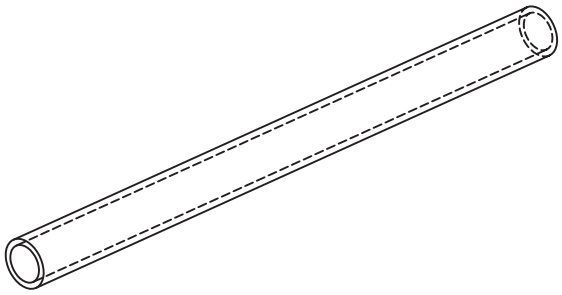

Figura 5: Tubo

O material utilizado para o cilindro foi um tubo de PVC adquirido no mercado, usado para instalações hidráulicas domésticas, escolhido para proporcionar boa resistência mecânica às pressões as quais seria submetido, além de dispensar usinagem e fabricação. Outro ponto favorável à escolha o tubo de PVC é a facilidade com a qual pode ser encontrado no mercado. Desse modo, é prático fazer testes com variados comprimentos de tubo, uma vez que a variação da medida pode ser obtida com uma simples operação de corte na peça.

5.2 Câmara de Vórtice

O diâmetro interno da câmara é parâmetro base para todo o dimensionamento do sistema de tubo de vórtice. O diâmetro interno escolhido foi de 11,3 mm. Para acomodar a parte final do tubo, a câmara possui diâmetro de 15,3 mm. A câmara foi confeccionada em nylon. O material escolhido é de baixo custo e favorece as operações de usinagem, provendo a precisão dimensional necessária. Além dessas características, o principal fator que definiu a escolha do material foi a sua elevada resistência mecânica, indispensável para que o aparelho pudesse operar em pressões superiores a 4 bar sem que haja risco de falha mecânica (Figura 6). A câmarad e vórtice tem função principalmente estrutural. É nela que existe o encaixe para o engate rápido, por onde entra o fluxo de ar comprimido. No seu diâmetro interno, encaixa-se o diâmetro externo do tubo e a câmara possui um orifício no qual se encaixam os injetores de ar. A parte interna da câmara possui uma região circular oca, responsável por receber o ar comprimido e, juntamente com os injetores de ar, possibilitar que o ar comprimido de entrada se distribua igualmente em todas as entradas do injetor, tangenciando as paredes internas deste.

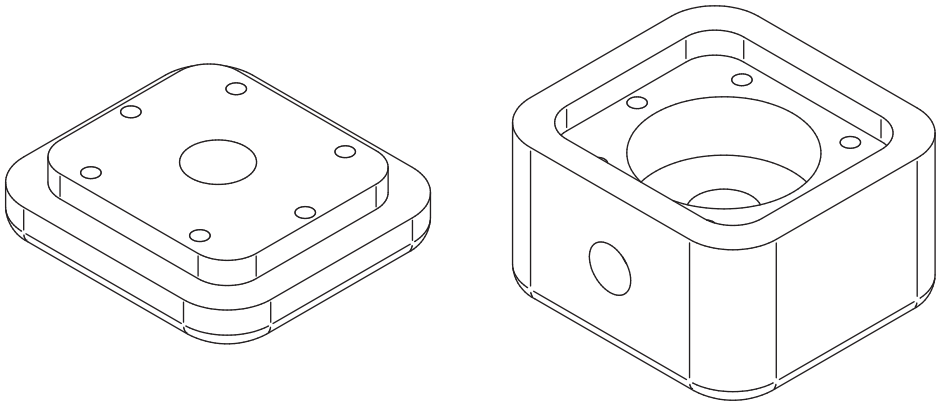

Figura 6: Câmara de Vórtice

A câmara de vórtice possui um orifício de saída fria usinado em outra peça de nylon que, em conjunto com a câmara, enclausura uma terceira peça de nylon responsável pelas entradas tangenciais de ar comprimido no interior da câmara, conforme pode ser visto na Figura 7, em vista explodida. Esse arranjo permite que o número de entradas seja modificado apenas pela troca da peça interna, sem que seja necessária a troca de todo o dispositivo. A câmara possui também um furo roscado em uma de suas laterais. É através desse furo que o ar comprimido adentra a câmara. No furo roscado é fixado o engate do ar comprimido. Para a fixação das peças de nylon, são usados 6 parafusos de aço inoxidável.

O projeto foi modelado com o software Solid Edge. Através dos desenhos, as peças foram fabricadas com uma máquina de comando numérico computadorizado, utilizando nylon como

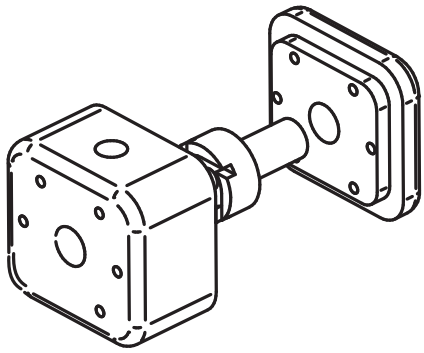

Figura 7: Câmara de Vórtice e Injetor de Ar - Vista Explodida

matéria prima. A escolha do nylon baseou-se na sua reconhecida resistência mecânica.

5.3 Válvula de separação

A válvula de separação é formada pela composição mostrada na Figura 8. Sua função é separar a corrente de ar frio, situada na parte mais próxima ao eixo do tubo, da corrente de ar quente, localizada na periferia do tudo, próximo à sua parede. As peças têm encaixe roscado entre si e mais um encaixe roscado para o tubo. Com a rosca que une as peças da válvula é possível ajustar facilmente a fração de massa fria, bastando para isso rosquear a parte mais externa. Com esse movimento relativo, a peça que possui o cone de separação fica apta a fazer a variação da quantidade de massa que sai pelos 4 orifícios da parte externa da válvula. O ângulo do cone responsável por parte do efeito de separação de temperaturas é de 50°, conforme indicado por Smith Eiamsa (2008). O efeito de separação é visto na figura 9. Nota-se a parte mais externa da corrente de ar, em vermelho, dirigindo-se para os orifícios de saída quente.

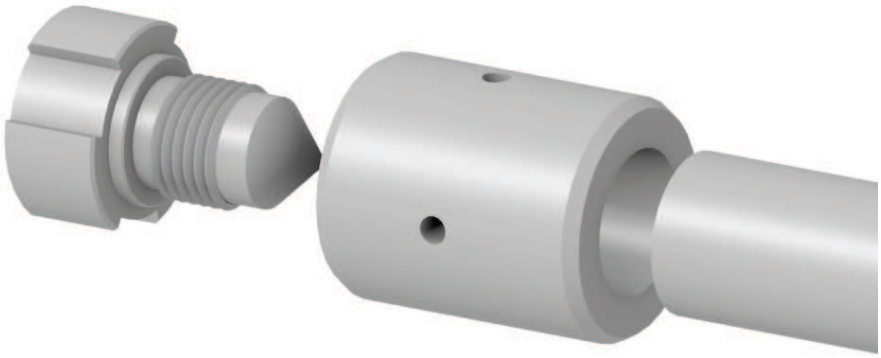

Figura 8: Componentes da Válvula de Separação

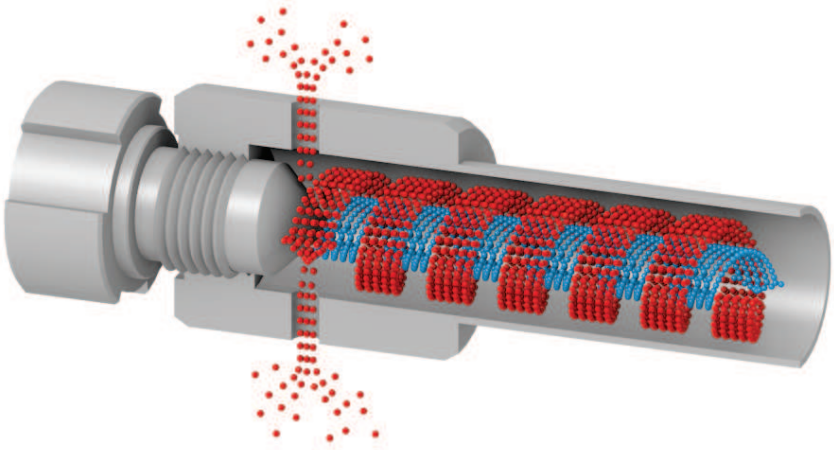

Figura 9: Orifícios de Saída Quente

5.4 Injetores de Ar

Os injetores foram fabricados em nylon, pelo processo de usinagem, como fresamento para a retirada de material da parte interna, furação para as cavidades e torneamento para o perfil externo da peça. Os itens possuem números de entradas de quatro e seis. Os injetores têm a geometria preparada para encaixar-se com pequena interferência nas duas partes componentes da câmara de vórtice. Uma vez que as partes da câmara são presas uma à outra por parafusos, os injetores internos podem ser trocados de acordo com o ensaio que se deseje realizar, sem que haja dano a qualquer uma das partes envolvidas, tornando a montagem e desmontagem das peças uma questão de manipulação de elementos de fixação.

Os bocais geradores de vórtice têm entradas que tangenciam as paredes internas da câmara, favorecendo a formação de vorticidade na corrente de ar comprimido (Figura 10).O injetor da esquerda possui quatro entradas, enquanto o da direita possui seis. O número de entradas afeta o comportamento termodinâmico do sistema. As dimensões usadas neste componente foram as mesmas utilizadas no projeto de Silva (2014).

5.5 Compressor

Para os testes de laboratório, usa-se um compressor Chiaperini modelo CJ 30 APV/250, com motor 7,5 HP de alimentação trifásica. O compressor é responsável pelo diferencial de pressão que dispara o fenômeno de separação térmica. Com ele, alcançam-se as pressões necessárias para a realização dos testes.

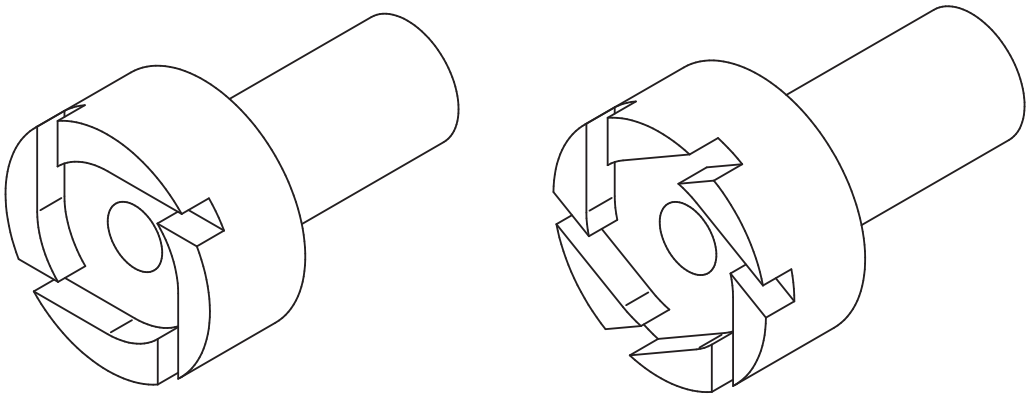

Figura 10: Injetores de ar com 4 e 6 entradas

O aparelho dispõe de pressostato de segurança que finaliza o fornecimento de energia elétrica para o motor quando a pressão na câmara atinge 7 bar. O aparelho também possui manômetro em local de fácil acesso visual, o que torna fácil a tarefa de leitura da pressão.

A tubulação responsável pelo transporte de ar possui diâmetro interno de 12 milímetros e tem pressão de trabalho admissível de 12 bar. A marca da tubulação é Mantova. Para o controle primário de vazão de ar, o compressor conta com uma válvula globo na saída da câmara de compressão. Foi usada a mesma tubulação de Silva (2014).

5.6 Tubo de Vórtice

O projeto de construção do conjunto montado foi realizado com foco em atender às necessidades técnicas necessárias para boa eficiência do aparelho. Além dessa característica, o conjunto também visou a facilidade de montagem e desmontagem de todos os componentes a serem testados. A estanqueidade da câmara de vórtice é garantida pela fixação de 6 parafuso de rosca métrica 4, confeccionados com aço inoxidável.

A entrada de ar comprimido ocorre através de um orifício roscado na parte superior da câmara, onde se introduz um engate rápido de ar comprimido. Neste engate rápido é encaixada a tubulação responsável por levar o fluido até a câmara de vórtice. O aparelho montado pode ser visto na Figura 11, enquanto sua vista explodida é mostrada na Figura 12.

5.7 Filtros de Ar

É de interesse para a eficiência do equipamento que o ar comprimido que alcança a câmara de vórtice o faça tão livre de umidade e impurezas quando o possível. Para tanto, utilizou-se nos experimentos um conjunto de três filtros de ar da marca Werk, Schott, do modelo 21-F252.

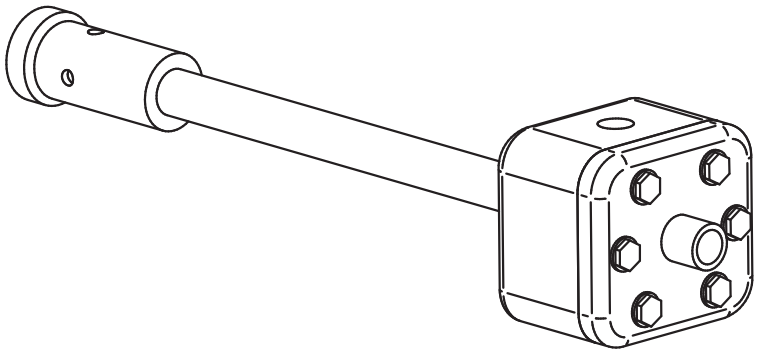

Figura 11: Conjunto montado

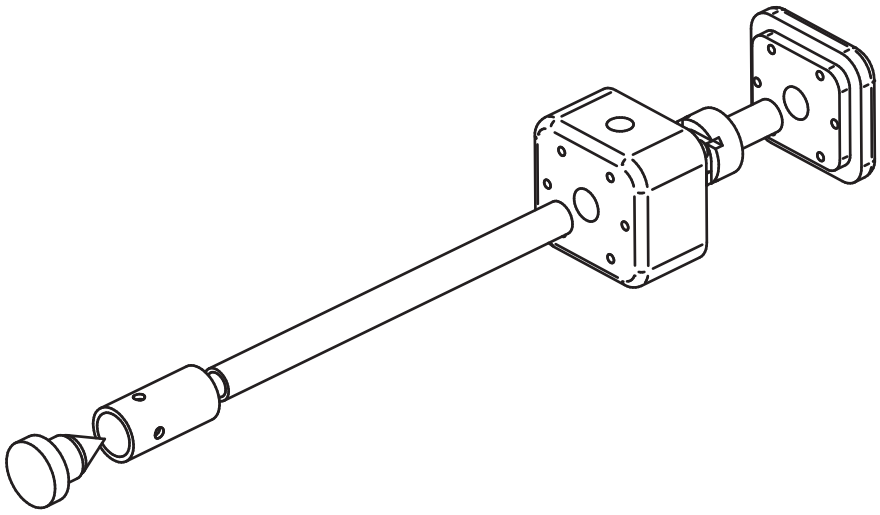

Figura 12: Vista explodida

Juntamente com os filtros, utilizou-se um regulador de pressão que provê a possibilidade de ajuste fino de pressão, além de funcionar como filtro de eventuais variações de pressão oriundas do compressor. O regulador de pressão tem grande sensibilidade de valor de pressão e evita que a mesma seja regulada através da válvula de globo localizada na saída do compressor.

5.8 Coletor de dados

Para a aferição dos dados de pressão do experimento, foi utilizado um data logger da marca ômega, modelo RDXL12SD. O aparelho possui 12 canais de medição de temperatura. Para os experimentos realizados referentes à esse texto, foram necessários apenas três deles, para aferição de temperatura de saída de ar quente, saída de ar frio e entrada de ar no tubo de vórtice. O tempo de resposta do aparelho é muito curto. Quando há variação na temperatura aferida, a mudança é captada em menos de 2 segundos.

5.9 Rotâmetro

A vazão volumétrica foi aferida com o uso de um rotêmatro da marca dwyer, capaz de medir valores de até 400 pés cúbicos por minuto, considerando-se o fluido de trabalho como ar comprimido.

5.10 Arranjo Experimental

Uma visão geral do sistema de medição montado é mostrada na Figura 13. Nela, é possível identificar os componentes de acordo com os nomes inseridos. Os elementos com "T"são termopares e com "P"é referente a um manômetro.

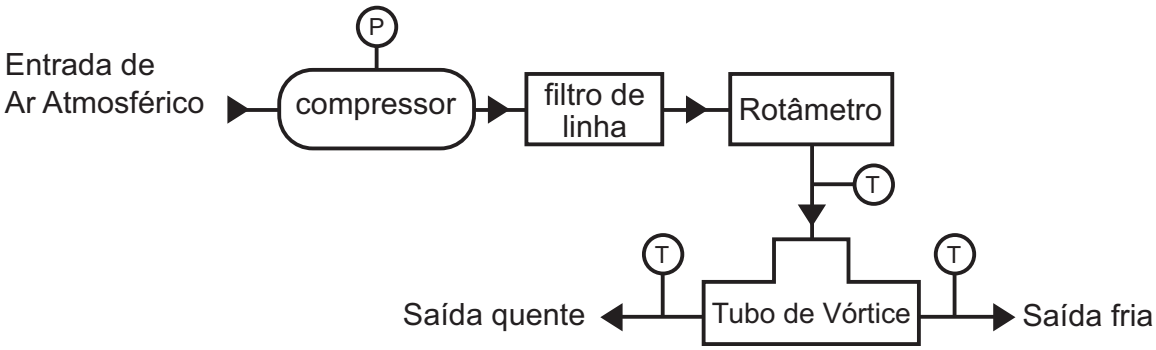

Figura 13: Montagem do sistema

5.11 Dimensionamento de Sistema Fotovoltaico

5.11.1 Demanda Diária de Energia e Seleção do Compressor

Para o dimensionamento do sistema fotovoltaico, utilizou-se a técnica do mês crítico, que tem como principal parâmetro o mês com menor nível médio de irradiação diária. Para a cidade de Fortaleza este mês crítico é abril, segundo CRESESB (2016). Para este mês, tem-se 4,53 horas de sol pleno (HSP).

Apesar do uso de um compressor de grande potência (7,5 hp), verificou-se que uma vez mantidas a vazão e a pressão de trabalho, um compressor de menor potência poderia atender às demandas do sistema. A vazão no ponto ótimo de operação foi de 370 pés cúbicos por hora e a pressão foi de 6 bar. O compressor escolhido, Motocompressor de Ar 24L monofásico 2HP

HYUNDAI HYAC24D (Figura 67), atinge 8 bar e vazão de 420 pés cúbicos por hora, valores suficientes para a operação. Trabalhando-se com 3 horas de funcionamento por dia, tendo-se a potência do compressor como 1.491,4 W, a eficiência da bateria com 80% e a eficiência do inversor de 93,6% tem-se 5.558,3 Wh em um dia padrão de funcionamento.

O modelo do compressor foi encontrado em HYUNDAI (2016).

5.11.2 Inversor

A demanda diária do inversor foi encontrada dividondo-se a Demanda energética diária (5.558,3 Wh) pela voltagem do sistema (12 V), chegando-se a um valor de 463,2 Ah por dia. Não foi necessário levar em consideração a eficiência energética do inversor nesta etapa, pois a mesma já foi considerada na determinação da energia requerida pelo sistema na seção anterior. A potência instalada do sistema é de 2036 W, o que indica que um inversor com margem de trabalho de 2500 W é uma indicação adequada, (figura 71). As especificações técnicas do modelo podem ser encontradas em SUNNY (2016).

Modelo selecionado: Sunny Boy SWR 2500.

5.11.3 Controlador de Carga

A corrente requerida foi definida como inferior a 60 Amperes por módulo fotovoltaico. Dessa maneira, cada painel deve possuir um controlador de carga que supere essa demanda de corrente. O modelo escolhido opera com correntes de até 60 Amperes, 69. As especificações Técnicas podem ser encontradas em SOLAR (2016)

Modelo selecionado: Controlador de Carga Solar 60.

5.11.4 Painel Solar

Para seleção do painel solar foi levado em consideração o número de horas de sol pleno (4,53), e dois fatores: o de perda por sujidades e por aquecimento do painel, de 0,75, e um fator referente a perdas com o sistema elétrico, de 0,9. Esses valores indicam uma potência requerida de 1817,8 Wp. O módulo selecionado possui tensão máxima de 30,20 V e corrente de 8,43 Amperes, fazendo com que sejam necessários 8 painéis solares. O modelo considerado tem suas especificações técnias em Canadian (2016).

Modelo selecionado: Canadian Solar CS6P-255

5.11.5 Baterias

A seleção da bateria tomou como parâmetro um limite de profundidade de 0,8. Esse fator incrementa a demanda diária total, fazendo-a passar de 463,2 Ah para 579 Ah. A Bateria escolhida tem capacidade individual de 150 Ah, o que implica no uso de 4 baterias em paralelo. As especificações do item encontram-se em Freedom (2016).

Modelo selecionado: Bateria Estacionária Freedom DF2500 (150 Ah/165Ah)

5.11.6 Esquema Físico

Dadas as informaçôes acima, a Figura 14 mostra o arranjo final. Após o inversor de corrente (d), a potência é entregue ao compressor.

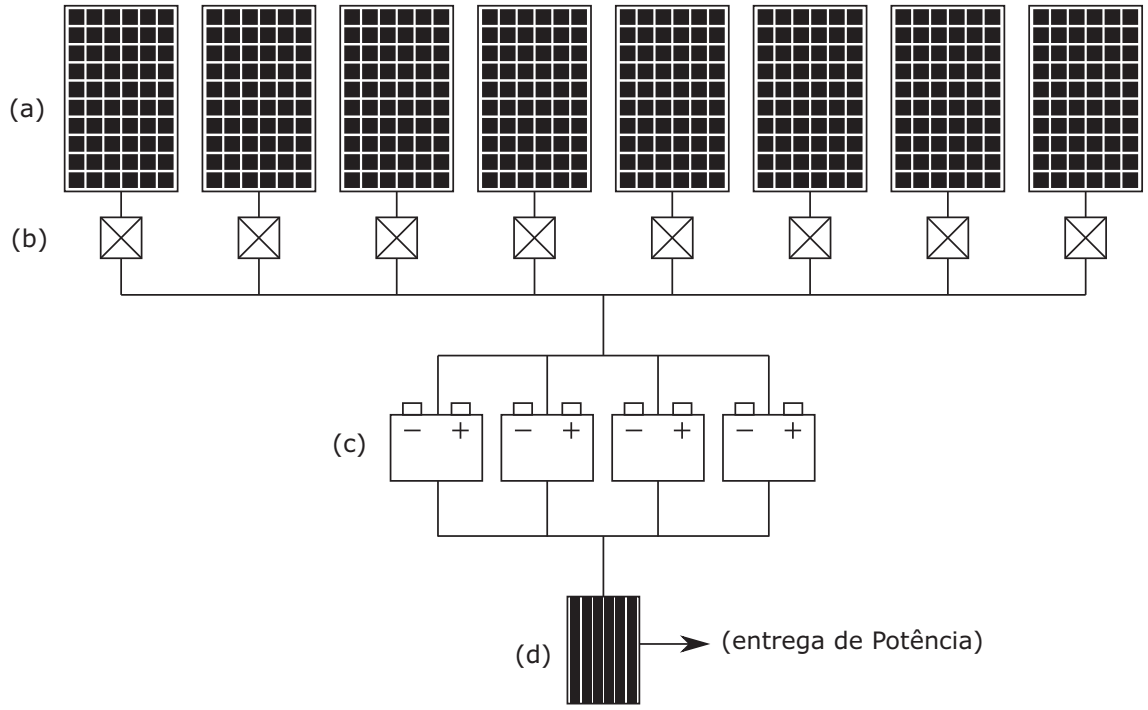

Figura 14: Arranjo físico. (a) painel fotovoltaico, (b) Controlador de carga, (c) banco de baterias, (d) Inversor de corrente

6 Resultados

6.1 Medições Experimentais

As figuras apresentadas nesta seção representam as medições experimentais para as diferentes configurações dos componentes do tubo de vórtice, das variações de pressão de entrada do fluxo de ar e das vazões mássicas (posição da válvula).

Os testes executados mostram que as maiores separações de temperatura ocorrem com 4 entradas na câmara de vórtice. A Figura 15 mostra o comportamento do sistema nas duas configurações.

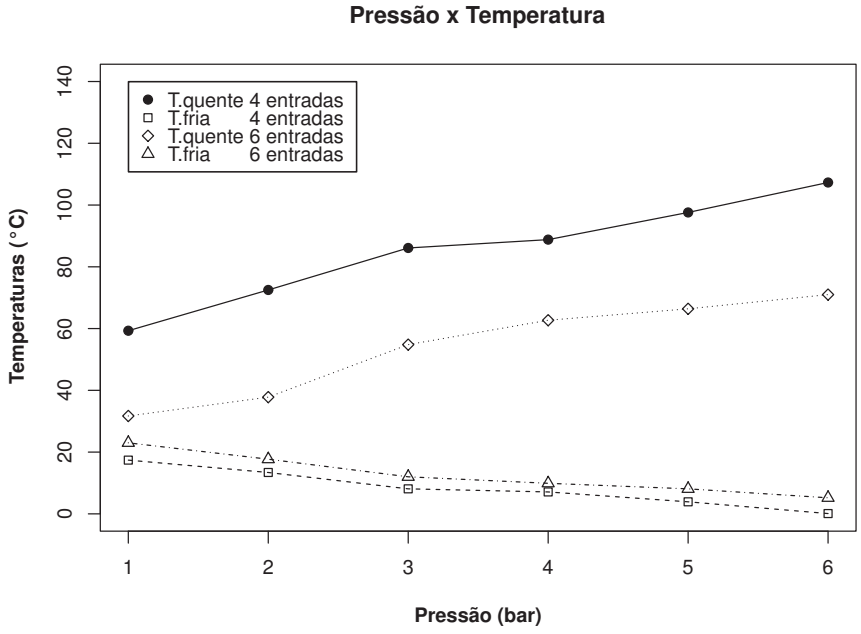

Figura 15: Saídas quentes e frias para tubos com 4 e 6 entradas

A legenda mostra a temperatura da saída fria e da saída quente para o tubo de 4 entradas, bem como as temperaturas de saída fria e quente do sistema com 6 entradas. É possível notar que a temperatura da saída quente para o tubo de vórtice de 4 entradas apresenta-se numericamente superior ao mesma configuração para o tubo com 6 entradas. O mesmo comportamento é verificado para as temperaturas de saída fria, tendo-se o perfil de temperatura da saída fria de

4 entradas com números mais arrojados que o mesmo parâmetro para o tubo de vórtice com 6 entradas.

A Figura 16 mostra o comportamento do perfil de temperatura de saída fria, ΔT_f. Comparando com o perfil de temperatura de saída quente, Figura 17, definida como ΔT_q, nota-se que o diferencial de saída quente é bem mais expressivo que o de saída fria.

A variação de temperatura ΔT_q é interpretada como a diferença entre a temperatura de entrada e a temperatura da corrente de ar na saida quente. A variação de temperatura ΔT_f representa a diferença de temperatura entre as correntes de ar de entrada e de saída quente. Em ambos os casos, as duas variações apresentam-se mais elevadas quando se usa um gerador de vórtice com 4 entradas, mostrando a vantagem do uso deste.

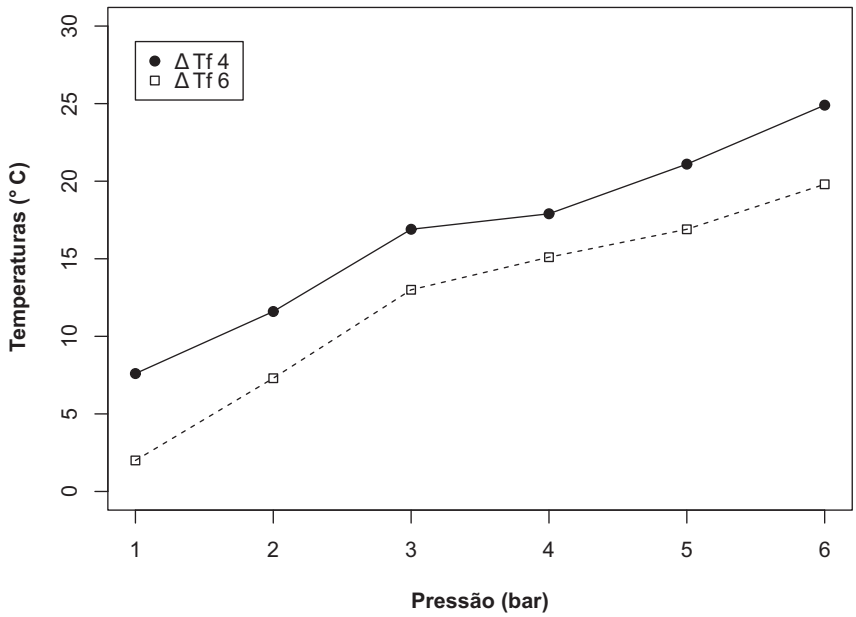

Figura 16: Variações de Temperatura de saída fria

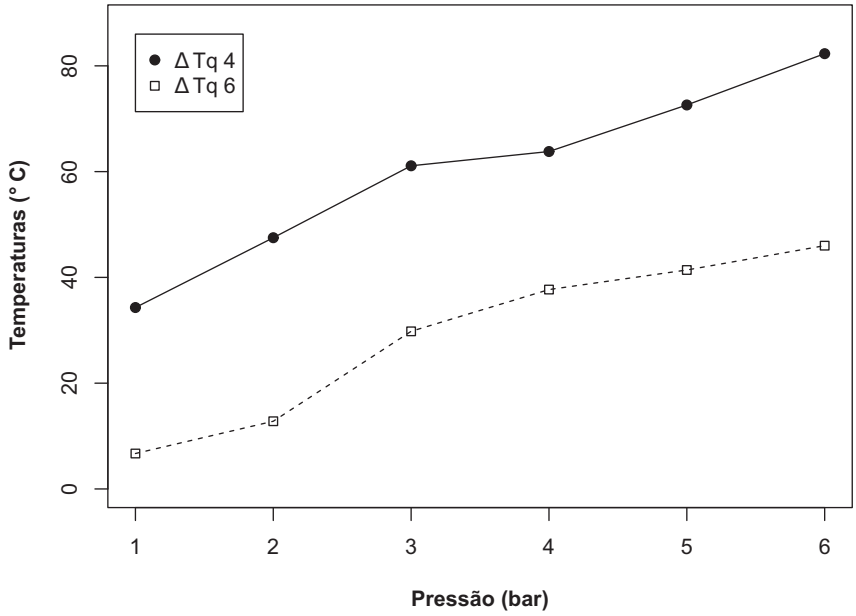

Figura 17: Variações de Temperatura de saída quente

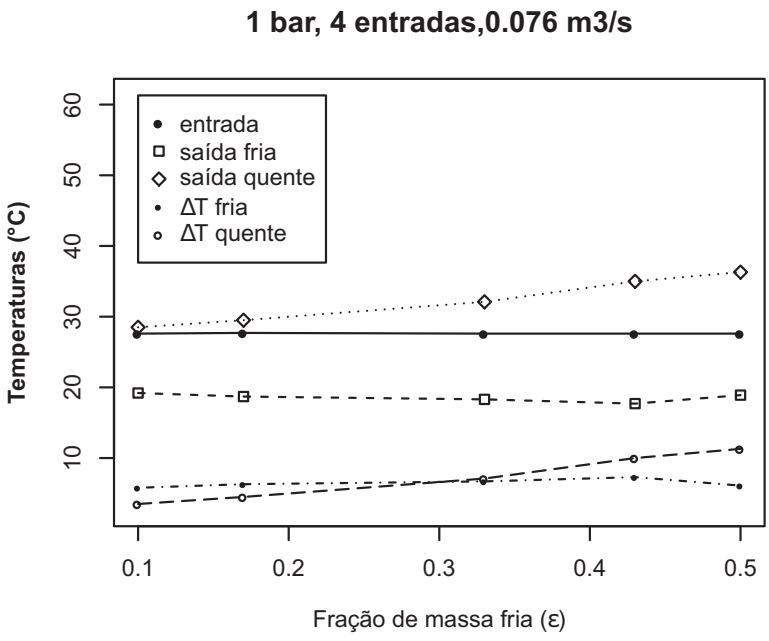

Figura 18: Separação de Temperatura 4 entradas, 1 bar

A Figura 18 mostra as temperaturas obtidas nos testes com a pressão variando de 1, para o gerador de vórtice de 4 entradas. É possível observar no gráfico que a temperatura da saída

fria tem um ponto de mínimo, depois do qual começa a subir junto com a fração de massa fria. Nos testes realizados, esse ponto de mínimo - de 0,7°C - ocorreu em valores muito próximos do valor de fração de massa fria esperado, normalmente 0,6.

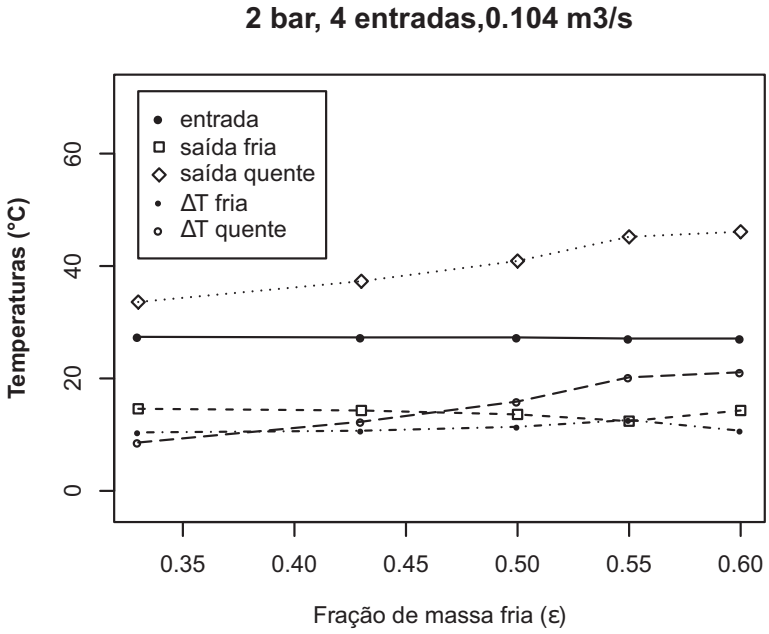

Figura 19: Separação de Temperatura 4 entradas, 2 bar

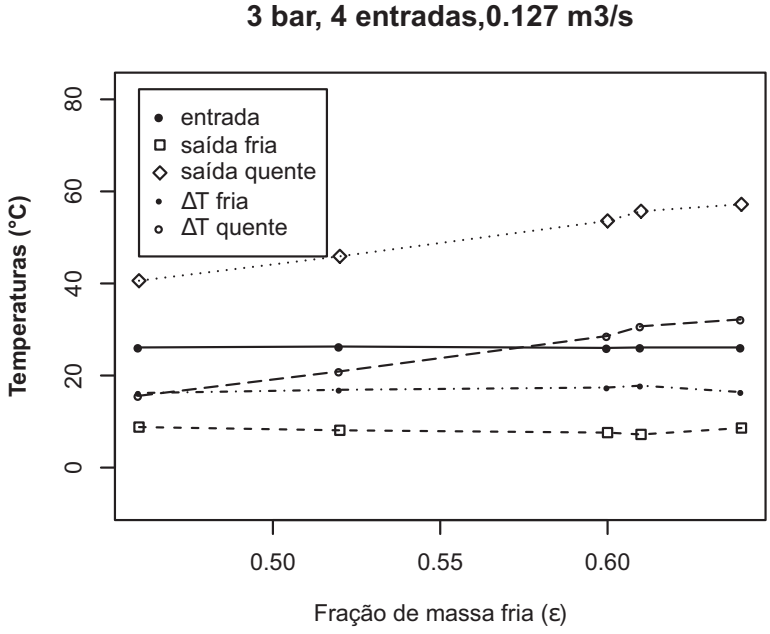

Figura 20: Separação de Temperatura 4 entradas, 3 bar

A Figura 19 mostra as temperaturas de saída quente e fria, a temperatura de entrada e as variações de temperatura quente e fria para um tubo de vórtice com 4 entradas, trabalhando a uma pressão de 2 bar. Nota-se uma melhor separação de temperatura em comparação com a configuração de 1 bar e 4 entradas, mostrando que a pressão afeta para melhor a separação de temperaturas. Nota-se também que na fração de massa fria de 0,55 ocorre um ponto de mínimo de temperatura de saída fria, após o qual esta volta a aumentar, saindo da zona de interesse do projeto, que é atingir as menores temperaturas possíveis.

A Figura 20 mostra os parâmetros de temperatura para um tubo de vórtice de 4 entradas trabalhando a uma pressão de 3 bar. A temperatura de saída fria teve um mínimo de 7,2°C, enquanto a temperatura de saída quente teve um máximo de 55,7°C, no mesmo ponto, com uma fração de massa fria de 0,61.

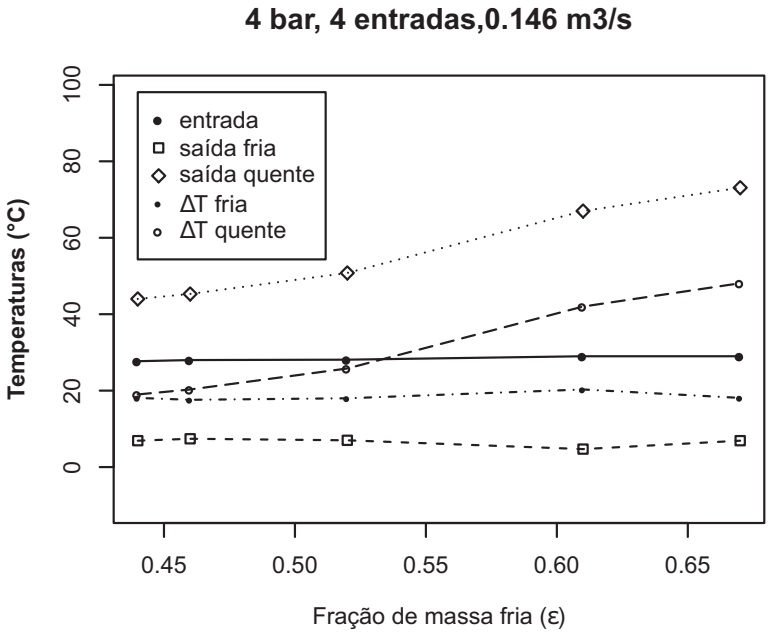

Figura 21: Separação de Temperatura 4 entradas, 4 bar

A Figura 21 mostra os parâmetros de temperatura para um tubo de vórtice de 4 entradas trabalhando a uma pressão de 4 bar. A temperatura de saída fria teve um mínimo de 4,7°C, enquanto a temperatura de saída quente teve um máximo de 67,0°C, no mesmo ponto, com uma fração de massa fria de 0,61.

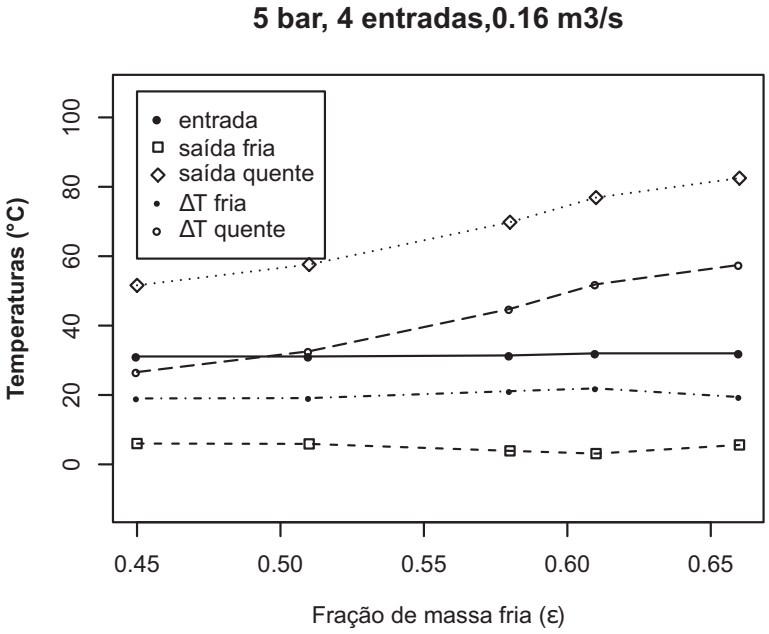

Figura 22: Separação de Temperatura 4 entradas, 5 bar

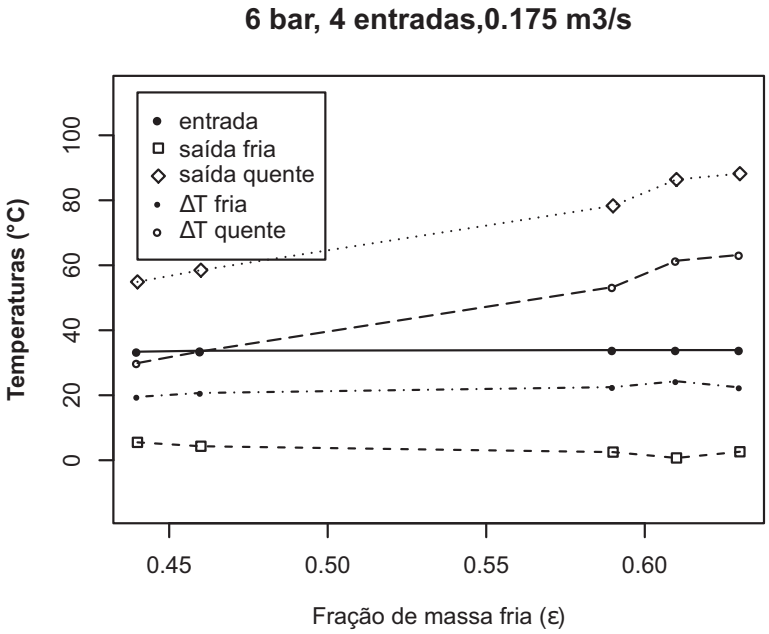

Figura 23: Separação de Temperatura 4 entradas, 6 bar

A Figura 22 mostra os parâmetros de temperatura para um tubo de vórtice de 4 entradas trabalhando a uma pressão de 5 bar. A temperatura de saída fria teve um mínimo de 3,1°C,

enquanto a temperatura de saída quente teve um máximo de 76,9°C, no mesmo ponto, com uma fração de massa fria de 0,61.

A Figura 23 mostra os parâmetros de temperatura para um tubo de vórtice de 4 entradas trabalhando a uma pressão de 6 bar. A temperatura de saída fria teve um mínimo de 0,7°C, enquanto a temperatura de saída quente teve um máximo de 86,4°C, no mesmo ponto, com uma fração de massa fria de 0,61. Este ponto de inflexão mostra que o experimento começa a entrar em área sem interesse para o projeto.

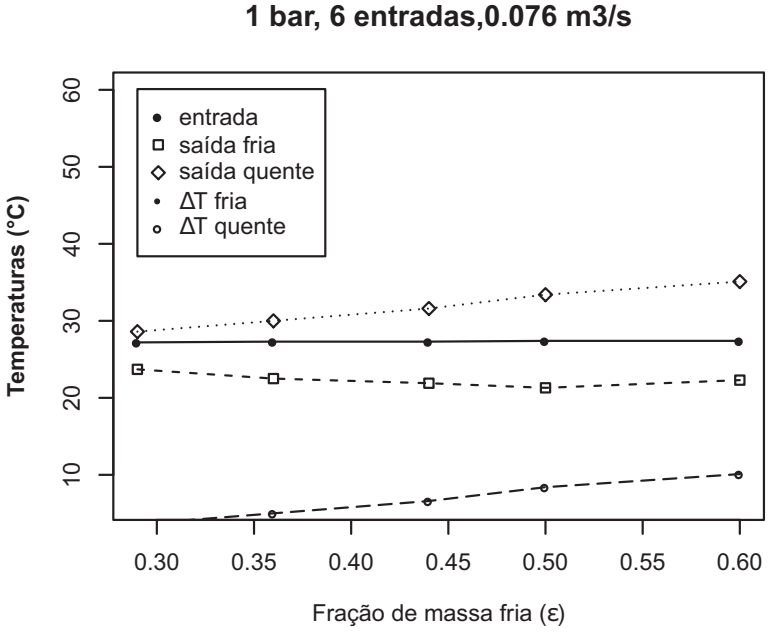

Figura 24: Separação de Temperatura 6 entradas, 1 bar

A Figura 24 mostra os parâmetros de temperatura para um tubo de vórtice de 6 entradas trabalhando a uma pressão de 1 bar. A temperatura de saída fria teve um mínimo de 21,3°C, enquanto a temperatura de saída quente teve um máximo de 33,4°C, no mesmo ponto, com uma fração de massa fria de 0,50.

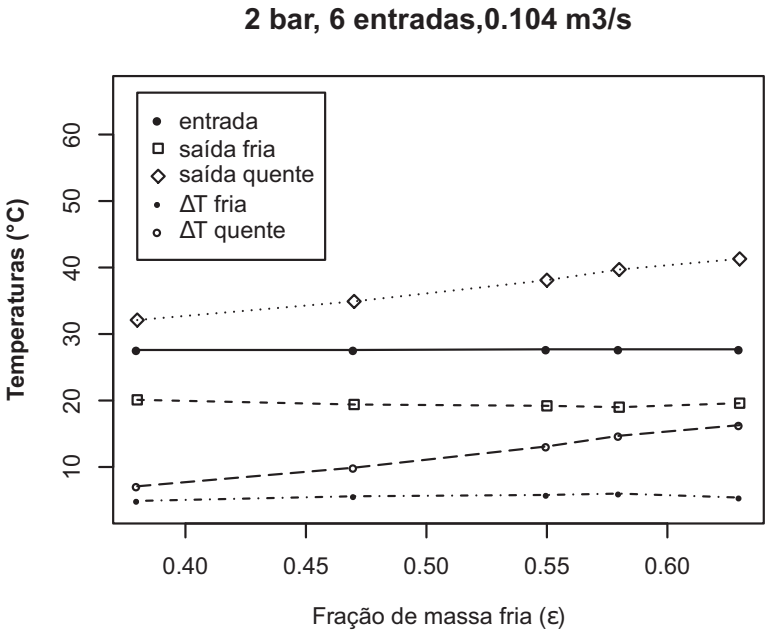

Figura 25: Separação de Temperatura 6 entradas, 2 bar

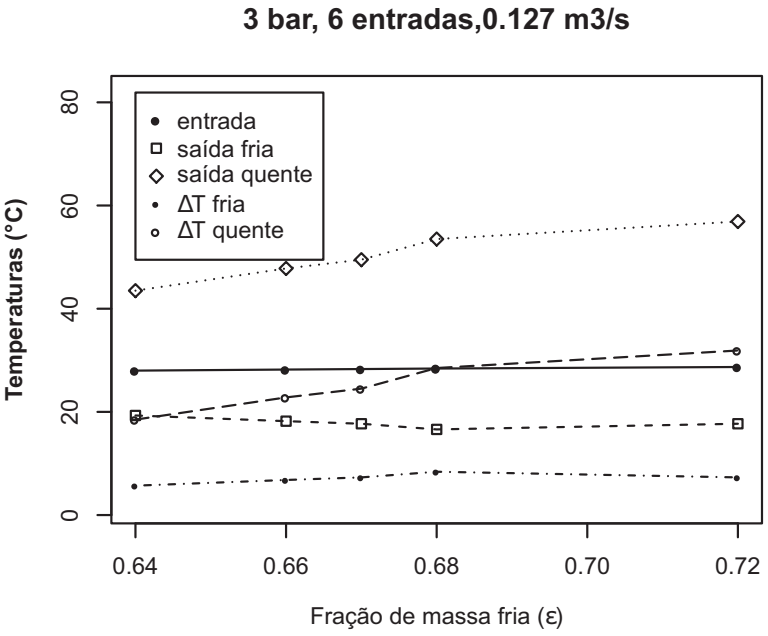

Figura 26: Separação de Temperatura 6 entradas, 3 bar

A Figura 25 mostra os parâmetros de temperatura para um tubo de vórtice de 6 entradas trabalhando a uma pressão de 2 bar. A temperatura de saída fria teve um mínimo de 19,0°C,

enquanto a temperatura de saída quente teve um máximo de 39,7°C, no mesmo ponto, com uma fração de massa fria de 0,58.

A Figura 26 mostra os parâmetros de temperatura para um tubo de vórtice de 6 entradas trabalhando a uma pressão de 3 bar. A temperatura de saída fria teve um mínimo de 16,6°C, enquanto a temperatura de saída quente teve um máximo de 53,5°C, no mesmo ponto, com uma fração de massa fria de 0,68.

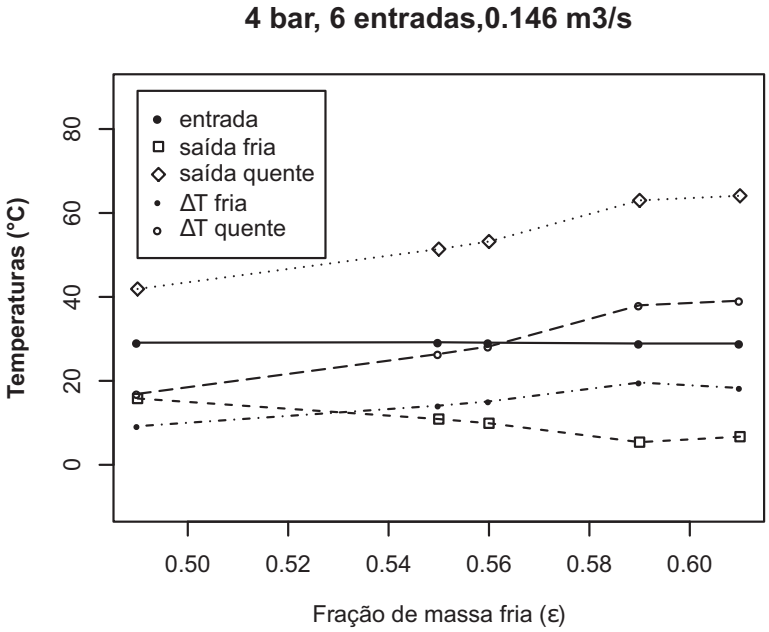

Figura 27: Separação de Temperatura 6 entradas, 4 bar

A Figura 27 mostra os parâmetros de temperatura para um tubo de vórtice de 6 entradas trabalhando a uma pressão de 4 bar. A temperatura de saída fria teve um mínimo de 5,4°C, enquanto a temperatura de saída quente teve um máximo de 63,0°C, no mesmo ponto, com uma fração de massa fria de 0,59.

A Figura 28 mostra os parâmetros de temperatura para um tubo de vórtice de 6 entradas trabalhando a uma pressão de 5 bar. A temperatura de saída fria teve um mínimo de 5,2°C, enquanto a temperatura de saída quente teve um máximo de 65,0°C, no mesmo ponto, com uma fração de massa fria de 0,59.

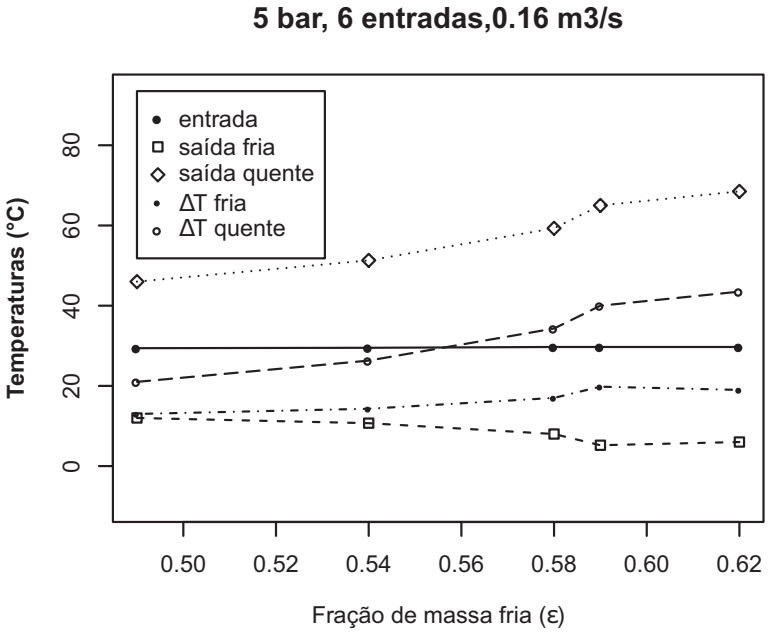

Figura 28: Separação de Temperatura 6 entradas, 5 bar

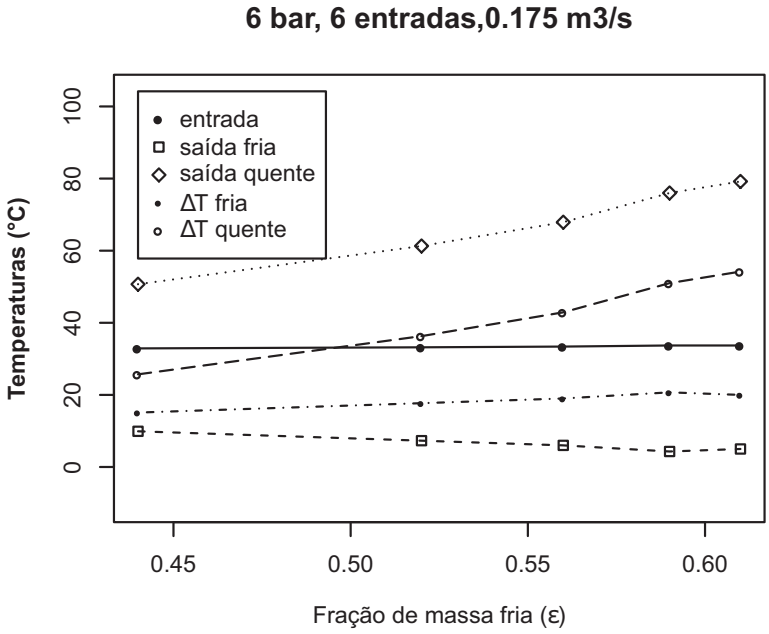

Figura 29: Separação de Temperatura 6 entradas, 6 bar

A Figura 29 mostra os parâmetros de temperatura para um tubo de vórtice de 6 entradas trabalhando a uma pressão de 6 bar. A temperatura de saída fria teve um mínimo de 4,3°C,

enquanto a temperatura de saída quente teve um máximo de 76,0°C, no mesmo ponto, com uma fração de massa fria de 0,59.

6.2 Eficiência Energética

A Figura 30 mostra os resultados obtidos para o Coeficiente de Performance de um tubo de vórtice com 4 entadas e pressão de trabalho de 1 bar. É possível ver que os valores variaram de 0,01 com fração de massa fria 0,1 e 0,07 para fração de massa fria de 0,6. Estes valores foram os mais baixos encontrados para o tubo de vórtice de 4 entradas e já eram esperados, uma vez que a pressão foi a mais baixa avaliada.

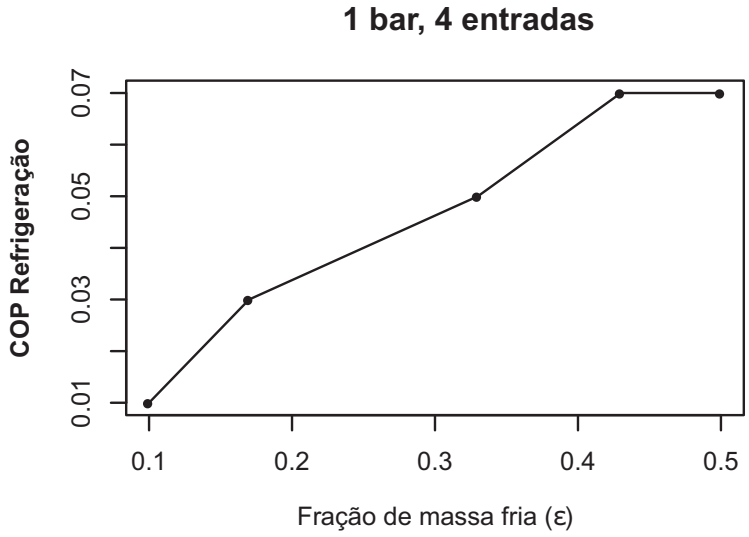

Figura 30: Coeficiente de Performance 4 entradas, 1 bar

A Figura 31 apresenta os coeficientes de performance obtidos para a pressão de trabalho de 2 bar, utilizando um gerador de vórtice de 4 entradas. Os valores calculados vão de 0,044, para fração de massa fria de 0,33, alcançando 0,086 para uma fração de massa fria de 0,55. Ambos os valores de coeficiente de performance foram melhorados em relação ao tubo de vórtice com 4 entradas trabalhando em pressão de 1 bar.

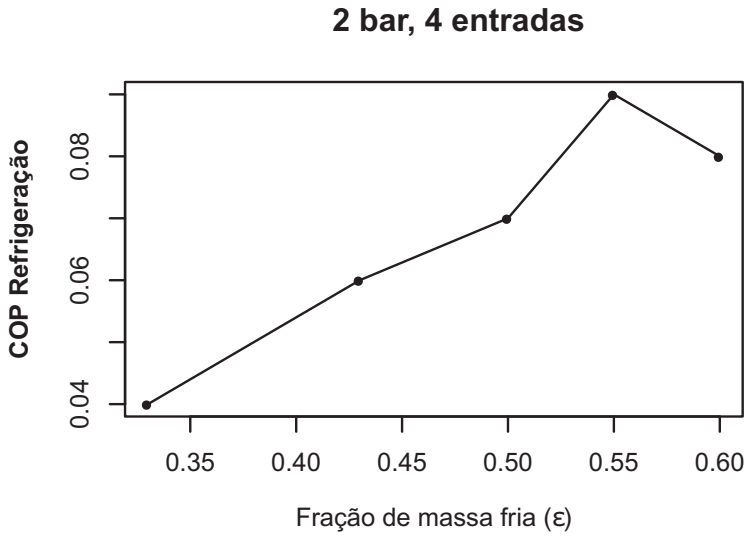

Figura 31: Coeficiente de Performance 4 entradas, 2 bar

A Figura 32 mostra os valores que se obtiveram com uma configuração de 4 entradas geradoras de vórtice, usando uma pressão de 3 bar. Os valores obtidos para o coeficiente de performance vão de 0,067 para uma fração de massa fria de 0,46, até 0,097 para uma fração de massa fria de 0,61. Nota-se que esse é provavelmente o melhor ponto de trabalho para essa pressão, ja que após esse valor, o coeficiente de performance sobre queda.

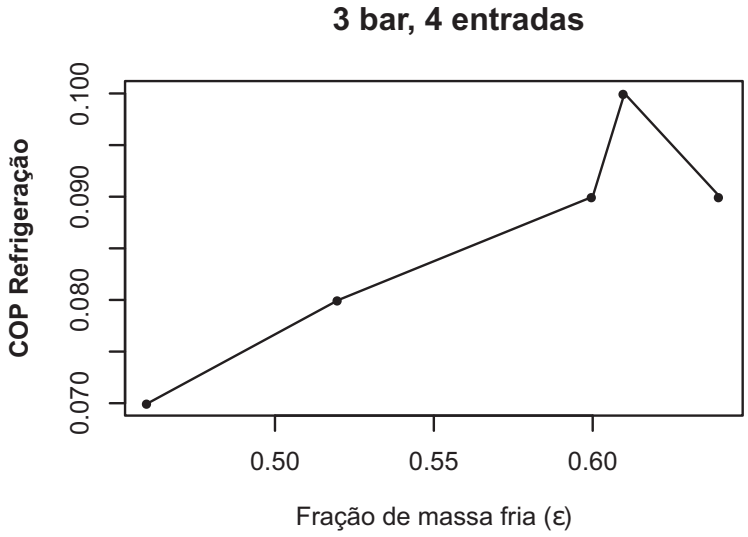

Figura 32: Coeficiente de Performance 4 entradas, 3 bar

A Figura 33 expõe os valores encontrados para coeficientes de performance. Estes variaram

de 0,067 com fração de massa fria de 0,44, até 0,106 quando a fração de massa fria calculada foi de 0,67. Outra vez se demonstra o aumento do coeficiente de performance obtido quando as pressões de entrada são incrementadas.

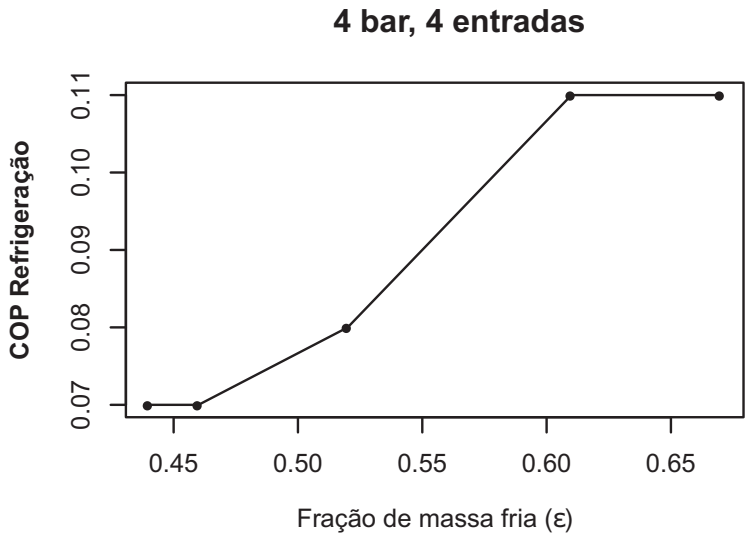

Figura 33: Coeficiente de Performance 4 entradas, 4 bar

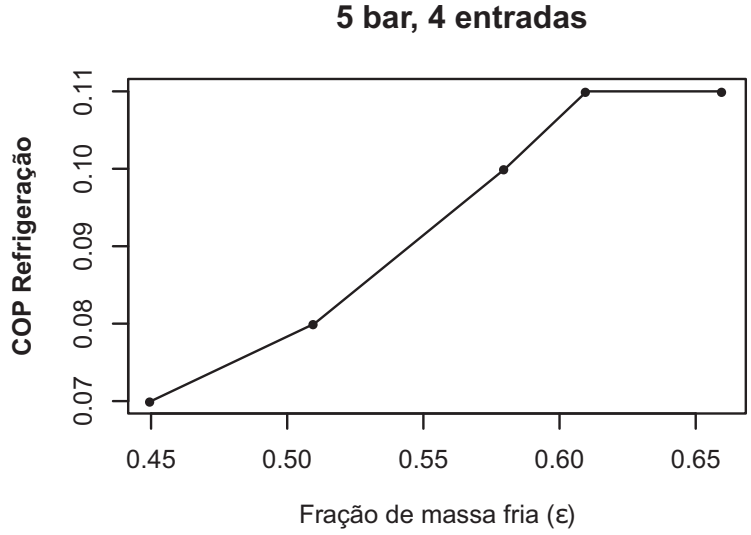

Figura 34: Coeficiente de Performance 4 entradas, 5 bar

A Figura 34 apresenta os valores de coeficiente de performance para um tubo de vórtice operando em 5 bar, com 4 entradas geradores de vórtice. Os valores atingidos foram de 0,072 para fração de massa fia de 0,45 e 0,111 para uma fração de massa fria de 0,66. Estes números

voltam a atestar a melhoria de coeficiente de performance que ocorre quando as pressões de entrada são aumentadas.

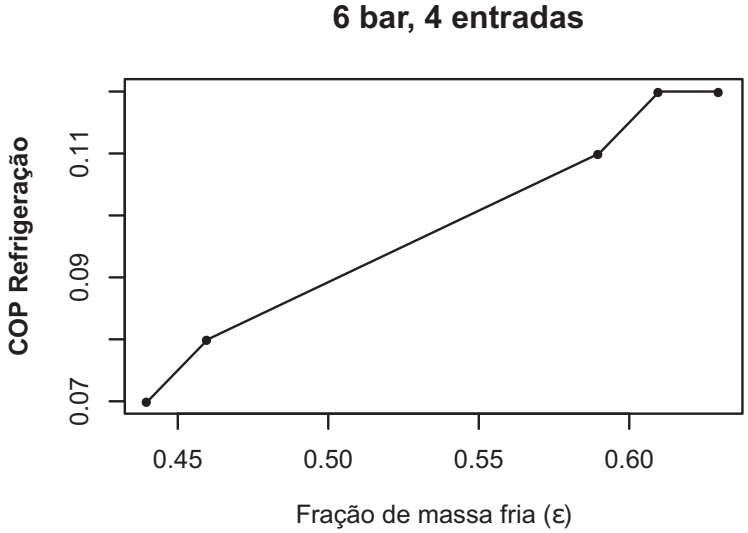

Figura 35: Coeficiente de Performance 4 entradas, 6 bar

Os valores obtidos para o coeficiente de performance em um tubo de vórtice de 4 entradas e pressão de entrada de 6 bar podem ser vistos na Figura 35. Estes valores foram de 0,071 para fração de massa fria de 0,44, com um acréscimo consistente de até 0,116 operando com fração de massa fria de 0,63. O valor 0,116 foi o mais alto calculado para todas as configurações testadas. Dessa maneira, observa-se que os coeficientes de performance aumentaram sempre que se aumentou a pressão de entrada, mantendo todas as outras variáveis fixas.

A Figura 36 mostra os valores de coeficiente de desempenho obtidos para um tubo de vórtice de 6 entradas, operando a uma pressão de 1 bar. Foram calculados valores de 0,017 de coeficiente de performance para uma fração de massa fria de 0,29, até um COP de 0,052 para fração de massa fria de 0,60. É possível notar que a mesma pressão tem melhores coeficientes (alcançando 0,073 com fração de massa fria de 0,5) quando são mantidas todas as variáveis de projeto e muda-se apenas o número de entradas de 6 para 4. Este valor atesta a superioridade do tubo de vórtice com 4 entradas em relação ao de 6 entradas. Para a pressão de 1 bar, o tubo com 4 entradas teve melhores números tanto no coeficiente de performance quanto nos de separação de temperatura, que foram de 36,3°C para o tubo com 4 entradas contra 28,6°C para o tubo de 6 entradas. A mesma superioridade pode ser observada quando analisa-se a temperatura de saída fria, de 18,9°C para o tubo com 4 entradas, contra 22,3°C para o tubo de 6 entradas.

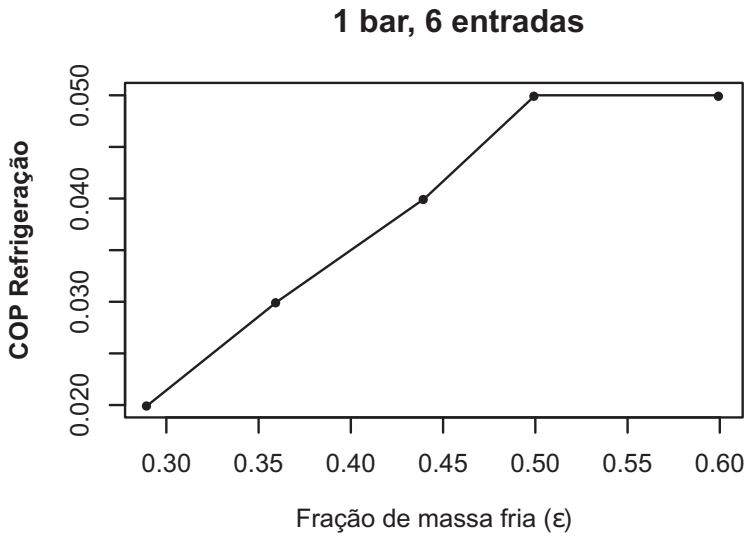

Figura 36: Coeficiente de Performance 6 entradas, 1 bar

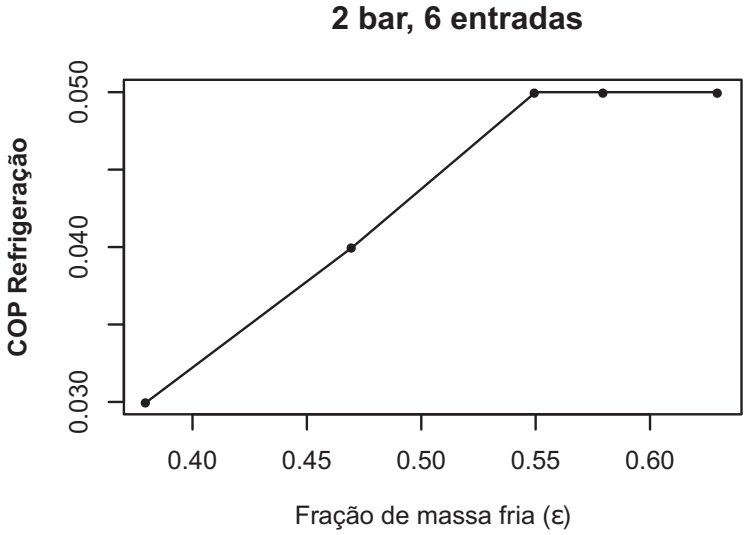

Figura 37: Coeficiente de Performance 6 entradas, 2 bar

A Figura 37 apresenta os coeficientes de performance calculados para um tubo de vórtice de 6 entradas, quando se usa pressão de entrada de 2 bar. Foram obtidos COP's de 0,03 para fração de massa fria de 0,38 até 0,054 para fração de massa fria de 0,63. Estes valores superam os obtidos para a mesma configuração com pressão de 1 bar, mas estão inferiores aos de pressão de 2 bar com 4 entradas (estes variaram de 0,044 até 0,081).

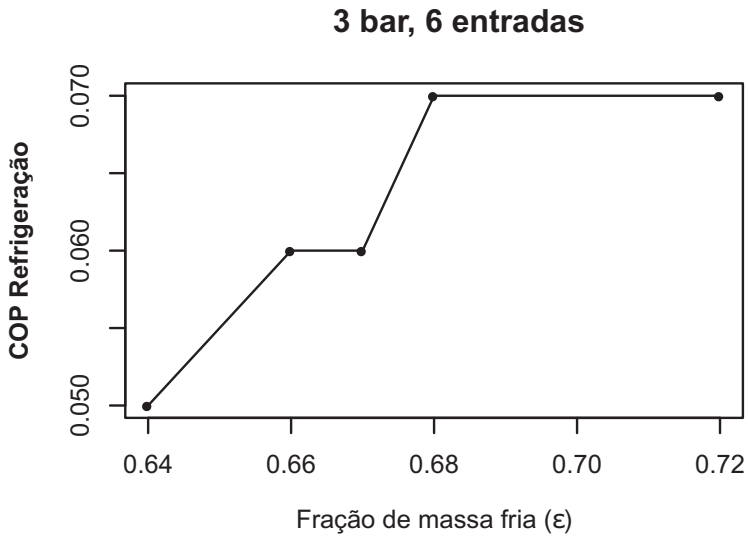

Figura 38: Coeficiente de Performance 6 entradas, 3 bar

A Figura 38 mostra a fração os coeficientes de performance contra a fração de massa fria para um tubo de vórtice de 6 entradas com pressão de trabalho de 3 bar. Os valores calculados tiveram o valor mínimo de 0,047 para fração de massa fria de 0,64 e máximo de 0,066 para fração de massa fria de 0,72. Estes valores superam os obtidos para o mesmo tubo de vórtice operando em pressão de 2 bar.

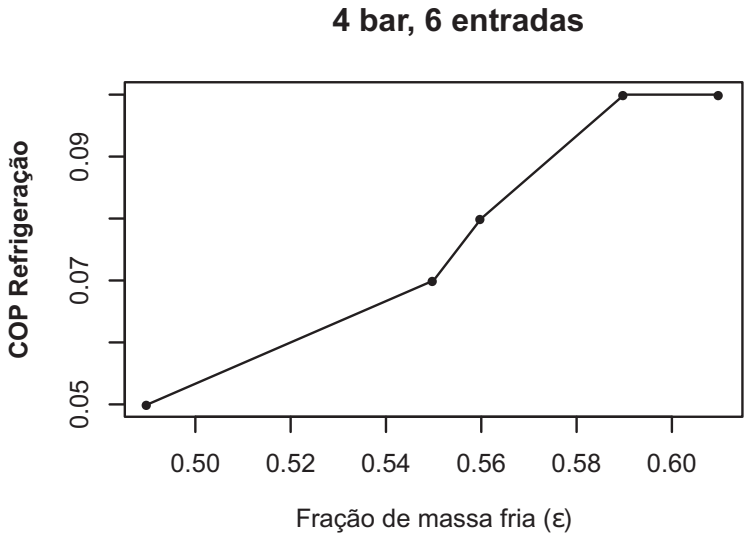

Figura 39: Coeficiente de Performance 6 entradas, 4 bar

A Figura 39 indica que o tubo de vórtice de 6 entradas atuando em pressão de 4 bar alcançou

coeficientes de performance de 0,047 para fração de massa fria de 0,49. Também foi calculado para essa configuração um coeficiente de performance de 0,098 para uma fração de massa fria de 0,61. Estes valores evidenciam a tendência de que valores de pressão maiores geram maiores coeficientes de performance.

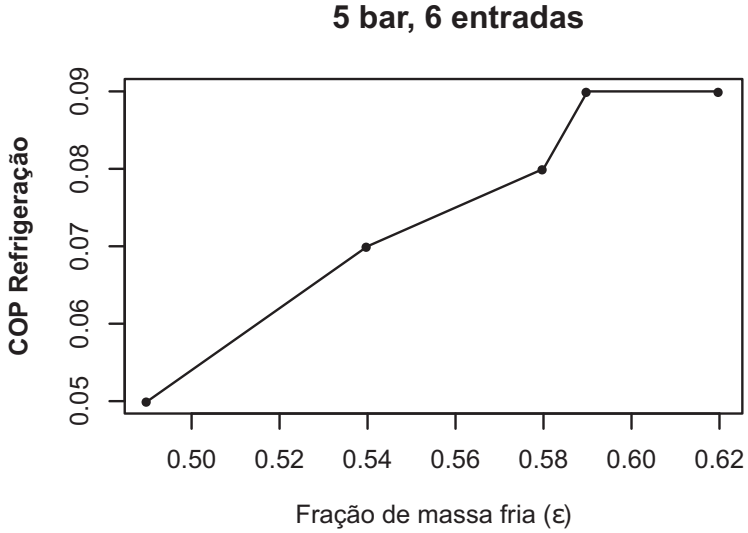

Figura 40: Coeficiente de Performance 6 entradas, 5 bar

A Figura 40 mostra os valores de coeficiente de performance calculados par um tubo de vórtice de 6 entradas, operando com 5 bar de pressão de entrada. Os valores vão de um mínimo de 0,055 para uma fração de massa fria de 0,49 até um máximo de 0,095 para uma fração de massa fria de 0,62. Observa-se que o coeficiente de performance tende a ter mudança mais sensível quando a fração de massa fria aumenta.

A Figura 41 apresenta coeficientes de performance que vão de 0,059 para fração de massa fria de 0,44 até 0,103 para fração de massa fria de 0,61. O valor de 0,103 foi o mais alto calculado pelo sistema de 6 entradas, ficando levemente abaixo do valor de 0,119 encontrado para a mesma pressão, porém utilizando 4 entradas no gerador de vórtice. Quando se comparam os valores obtidos com a mesma pressão e número de entradas diferentes, o tubo de vórtice com 4 entradas apresentou melhores coeficientes em todos os casos, justificando seu uso como tubo de vórtice mais indicado. Os valores de separação de temperatura também se mostraram superiores no tubo de vórtice de 4 entradas, quando este é comparado ao tubo de vórtice de 6 entradas.

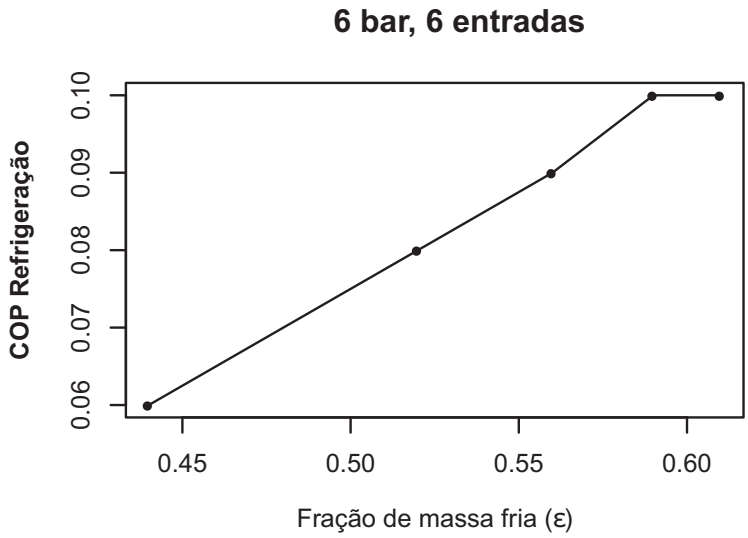

Figura 41: Coeficiente de Performance 6 entradas, 6 bar

6.3 Eficiência Exergética

A eficiência exergética do sistema foi calculada para seis pressões (iniciando em 1 bar e crescendo unitariamente até 6 bar). Esse cálculo foi realizado para as duas configurações de tubo de vórtice, com 6 e 4 entradas. Em termos gerais, o tubo de vórtice com 4 entradas se mostrou mais eficiente que o de 6 entradas. Outra tendência que se verifica no resultado é que a eficiência exergética tende a diminuir a medida que se aumenta a pressão de entrada. Esse comportamento de redução de eficiência exergética concomitante com aumento de pressão foi observado tanto para a configuração de 4 entradas quanto para a de 6 entradas. Observou-se também que a eficiência tende a apresentar uma curva assíntota ao valor máximo obtido em cada combinação pressão-número de entradas, a medida que a fração de massa fria chega ao ponto de melhores resultados de COP.

A Figura 42 mostra os valores calculados para um tubo de vórtice de 4 entradas, com pressão de entrada de 1 bar. Os valores obtidos tiveram mínimo de 0,025 com fração de massa fria de 0,1 e máximo de 0,027 quando se usa fração de massa fria de 0,5.

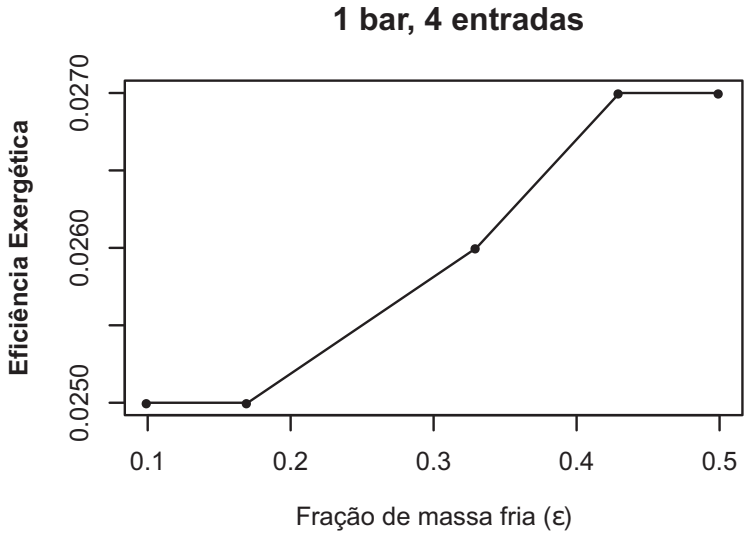

Figura 42: Eficiência Exergética 4 entradas, 1 bar

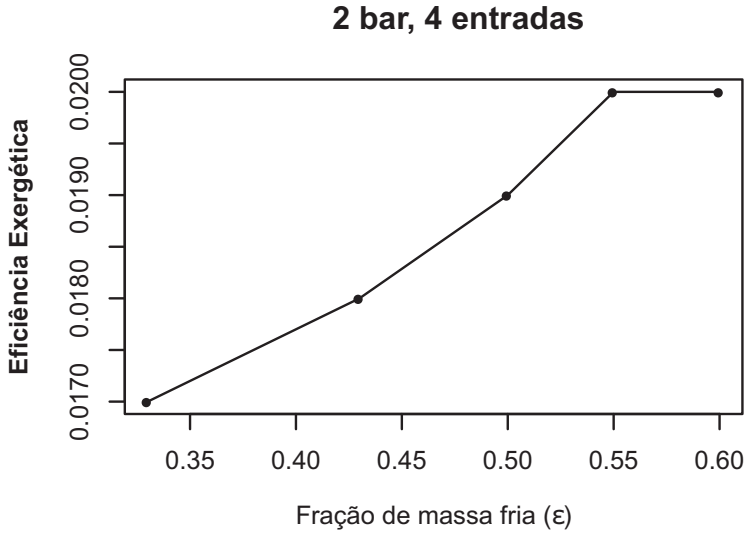

Figura 43: Eficiência Exergética 4 entradas, 2 bar

A Figura 43 apresenta os valores calculados para a pressão de 2 bar aplicada a entrada de um tubo de vórtice de 4 entradas. O valor mínimo de eficiência para essa configuração foi de 0,017, quando se verificava fração de massa fria de 0,33. O ponto de maior eficiência foi de 0,020 e foi atingido quando a fração de massa fria foi de 0,60. Assim como na Figura 42, o máximo valor atingido ocorreu nas duas últimas configurações de massa fria, apontando para uma tendência de assintotar o ponto de melhor eficiência exergética.

A eficiência exergética de um tubo de vórtice que possui 4 entradas e opera com pressão de entrada de 3 bar pode ser visto na Figura 44. É possível notar que o ponto de mínimo da eficiência ocorreu com fração de massa fria de 0,46 e seu valor foi de 0,016. Para o ponto de maior eficiência, de 0,020, a fração de massa fria foi de 0,64. É possível notar uma tendência de assíntota na curva no ponto onde está localizada a melhor eficiência exergética.

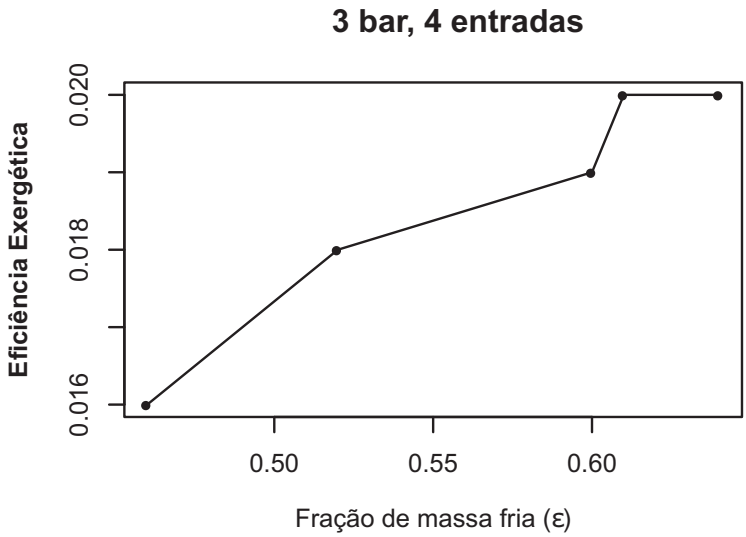

Figura 44: Eficiência Exergética 4 entradas, 3 bar

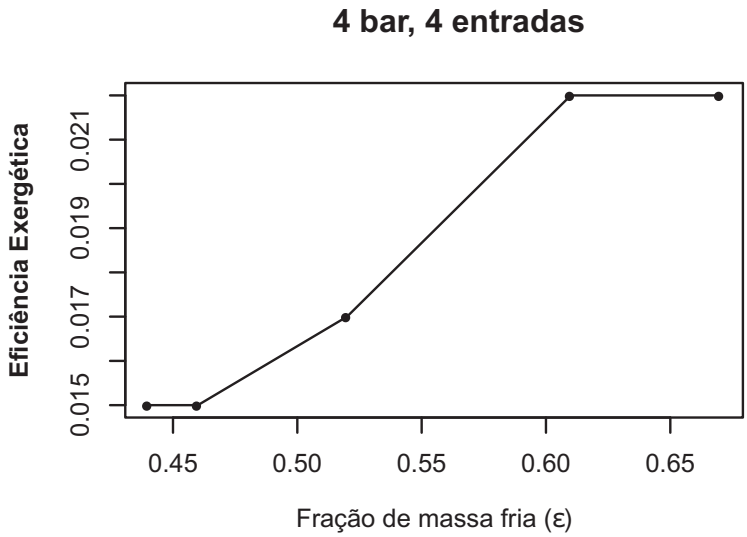

Figura 45: Eficiência Exergética 4 entradas, 4 bar

A Figura 45 mostra a eficiência exergética de um tubo de vórtice de 4 entradas geradoras

operando a uma pressão de 4 bar. O menor valor de eficiência atingido foi de 0,015, quando o tubo operava com fração de massa fria de 0,44. A maior eficiência atingida foi de 0,022, quando a fração de massa fria foi calculada em 0,67. A eficiência de 0,022 também foi atingida com uma fração de massa fria de 0,61, indicando que este valor pode estar próximo ao máximo para a configuração testada.

Os valores de eficiência exergética de um tubo de vórtice de 4 entradas e operando a 5 bar são mostrados na Figura 46. A tendência de assíntota ao valor máximo ocorre mais uma vez, já que o valor máximo - de 0,024 ocorre em duas frações de massa fria distintas: 0,61 e 0,66. O valor mínimo apresentado foi de 0,016, quando o tubo de vórtice foi configurado para um valor de massa fria de 0,45.

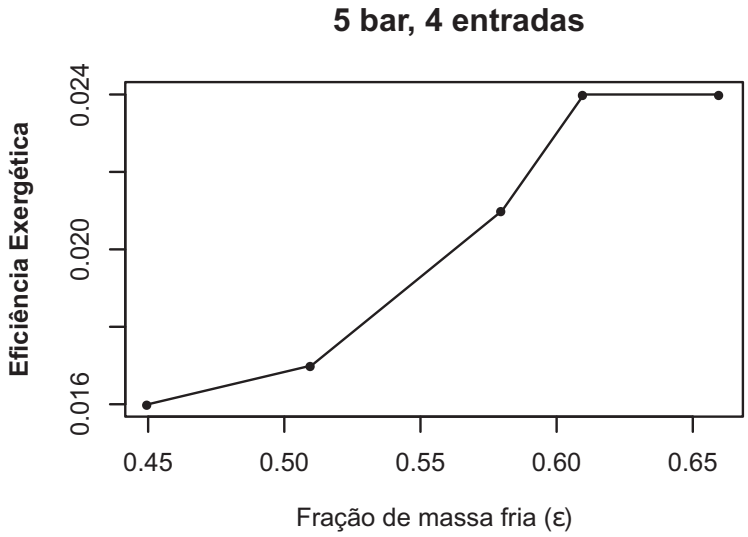

Figura 46: Eficiência Exergética 4 entradas, 5 bar

A Figura 47 mostra valores de eficiência exergética para um tubo de vórtice com 4 entradas e operando a 6 bar. A maior eficiência foi de 0,026 quando a fração de massa fria foi de 0,63. A fração de massa fria de 0,44 resultou na menor eficiência exergética da configuração, de 0,016. Este valor aproxima-se do valor de 0,027, que ocorre quando a pressão de trabalho é de 1 bar, conforme é mostrado na Figura 42. Assim, observou-se que a eficiência exergética esteve relativamente alta quando a pressão foi de 1 bar, sofreu queda a medida que se aproximou de 3 bar e elevou-se novamente quando a pressão de teste foi de 6 bar.

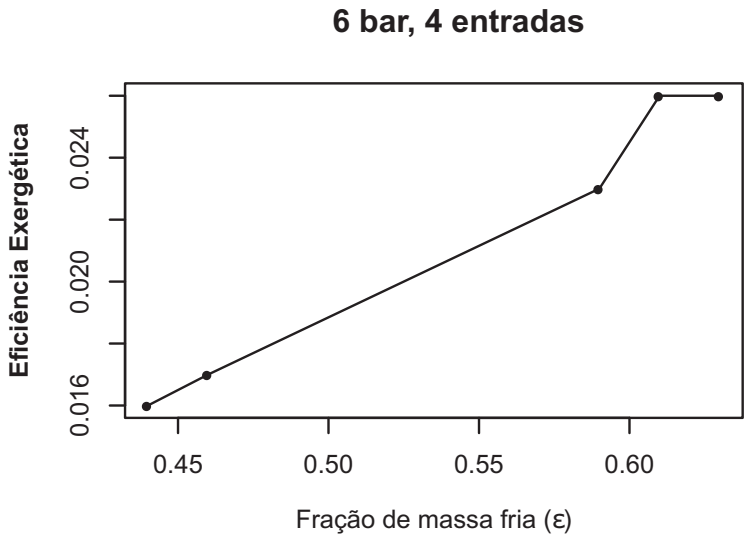

Figura 47: Eficiência Exergética 4 entradas, 6 bar

A Figura 48 apresenta os resultados obtidos de eficiência exergética, consiferando um tubo de vórtice de 6 entradas, operando com pressão de 1 bar. O menor valor calculado para essa eficiência foi de 0,025, quando a fração de massa fria era de 0,29. O valor máximo foi de 0,026, para uma fração de massa fria de 0,60.

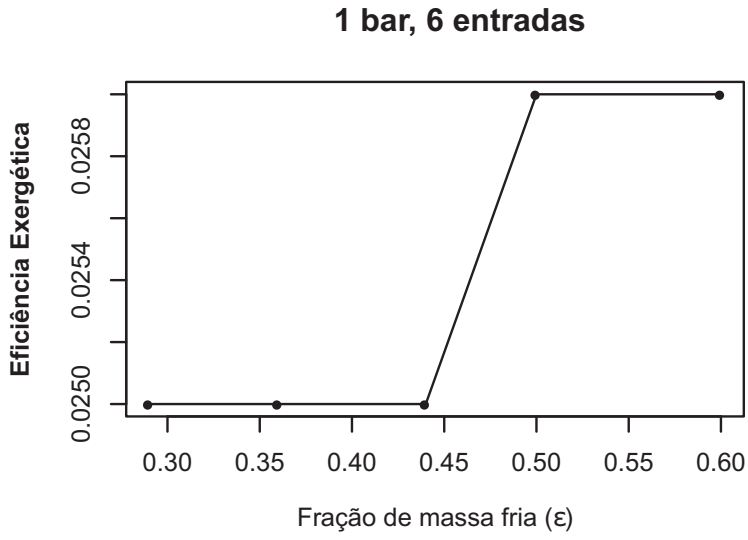

Figura 48: Eficiência Exergética 6 entradas, 1 bar

Os valores de eficiência exergética podem ser observados na Figura 49. O menor valor encontrado foi de 0,016, com 0,38 de fração de massa fria. Já o maior valor da eficiência

exergética foi de 0,018, quando o aparelho operava com fração de massa fria de 0,63. O valor de eficiência de 0,018 também foi encontrado para fração de massa fria de 0,58.

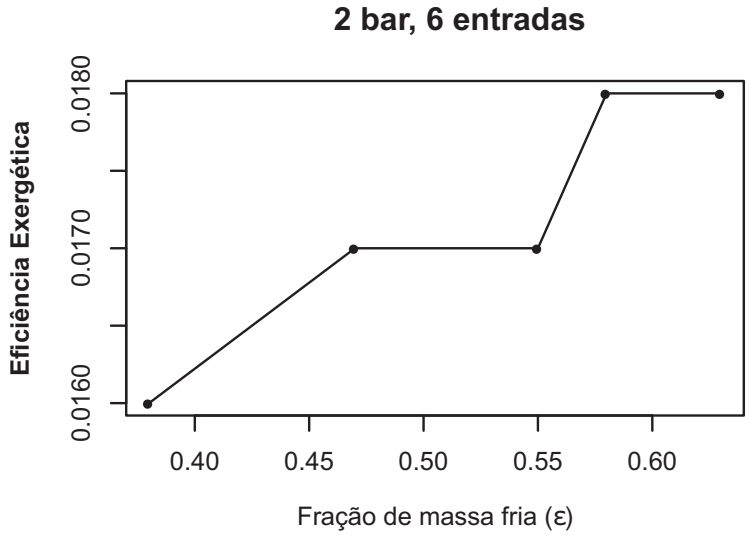

Figura 49: Eficiência Exergética 6 entradas, 2 bar

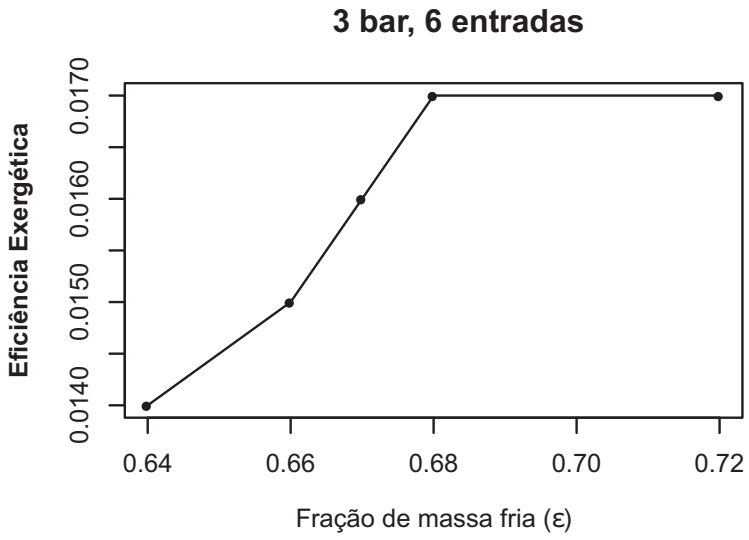

Figura 50: Eficiência Exergética 6 entradas, 3 bar

A Figura 50 mosta os valores obtidos para um tubo de vórtice de 6 entradas, operando com pressão de 3 bar. Nota-se que há decréscimo dos valores de eficiência, quando se compara com a mesma configuração, porém usando pressão de 2 bar. O menor valor obtido para essa configuração foi de 0,014, com fração de massa fria de 0,64. Este valor é menor que o mínimo

atingido na pressão de 2 bar, de 0,016. O maior valor para essa configuração foi de 0,017, com fração de massa fria de 0,72. Este valor é inferior ao da mesma configuração com pressão de 2 bar, que foi calculado em 0,018.

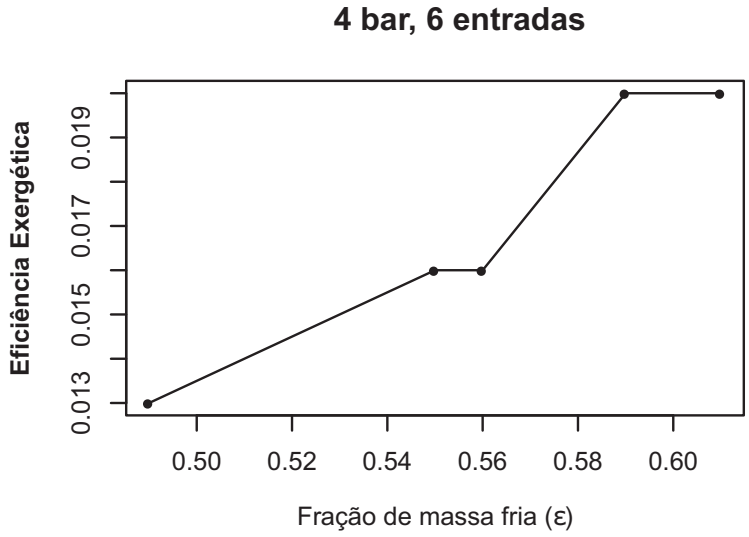

Figura 51: Eficiência Exergética 6 entradas, 4 bar

Quando utiliza-se pressão de 4 bar em um tubo de vórtice de 6 entradas, os valores de eficiência exergética vão de um mínimo de 0,013 para uma fração mássica de 0,49, até um máximo de 0,020, para uma fração mássica de 0,61. Os valores podem ser vistos na Figura 51.

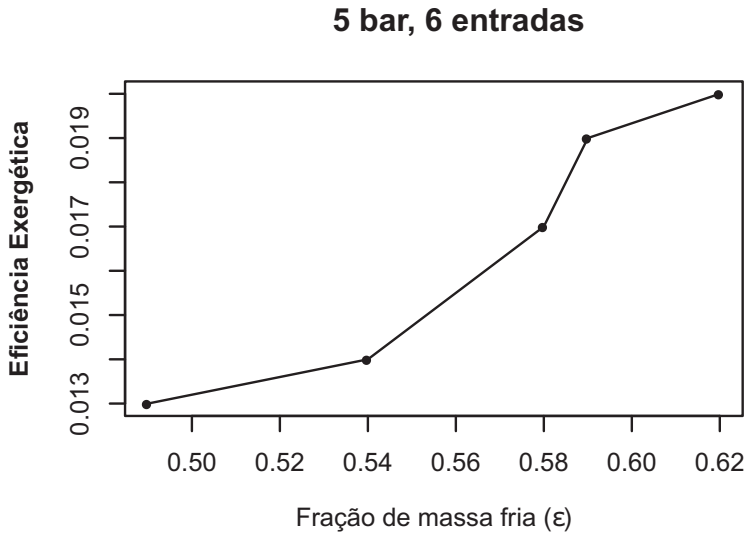

Figura 52: Eficiência Exergética 6 entradas, 5 bar

A eficiência exergética de um tubo de vórtice de 6 entradas com 5 bar está mostrada na Figura 52. O valor mínimo foi de 0,013 para fração de massa fria de 0,49 e o valor máximo foi de 0,020 para uma fração de massa fria de 0,62.

A Figura 53 mostra os valores de eficiência exergética de um tubo de vórtice de 6 entradas, operando com uma pressão de 6 bar. O maior valor atingido foi de 0,022, quando havia fração de massa fria de 0,61. O meno valor atingido foi de 0,014, quando a fração de massa fria era de 0,44. Assim como ocorreu com o tubo de vórtice de 4 entradas, o tubo com 6 entradas teve um ponto de mínimo de eficiência para uma faixa de pressão que foi de 2 a 3 bar. O maior valor em todas as condições de pressão testadas foi de 0,026, atingida em 1 bar de pressão. Esse valor mostra que o ponto de ótimo de eficiência exergética coincide com o ponto de pior operação para coeficiente de performance e, desta maneira, é necessário que se faça uma escolha por um destes dois parâmetros, uma vez que os pontos de ótimo destes estão desalinhados.

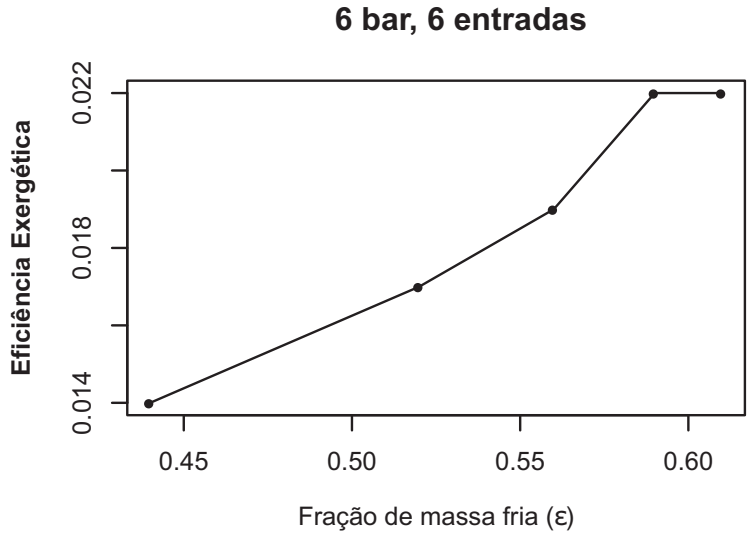

Figura 53: Eficiência Exergética 6 entradas, 6 bar

6.4 Destruição de Exergia

Conforme apresentado na equação 6.1, a destruição de exergia para os processos foi calculada, usando-se como unidade o kJ/kg. Através das figuras desta seção, é possível observar o comportamento desse importante parâmetro de projeto. Pelo exposto, nota-se que a destruição de exergia cresce bastante com o aumento da pressão de entrada. Também é possível notar que o incremento de fração de massa fria reduz substancialmente a destruição de exergia. Esse resultado está de acordo com o obtido na seção de estudo de eficiência exergética.

$$\dot{E}_d = \dot{m}_{in} e_{in} - (\dot{m}_c e_{fc} + \dot{m}_h e_{fh}) \tag{6.1}$$

Essa destruição exagerada de exergia com o aumento de pressão está associada com o expressivo aumento de velocidade do escoamento.

Considerando-se em conjunto a destruição de exergia e a eficiência de exergia, chega-se à condição termodinâmica onde é necessário que exista um compromisso, responsável por gerenciar o equilíbrio entre o desempenho do processo de resfriamento - beneficiado por grandes diferenças de temperatura entre a fonte e o uso - e a destruição de exergia - parâmetro que tem melhores resultados à medida que as diferenças de temperatura fonte/uso decaem.

A Figura 54 mostra um gráfico da destruição de exergia de um tubo de vórtice de 4 entradas, operando com pressão de 1 bar. É possível notar acentuada queda de destruição de energia com o aumento da fração de massa fria. O maior valor de destruição de exergia para essa configuração foi de 10,38 kJ/kg, quando a fração de massa fria foi de 0,10. Esse valor reduziu-se a 10,36 para kJ/kg quando a fração de massa fria foi calculada em 0,50.

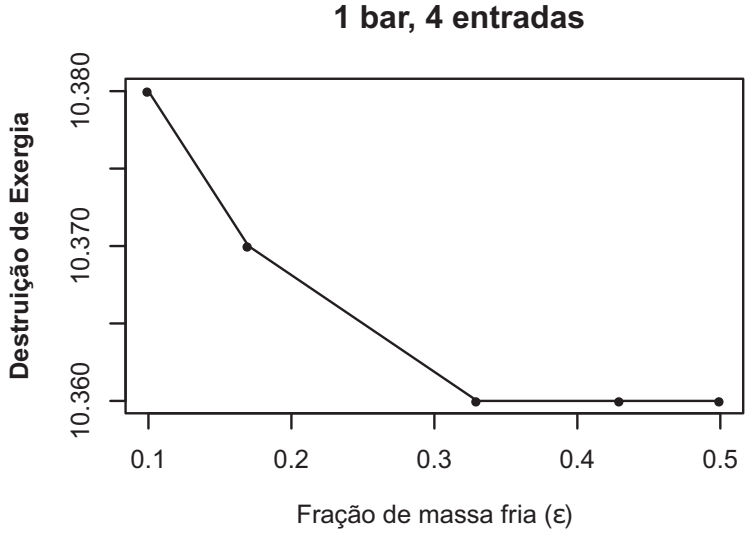

Figura 54: Destruição de Exergia 4 entradas, 1 bar

A Figura 55 mostra os valores obtidos para uma pressão de 2 bar em um tubo de vórtice de 4 entradas. O maior valor obtido para essa configuração de 33,90 kJ/kg para uma fração de massa fria de 0,33, tendo uma ligeira queda para o seui valor mínimo de 33,83 kJ/kg quando a fração de massa fria foi de 0,60.

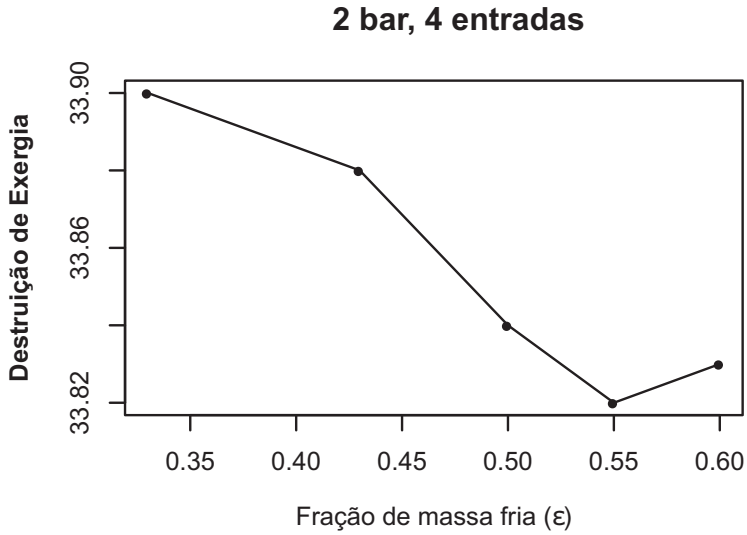

Figura 55: Destruição de Exergia 4 entradas, 2 bar

A Figura 56 mostra que o máximo valor de destruição de exergia foi de 70,15 kJ/kg quando a fração de massa fria foi de 0,46. Esse valor decaiu até 69,87 kJ/kg quando o valor de massa fria calculado foi de 0,64. Esses valores são referentes a um tubo de vórtice de 4 entradas operando a uma pressão de 3 bar.

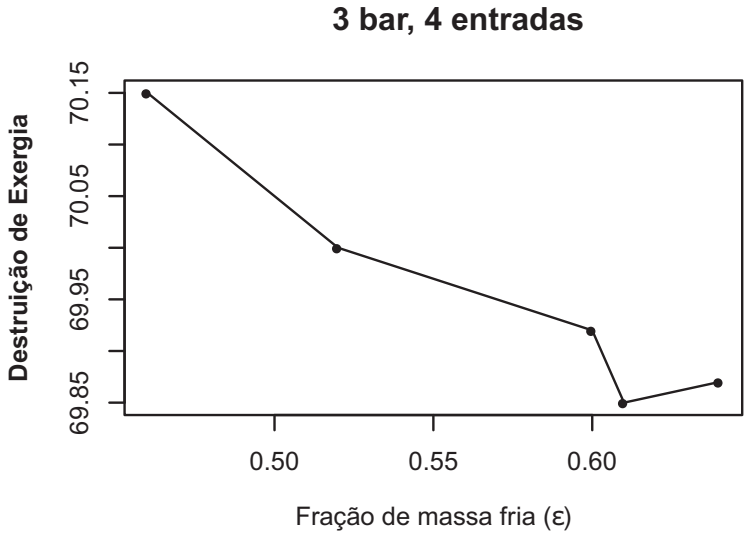

Figura 56: Destruição de Exergia 4 entradas, 3 bar

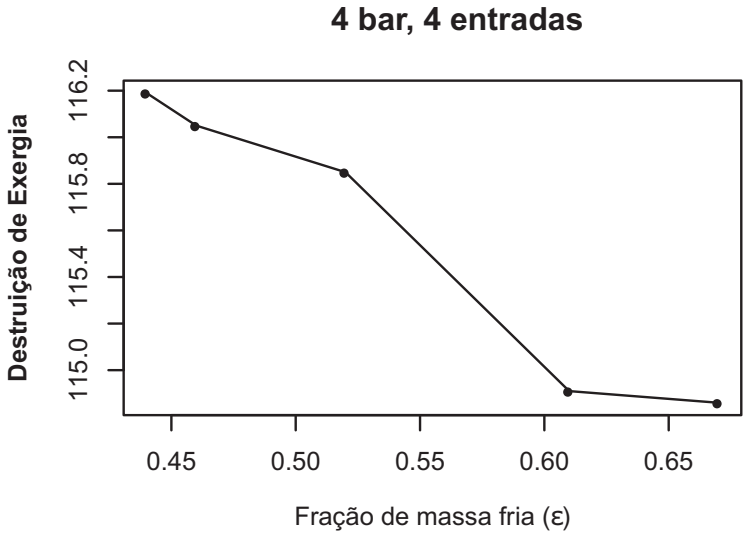

Figura 57: Destruição de Exergia 4 entradas, 4 bar

A Figura 57 é referente a um tubo de vórtice de 4 entradas com pressão de operação de 4 bar. O valor máximo de destruição de exergia foi de 116,19 kJ/kg, operando a uma fração de massa fria de 0,44. O menor valor obtido foi de 114,86 kJ/kg para uma fração de massa fria de 0,67. É possível notar que a destruição de exergia aumentou consideravelmente quando comparada à mesma configuração de tubo, mas usando-se a pressão de 3 bar.

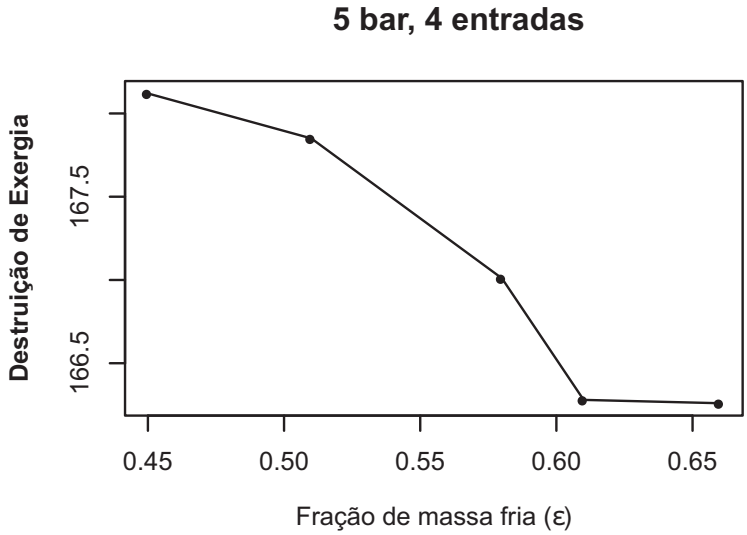

Figura 58: Destruição de Exergia 4 entradas, 5 bar

A destruição de exergia de um tubo de vórtice de 4 entradas operando a uma pressão de 5

bar é mostrada na Figura 58. Nota-se que o maior valor de destruição de exergia encontrado foi de 168,12 kJ/kg, quando a fração de massa fria era de 0,45. O menor valor apresentado pela configuração foi de 166,26 kJ/kg, quando se verificava a fração de massa fria de 0,66. A destruição de exergia apresentou números crescentes na medida em que se incrementava a pressão de operação do tubo de vórtice.

A Figura 59 mostra a destruição de exergia para um tubo de vórtice de 4 entradas operando a uma pressão de 6 bar. O maior valor encontrado 229,99 kJ/kg, com fração de massa fria de 0,44. O menor valor calculado foi de 227,30 kJ/kg, com fração de massa fria de 0,63. Fica evidente a baixa variação de valores quando a única variável modificada é a fração de massa fria. Este comportamento foi apresentado em todas as pressões testadas para o tubo de vórtice de 4 entradas.

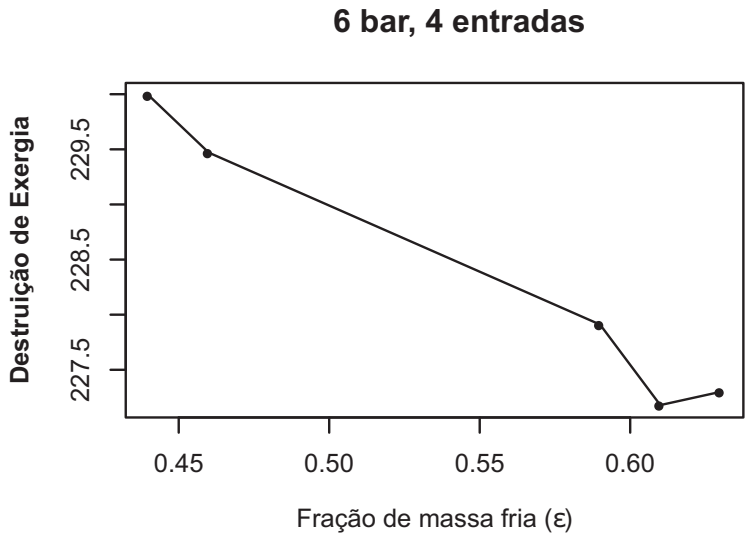

Figura 59: Destruição de Exergia 4 entradas, 6 bar

A Figura 60 mostra os valores de destruição de exergia para um tubo de vórtice de 6 entradas, atuando com pressão de 1 bar. É possível notar que o menor valor obtido foi de 10,39 kJ/kg para fração de massa fria de 0,29. O menor valor foi de 10,37 kJ/kg, com fração de massa fria de 0,60. É de interesse observar que estes valores são praticamente os mesmos obtidos quando se mantém a pressão mas se altera o número de entradas para 4. A outra variável envolvida foi a fração de massa fria, que foi de 0,1 a 0,5 no tubo de 4 entradas, enquanto o tubo de 6 entradas tinha variação de fração de massa fria de 0,29 a 0,60.

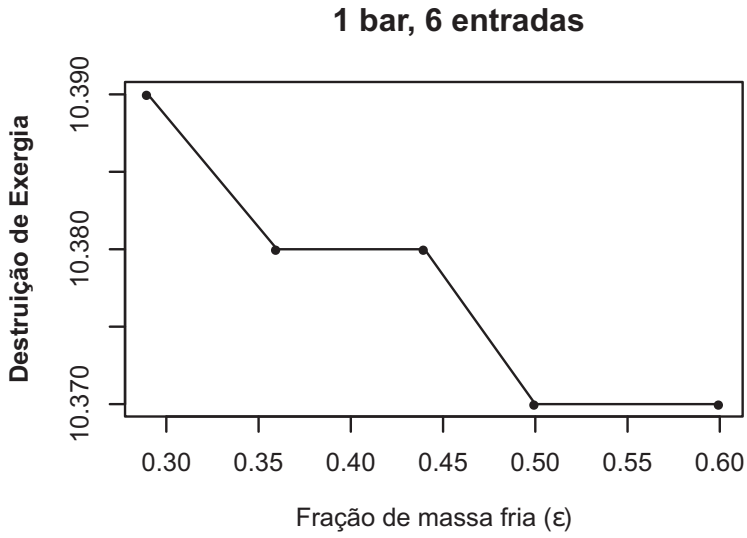

Figura 60: Destruição de Exergia 6 entradas, 1 bar

A Figura 61 mostra os valores de destruição de exergia calculados para um tubo de vórtice de 6 entradas, com 2 bar de pressão. 33,90 kJ/kg foi o valor mais alto encontrado, quando a fração de massa fria era de 0,38. Para o valor mais baixo, foi calculado 33,8 kJ/kg, com fração de massa fria de 0,63.

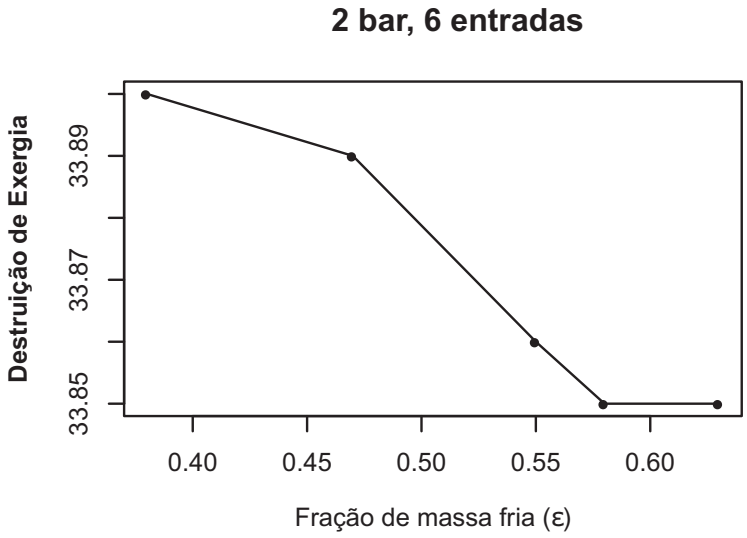

Figura 61: Destruição de Exergia 6 entradas, 2 bar

A Figura 62 apresenta os valores de destruição de exergia contra fração de massa fria para um tubo de vórtice de 6 entradas, operando com pressão de 3 bar. O maior valor encontrado

foi de 69,83 kJ/kg, com fração de massa fria de 0,64, enquanto o menor valor foi de 69,50 kJ/kg, ocorrido quando a fração de massa fria era de 0,72. É notável que esses valores são em torno de 0,5% inferiores aqueles obtidos com a mesma pressão em um tubo de vórtice de 4 entradas.

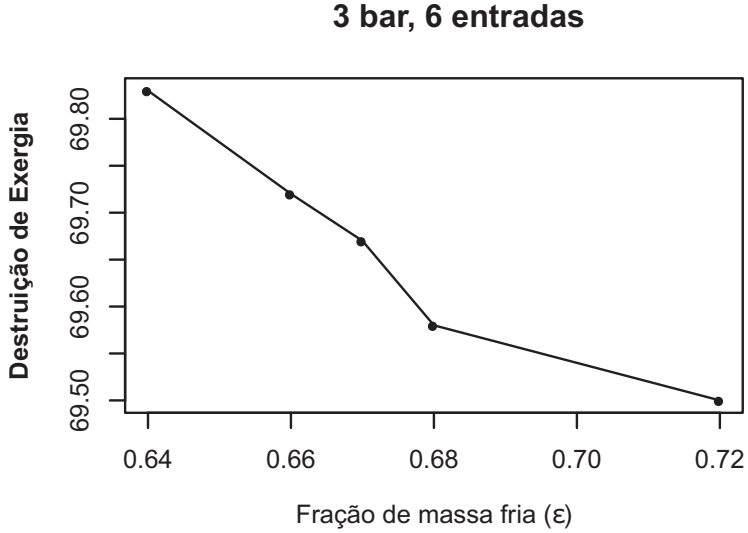

Figura 62: Destruição de Exergia 6 entradas, 3 bar

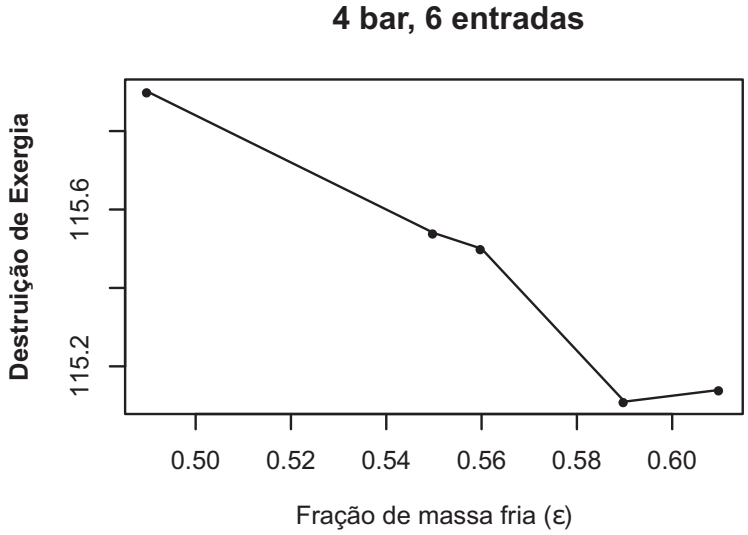

Figura 63: Destruição de Exergia 6 entradas, 4 bar

A Figura 63 mostra os valores calculados para destruição de exergia de um tubo de vórtice com 6 entradas, operando a uma pressão de 4 bar. Calculou-se o valor máximo de 116,19

kJ/kg, quando a fração de massa fria foi de 0,44. O menor valor foi de 227,18 kJ/kg, quando a fração mássica foi de 0,61. Após isso, sofreu um leve aumento para 114,86 kJ/kg, em uma fração mássica de 0,67. Estes valores são muito próximos dos valores obtidos com a mesma pressão - com variação inferior a 1%, alterando-se a apenas o número de entradas para 4 e a fração de massa fria, que mostrou ter pouca influência em todos os valores calculados.

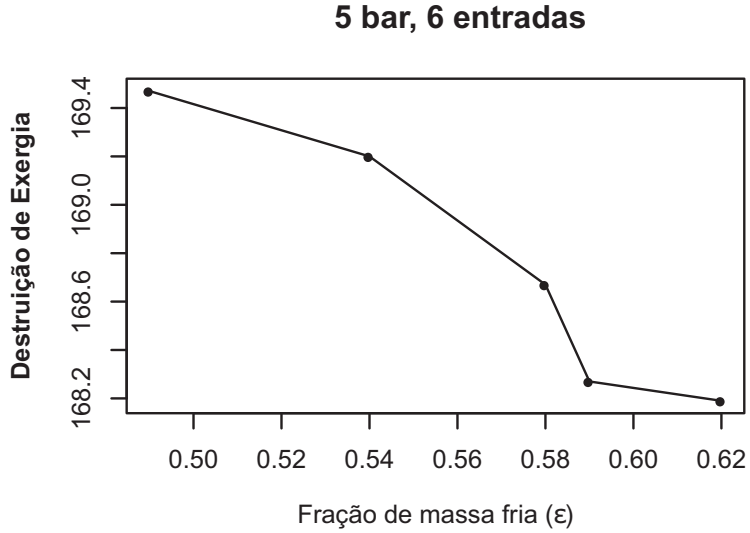

Figura 64: Destruição de Exergia 6 entradas, 5 bar

A Figura 64 mostra os valores de destruição de exergia para um tubo de vórtice de 6 entradas, com pressão de 5 bar. O valor mais elevado calculado foi de 167,47 kJ/kg, com fração de massa fria de 0,49. O menor valor foi de 168,19 kJ/kg, com fração de massa fria de 0,62. Nota-se mais uma vez a tendência de queda de valores de destruição de exergia acompanhando aumento da fração de massa fria. Também é notável que a destruição calculada para esta configuração difere em apenas 0,6% da calculada para a mesma pressão, mas com tubo de vórtice de 4 entradas. Estes valores indicam que a destruição de exergia tem forte dependência dos valores de pressão, mas pouca relação com a fração de massa fria (que sofreram mudanças inferiores a 1% em ambas as faixas testadas), bem como com o número de entradas para as duas configurações testadas.

A Figura 65 mostra a destruição de exergia para um tubo de vortice de 6 entradas, operando com pressão de 6 bar. O maior valor calculado foi de 230,80 kJ/kg, com fração de massa fria de 0,44. O menor valor calculado foi de 228,27 kJ/kg, quando a fração de massa fria foi de 0,61.

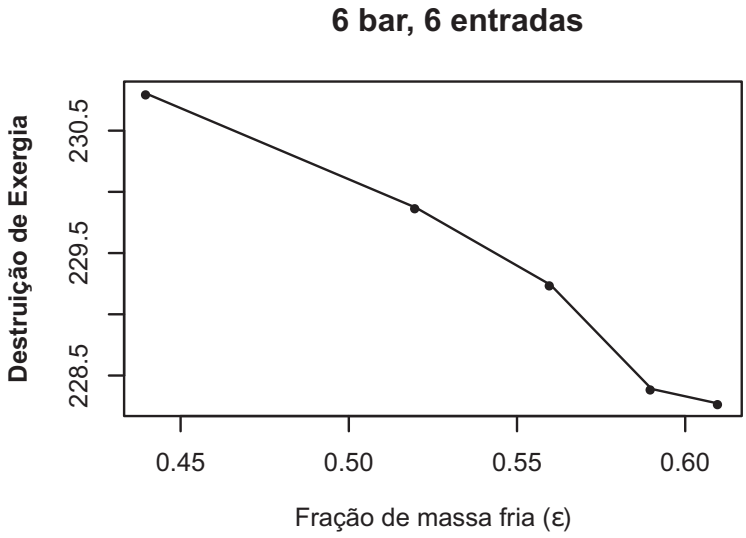

Figura 65: Destruição de Exergia 6 entradas, 6 bar

7 Conclusão

Foi construído um tubo de vórtice e foram realizados vários testes para a determinação de pontos ótimos de operação. Este ponto ótimo foi definido, para os parâmetros testados, como um tubo de vórtice com quatro geradores trabalhando com a pressão de entrada de 6 bar. Também foram realizados dimensionamento e seleção de compressor e de painéis solares que viabilizem a operação no ponto de ótimo encontrado. Verificou-se que o compressor Chiaperini modelo CJ 30 APV/250 atende às necessidades do projeto. Para os painéis solares, o modelo selecionado foi Canadian Solar CS6P-255, utilizando-se oito unidades. As baterias selecionadas foram do modelo Freedom DF2500 (150 Ah/165Ah), com cinco exemplares. O controlador de carga que integra o projeto é o Solar 60A, usando o mesmo número de unidades que os painéis solares. Um único inversor Sunny Boy SWR 2500 complementa os itens selecionados para o sistema fotovoltaico.

Foram atingidos de 12% de coeficiente de desempenho para refrigeração no melhor cenário, de 4 entradas na câmara de vórtice. O melhor rendimento de exergia alcançado ficou em 2%, também para a configuração de 4 entradas.

O trabalho apresentado aponta que existem aspectos inexplorados em tubos de vórtice. Observando-se a primeira lei da termodinâmica e sua eficiência, os tubos do trabalho estudado não revelam picos em temperaturas variando de pressões pouco superiores à atmosférica até pressões da ordem de 6 bar. Para a mesma amplitude de pressões estudadas, tem-se, à luz da eficiência da segunda lei da termodinâmica, um pico de eficiência, encontrado dentro das frações de massa fria indicadas como ideais por variados pesquisadores do tema. Esse ponto de ótimo pode ainda ser melhorado, uma vez que o mesmo não apresentou ponto de inflexão. Dessa forma, até a pressão testada, houve tanto incremento sólido de eficiência exergética quanto de eficiência energética.

Para trabalhos futuros, indica-se que novas configurações de tubo sejam pesquisadas, tomando-se como base à fração de massa fria apontada como mais eficiente no presente trabalho.

8 Apêndice I

8.0.1 Silício como semicondutor

O silício, principal material semicondutor utilizado em células fotovoltaicas, é o segundo elemento mais abundante na crostra terrestre. Seu número atômico é 14, o que resulta em 4 elétrons na camada mais afastada do núcleo do átomo. O silício puro é mau condutor de eletricidade, dada a pouca disponibilidade de seus elétrons para a criação de corrente elétrica. Para que seu uso como semicondutor seja viável, é necessária a adição de impurezas ao elemento. Estas impurezas são adicionadas ao silício para que este se torne capaz de transmitir corrente elétrica. A primeira delas é o fósforo. Esse elemento tem 5 elétrons em sua camada de valência. Quatro deles se conectam com os quatro elétros disponíveis do silício, restando um elétron oriundo do fósforo. Este elétron que não participou de ligações fica suscetível à migrar pelo material quando recebe certa quantidade de energia. O processo de adição de impurezas é chamado de doping e, uma vez dopado com fósforo, o silício passa a ser chamado de tipo-N, uma alusão à negatividade extra do elétron livre. para que se obtenha uma contrapartida ao silício tipo-N, dopa-se outra porção do elemento com uma certa quantidade de boro, que tem apenas 3 elétrons em sua camada de valência. Essa nova configuração torna o silício tipo-P um material com tendência de capturar elétrons, comportamento exatamente contrário ao tipo-N. A área entre esses dois tipos de silício é chamada de junção PN. Nela, há um campo elétrico que impede que ocorra migração perene de elétrons da parte negativa para a positiva. Para que seja possível que essa corrente elétrica continue fluindo, é necessário que esses dois tipos de silício conectem-se por alguma ligação externa. Tal ligação é feita pelo contato frontal e pelo contato de base. A geração de eletricidade ocorre aproveitando o fluxo de elétrons entre esses contatos. A parte dopada com fósforo, e carregada negativamente, fica exposta ao sol. A fabricação do contato frontal é desafiadora pois existe um compromisso entre a capacidade de transmitir energia - vinculada à uma maior cobertura do contato frontal - e a energia gerada que diminui com o sombreamento causado por um incremento na área superficial do contato frontal. Outro fator desafiador na obtenção de células solares mais eficientes é o espectro de radiação utilizável. Caso a célula solar receba fótons com demasiada energia, o excesso desta vai aumentar a temperatura da superfície, o que causa decréscimo no rendimento da cálula. No caso do recebimento de fótons com energia inferior à ideal, o efeito de aquecimento de superfície e queda no rendimento também se verifica.

Os componentes para geração de energia solar por painéis fotovoltaicos são o painel foto-

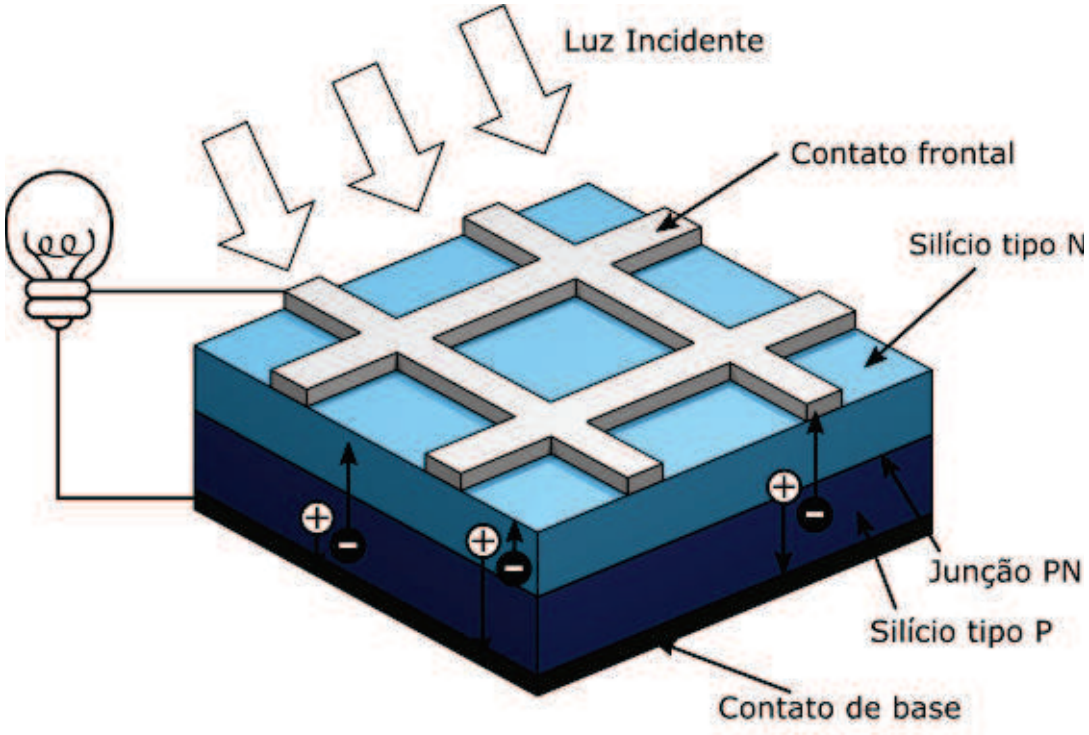

Figura 66: Célula Solar

voltaico (responsável pela conversão direta de energia solar em energia elétrica), o controlador de carga (que regula essa energia para níveis aceitáveis), o banco de baterias (encarregado de armazenar a energia gerada) e inversor, que transforma a corrente contínua da bateria em corrente alternada.

8.0.2 Controlador de carga

É muito difícil que a incidência de radiação ocorra de forma uniforme sobre um painel solar. Assim, sendo a geração de tensão e corrente proporcionais à incidência de radiação, é usual que haja grande variação de corrente durante a atuação do painel. Esta grande variação de corrente pode acarretar danos ao banco de baterias. O controlador de carga evita que tais danos ocorram, recebendo corrente em variados níveis e entregando-a à bateria em quantias seguras para o funcionamento e segurança desta. O controlador de carga também transmite a energia para a bateria somente a partir de determinado valor, impedindo o fluxo de corrente quando o painel solar envia abaixo deste.

8.0.3 Bateria

A demanda por energia elétrica pode ocorrer a qualquer momento do dia. Sua captação, porém, ocorre apenas nos períodos de luz do sol. Para intermediar estes dois extremos - captação e consumo de energia - é utilizado um banco de baterias, responsável por armazenar a energia

captada e fornecê-la para o consumo quando requisitada. As baterias estacionárias têm ciclos mais profundos de descarga. A confecção destas é feita com materiais mais nobres e o equipamento possui um filtro, responsável por impedir que haja liberação de vapores potencialmente danosos à saúde. Estas baterias tem vida útil de aproximandamente 6 anos. Esta vida útil pode variar bastante, dependendo de condições de uso. A operação com temperaturas acima da especificada ocasiona redução expressiva da vida útil da bateria. Quando há operação em temperaturas inferiores à padrão, este período de operação alonga-se. A espessura das placas de chumbo das baterias estacionárias é, em média, 8 vezes maior que bateias automotivas. Também oito vezes maior é sua descarga máxima permitida: a automotiva fica em torno de 10%, enquanto a estacionária atinge 80%.

8.0.4 Inversor de Frequência

Outra questão a ser tratada na captação de energia solar por painéis é o tipo de corrente. A energia é captada e armazenada com elementos de corrente contínua, corrente esta fornecida pela bateria, mas a imensa maioria dos aparelhos que consomem estaq energia o fazem com corrente alternada. O inversor de frequência recebe a corrente contínua da bateria e entrega corrente alternada para o consumo final.

8.1 Componentes do Sistema Fotovoltaico

Apesar do uso de um compressor de grande potência (7,5 hp), verificou-se que uma vez mantidas a vazão e a pressão de trabalho, um compressor de menor potência poderia atender às demandas do sistema. A vazão no ponto ótimo de operação foi de 370 pés cúbicos por hora e a pressão foi de 6 bar. O compressor escolhido, Motocompressor de Ar 24L monofásico 2HP HYUNDAI HYAC24D (Figura 67), atinge 8 bar e vazão de 420 pés cúbicos por hora, valores suficientes para a operação. Trabalhando-se com 3 horas de funcionamento por dia, tendo-se a potência do compressor como 1.491,4 W, a eficiência da bateria com 80% e a eficiência do inversor de 93,6% tem-se 5.558,3 Wh em um dia padrão de funcionamento.

Figura 67: Compressor HYUNDAI HYAC24D

8.1.1 Inversor

Modelo selecionado: Sunny Boy SWR 2500.

Figura 68: Inversor Sunny Boy

8.1.2 Controlador de Carga

Modelo selecionado: Controlador de Carga Solar 60.

Figura 69: Controlador de Carga

8.1.3 Painel Solar

Modelo selecionado: Canadian Solar CS6P-255

Figura 70: Painel Solar

8.1.4 Baterias

Modelo selecionado: Bateria Estacionária Freedom DF2500 (150 Ah/165Ah)

Figura 71: Bateria Estacionária

8.1.5 Esquema Físico

Dadas as informaçôes acima, a figura 72 mostra o arranjo proposto. Após o inversor de corrente (d), a potência é entregue ao compressor.

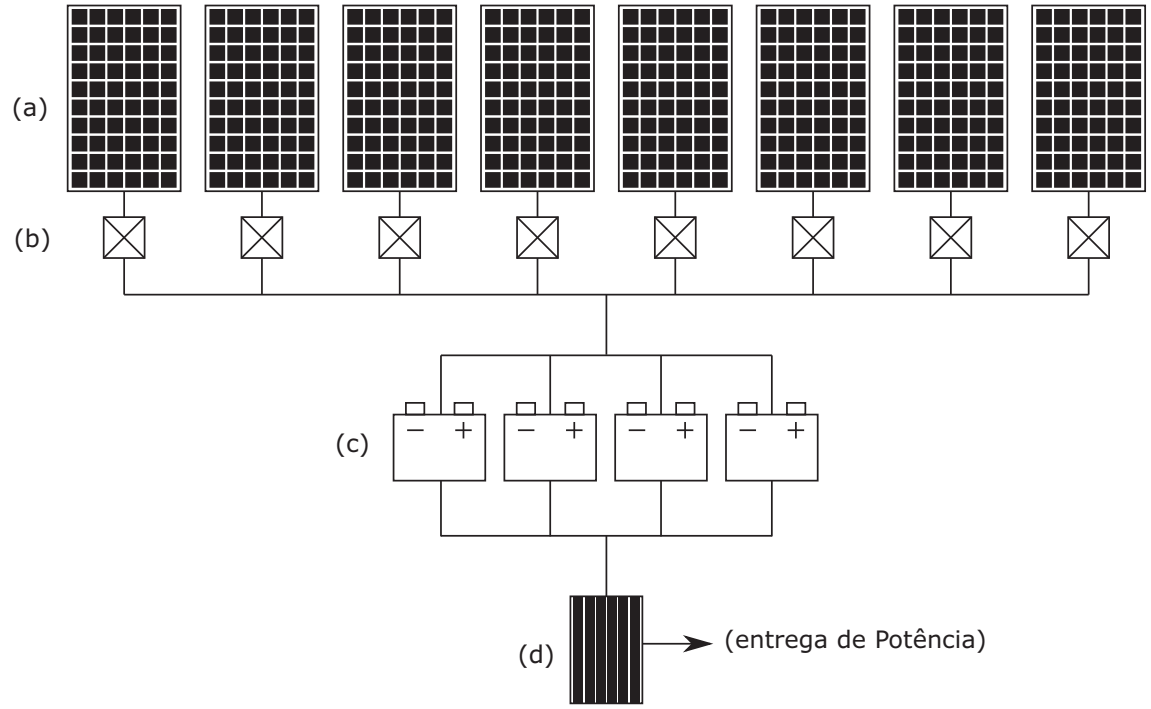

Figura 72: Arranjo físico. (a) painel fotovoltaico, (b) Controlador de carga, (c) banco de baterias, (d) Inversor de corrente

8.1.6 Valores Estimados

Após o dimensionamento do sistema, foi realizada uma pesquisa de mercado, levantando-se custos de aquisição dos componentes selecionados. A tabela 2 apresenta os componentes com valores médios oriundos da pesquisa citada.

Item	R$/UD	Qtde	Total
Controlador	500	8	4000
baterias	920	5	4600
Inversor de Frequencia	1300	1	1300
Painéis Fotovoltaicos	1100	8	8800
Compressor	500	1	500
		Total	R$ 19.200

Tabela 2: Levantamento de Custos de Componentes

Referências Bibliográficas

Attalla, M. (2014). An experimental investigation of the optimum geometry for energy separation of the Ranque-Hilsch vortex tube. *International Journal of Mechanical Mechatronics Engineering IJMME-IJENS*.

Aydin, M. B. (2006). An experimental study on the design parameters of a counterflow vortex tube. *Energy*.

Bej, N. (2016). Numerical analysis on the heat and work transfer due to shear in a hot cascade Ranque-Hilsch vortex tube. *International Journal of refrigeration*.

Canadian (2016). *disponível em : http://www.neosolar.com.br/loja/painel-solar-fotovoltaico-canadian-csi-cs6p-255p-255wp.html*.

COELCE (2016). *disponível em: https://www.coelce.com.br/paraseusnegocios/alta-tensao/tarifas.aspx*.

CRESESB (2016). *http://www.cresesb.cepel.br/index.phpdata*.

Freedom (2016). *disponível em : http://www.neosolar.com.br/loja/bateria-estacionaria-freedom-df2500-165ah-150ah.html*.

Hamdan, M. O. (2011). Experimental analysis on vortex tube energy separation performance. *Heat Mass Transfer*.

Han, X. (2013). The influence of working gas characteristics on energy separation of vortex tube. *Applied Thermal Engineering*.

Hilsch, R. (1947). The use of expansion of gases in a centrifugal field as a cooling process. *The Review of Scientific Instruments*.

Hundy, G. (2008). *Refrigeration and Air Conditioning*. McGraw-Hill Book Company.

HYUNDAI (2016). *disponível em: http://www.hyundaipower.com.br/produto/motocompressor-de-ar-24l-hyac24d/*.

Khazaei, H. (2012). Effects of gas properties and geometrical parameters on performance of a vortex tube. *Scientia Iranica*.

Manimaran, R. (2016). Computational analysis of energy separation in a counter-flow vortex tube based on inlet shape and aspect ratio. *Energy*.

Mohammad Valipour, N. N. (2011). Experimental modeling of a curved Ranque-Hilsch vortex tube refrigerator. *International Journal of Refrigeration*.

PORTALSOLAR (2016). *disponível em: http://www.portalsolar.com.br/quanto-custa-a-energia-solar-fotovoltaica.html*.

Ranque, G. J. (1933). Experiments on expansion in a vortex tube simultaneous of hot air and cold air. *J. Phys. Radium (Paris)*.

Ranque, G. J. (1947). The use of the expansion of gases in a centrifugal field as cooling process. *Review of Scientific Instruments*, 18(2).

Silva, G. M. (2012). Dimensionamento, construção e realização de testes de desempenho de um tubo de vórtice que opere em baixas pressões para acionamento por energia solar. *Dissertação de Mestrado*.

Silva, O. C. (2014). Sistema de refrigeração por tubos de Ranque-Hilsch com abastecimento de instalação de ar comprimido para alimentação com fonte solar fotovoltaica. *Dissertação de Mestrado*.

Singh, P. K. (2004). An experimental performance evaluation of vortex tube. *IE (I) Journal MC*.

Smith Eiamsa, P. P. (2008). Review of Ranque-Hilsch effects in vortex tubes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.

SOLAR (2016). *disponível em : http://www.neosolar.com.br/loja/controlador-de-carga-c60-60a-12-24v.html*.

Soni, W. J. T. (1975). Optimal design of Ranque-Hilsch vortex tube. *ASME Journal of Heat Transfer*.

SUNNY (2016). *disponível em : http://files.sma.de/dl/5673/SB2500-11-EE4801.pdf*.

Westley, R. (1955). Optimum design of a vortex tube for achieving large temperature drop ratios. *The College Aeronautics*.

Whitman, B. (2009). *Refrigeration and Air Conditioning Technology*.

Xue, Y. (2008). The effect of vortex angle on the efficiency of the Ranque-Hilsch vortex tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*.

Xue, Y. (2012). Experimental study of the flow structure in a counter flow Ranque-Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*.

Xue, Y. (2013). The working principle of a vortex tube. *International Journal of Refrigeration*.