

Estudo do motor de ar quente

Ana Sofia Camões de Sousa 96508 | Duarte Miguel de Aguiar Pinto e Moraes Marques 96523

Isabel Maria Jaló Alexandre 96537 | Martim da Costa Graça Marques Ferreira 96554

IST | MEFT | Laboratório de Eletromagnetismo e Termodinâmica

Prof^o João Luís Maia Figueirinhas | Prof^a Maria Raquel Nunes Pereira Crespo

Grupo 5C | Ano letivo 2020/2021

25 de março de 2021

Resumo

Nesta atividade experimental, foi analisado o funcionamento da máquina de Stirling de tipo β como bomba de calor e como máquina térmica, tendo sido calculadas diferentes taxas de transferência de energia e rendimentos para cada caso e apontadas diferentes causas que justifiquem as discrepâncias verificadas. Para a bomba de calor (1 ensaio), chegou-se a $\epsilon_{real} = 1.7 \pm 0.3(18\%)$, cerca de 5% da eficiência da bomba ideal. Para a máquina térmica (3 ensaios), chegou-se ao valor médio $\eta_{n\tilde{a}o\ corrigido} = 0.020 \pm 0.006(30\%)$, cerca de 4% do valor ideal. Apesar de algumas disparidades, os resultados foram satisfatórios.

1 Introdução [2] [3]

O objetivo deste trabalho experimental é estudar o funcionamento de um motor de ar quente que realiza um ciclo semelhante ao ciclo de Stirling. Pretende-se estudar este sistema quando opera como bomba de calor e como máquina térmica, calculando as potências e a eficiência/rendimento envolvidos, comparando esses resultados com os valores esperados para um ciclo de Carnot.

Considera-se que o ar se comporta como um gás ideal diatômico, tendo em conta as temperaturas e pressões envolvidas na experiência e que o ar é composto principalmente por duas moléculas diatômicas, nitrogénio e oxigénio.

A lei dos gases ideais estipula que $PV = nRT$ (1), onde P é a pressão, V é o volume, T é a temperatura, n é o número de moles e $R = 8.31446\text{ JK}^{-1}\text{mol}^{-1}$ [2] é a constante dos gases ideais.

A energia interna de um gás ideal só depende da sua temperatura, $dU = nC_V dT$ (2), sendo $C_V = \frac{5}{2}R$ o calor específico molar a volume constante. Por outro lado, a 1^a Lei da Termodinâmica define a variação da energia interna como sendo $\Delta U = Q + W$ (3). Numa transformação quasi-estática, tem-se ainda que $dW = -PdV$ (4). Para o objetivo do trabalho desenvolvido, considerou-se $P_{atm} = 101325\text{ Pa}$ [3].

1.1 Ciclo de Stirling

Em 1816, o inventor Robert Stirling patenteou o que viria a ser conhecido como motor de Stirling. Idealmente, o ciclo de Stirling consiste em duas transformações isotérmicas e duas transformações isocóricas, estando este representado na Figura 1 para uma máquina térmica, que converte calor em trabalho. A transformação I consiste numa expansão isotérmica. Tendo em conta 1, 2, 3 e 4, $Q_I = -W_I = nRT_1 \ln \frac{V_B}{V_A}$ (5). A transformação II consiste num arrefecimento isocórico, logo nenhum trabalho é realizado e $\Delta U_{II} = Q_{II} = nC_V(T_2 - T_1)$ (6). Seguindo o mesmo raciocínio, como III é uma compressão isotérmica e IV é um aquecimento isocórico, $Q_{III} = -W_{III} = nRT_2 \ln \frac{V_A}{V_B}$ (7) e $\Delta U_{IV} = Q_{IV} = nC_V(T_1 - T_2) = -Q_{II}$ (8).

O rendimento desta máquina térmica, η , será o quociente do trabalho que o gás realiza no ciclo pelo calor que ele recebe da fonte quente. O ar recebe calor em I, de forma a expandir com temperatura constante, podendo também receber energia no aquecimento IV, logo o calor recebido da fonte quente será $Q_{FQ} = Q_I + \alpha Q_{IV} = nRT_1 \ln \frac{V_B}{V_A} + \alpha nC_V(T_1 - T_2)$ (9), onde $0 \leq \alpha \leq 1$ é o fator de idealidade do regenerador. Caso $\alpha = 1$, Q_{IV} vem por completo da fonte quente, não havendo regenerador. Caso $\alpha = 0$, está-se perante um regenerador perfeito que armazena o calor cedido pelo gás em II, cedendo-o por completo de volta ao gás em IV.

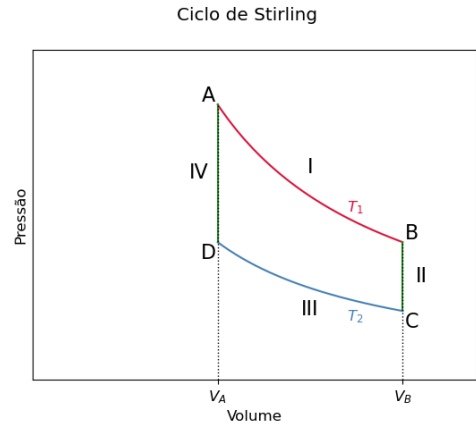


Figura 1: Ciclo de Stirling

Consequentemente,

$$\eta = \frac{-W_I - W_{III}}{Q_{FQ}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 \left(1 + \frac{\alpha C_V}{R \ln \frac{V_B}{V_A}} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \right)} \quad (10)$$

Para $\alpha = 0$, $\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$ (11), sendo este o rendimento de uma máquina de Carnot, i.e. o rendimento máximo que uma máquina térmica pode ter a operar com as temperaturas T_1 e T_2 .

É também possível utilizar o ciclo de Stirling para uma bomba de calor, que transfere calor da fonte fria para a fonte quente. Para este sistema, o ciclo de Stirling será realizado no sentido oposto ao representado na Figura 1. Nesta situação, a eficiência da bomba de calor, ϵ , será o quociente entre o calor cedido à fonte quente e o trabalho realizado sobre o gás por forças exteriores, obtendo-se

$$\epsilon = \frac{T_1}{T_1 - T_2} - \alpha \frac{C_V}{R \ln \frac{V_B}{V_A}} \quad (12)$$

Para $\alpha = 0$, $\epsilon = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$ (13), sendo esta a eficiência de uma bomba de calor para um ciclo de Carnot.

2 Montagem

Neste trabalho experimental, foi utilizado um motor de Stirling do tipo β (só contém um cilindro). As montagens representadas nas Figuras 2 e 3 têm bastantes elementos em comum, um dos quais é o próprio motor de Stirling, que contém um cilindro de vidro com ar. Esse ar é levado, pelos pistões de deslocamento e de trabalho, que se encontram desfasados de 90° , a realizar um ciclo semelhante ao da Figura 1. No pistão de deslocamento encontra-se um regenerador, composto por malha de fio de cobre. O sistema de hastes, conectado à unidade do motor de Stirling, permite, através de uma manivela, fazer a ligação à roda volante.

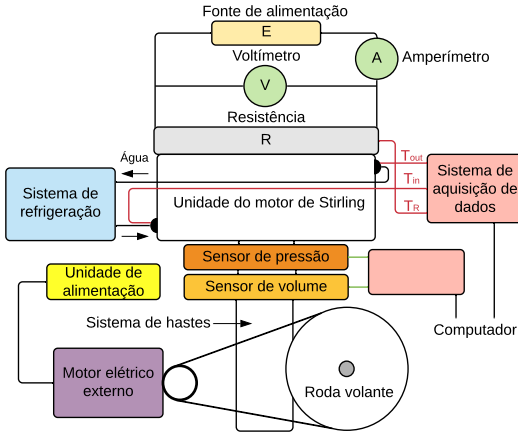


Figura 2: Esquema de blocos - bomba de calor

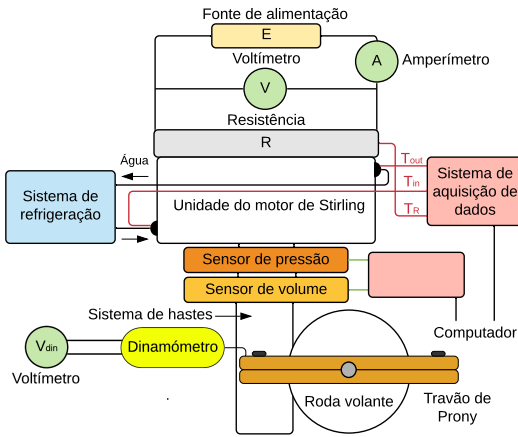


Figura 3: Esquema de blocos - máquina térmica

No cimo do interior do cilindro encontra-se uma resistência, alimentada por uma fonte, que funciona como fonte fria para a bomba de calor e como fonte quente para a máquina térmica. De forma a calcular a potência da resistência, a montagem inclui um voltímetro, V_1 , e um amperímetro, I_1 .

Em oposição, o sistema de refrigeração funciona como fonte quente para a bomba de calor e como fonte fria para a máquina térmica. Este faz circular água num compartimento externo que envolve o cilindro que contém o ar. Existem termómetros que medem as temperatura da água à entrada, T_e , e saída, T_s , deste compartimento, bem como um na proximidade da resistência, T_r . Os dados fornecidos por estes são enviados a um sistema de aquisição de dados, ligado a um computador.

Outros sensores presentes nas montagens medem a pressão dentro do cilindro e o deslocamento do pistão de trabalho. Estes valores são também encaminhados para um sistema de aquisição de dados ligado ao computador.

Como representado na Figura 1, o ar dentro do cilindro é sujeito a quatro transformações distintas. Para a máquina térmica, começando em A, tem-se o pistão de trabalho na posição de menor volume (140 cm^3) e o gás em contacto com a fonte quente. De A para B, o pistão de trabalho desloca-se até à posição de volume máximo (278 cm^3) - expansão isotérmica. De B para C, é apenas o pistão de deslocamento que se move, obrigando o gás a movimentar-se através do regenerador (ao qual cede calor) até estar em contacto com a fonte fria - arrefecimento isocórico. De C para D, o pistão de trabalho desloca-se de volta à posição de volume mínimo - compressão isotérmica. Por fim, de D para A, o pistão de deslocamento força o ar para a proximidade da fonte quente, passando pelo regenerador, que desta vez cede calor ao gás - aquecimento isocórico.

Na montagem da bomba de calor, é necessário fornecer energia ao sistema, sendo por isso necessária a presença de um motor elétrico externo (ligado a uma unidade de alimentação) que atua sobre a roda volante através de uma correia de transmissão.

Na máquina térmica, de forma a calcular a potência originada pelo motor de Stirling, é necessário adicionar à montagem um travão de Prony ligado a um dinamómetro com um voltímetro. Esse travão consiste em duas barras de madeira que estão ligadas e que apertam o eixo de rotação da roda volante. O dinamómetro mede a força aplicada pelo travão e converte esse valor numa tensão que é medida pelo voltímetro.

3 Procedimento

Para estudar o motor de Stirling como bomba de calor, começou-se por verificar que o sistema de refrigeração funcionava corretamente. De seguida, após a correia de transmissão estar bem posicionada, ligou-se o motor elétrico de forma a que a roda volante rodasse no sentido horário.

O motor continuou em funcionamento até a temperatura da resistência baixar para cerca de 10°C abaixo da temperatura ambiente. Nesta altura, ligou-se a fonte de alimentação da resistência, aplicando uma tensão de aproximadamente 2 V , ajustada até a temperatura da resistência ser de aproximadamente 15°C .

Após o sistema atingir o equilíbrio, fez-se o registo dos valores da tensão, corrente, temperaturas e caudal, $\frac{\Delta m}{\Delta t}$ (com o auxílio de uma proveta). Registaram-se ainda no computador os valores de pressão e deslocamento do gás ao longo do tempo.

Para a máquina térmica, o travão encontra-se desapertado no arranque do motor de Stirling. Depois de se ligar a fonte da resistência e desta estar ao rubro, iniciou-se o movimento do motor. Esperou-se que este movimento estabilizasse, atingindo uma velocidade de rotação aparentemente constante. Nessa altura, apertaram-se os parafusos do travão de Prony, tendo-se o cuidado de não deixar a velocidade de rotação tornar-se muito baixa. Ajustou-se o posicionamento do dinamómetro, de forma a que as barras do travão estivessem na horizontal. Após o sistema estar estável, recolheram-se os dados já referidos para a bomba de calor. Registou-se ainda a tensão no voltímetro ligado ao dinamómetro. Este procedimento foi efetuado mais duas vezes para valores diferentes de tensão na fonte da resistência.

4 Dados recolhidos e análise

4.1 Bomba de calor

Na tabela 1, encontram-se os dados recolhidos para o ensaio da bomba de calor. Com esses dados, foi possível calcular a potência fornecida pela fonte fria ($P_{FF} = V_1 I_1$), a potência cedida à fonte quente ($P_{FQ} = c_{\text{água}} \frac{\Delta m}{\Delta t} \Delta T$) e a potência mecânica cedida pelo gás ao êmbolo ($P_{gás} = \frac{W_{gás}}{T}$), resultados apresentados na tabela 2. É importante salientar que, como o sensor de volume mede na realidade o deslocamento do pistão, para obter o $W_{gás}$ é necessário multiplicar I pela área do pistão, πR^2 , sendo $R = (3.000 \pm 0.025) \text{ cm}$ o raio do êmbolo. Não tendo em conta o atrito interno do motor, considerou-se que a potência fornecida pelo motor foi aproximadamente $-P_{gás}$, calculando-se a potência referente às perdas energéticas como $P_{\text{perdas s/ atrito}} = P_{FF} + P_{\text{motor}} - P_{FQ}$ e $\epsilon_{\text{real}} = \frac{P_{FQ}}{-P_{gás}}$. Em $\epsilon_{\text{corrigida}}$, estimou-se a eficiência possível caso se conseguisse evitar as perdas energéticas, $\epsilon_{\text{corrigida}} = \frac{P_{FQ} + P_{\text{perdas s/ atrito}}}{-P_{gás}}$, $\epsilon_{\text{bomba calor imperfeita}}$ foi calculado através da expressão 12 com $\alpha = 1$ e $\epsilon_{\text{bomba calor perfeita}}$ com 13.

V_1 (V)	5.03 ± 0.01
I_1 (A)	2.770 ± 0.001
$\frac{\Delta m}{\Delta t}$ (g/s)	0.43 ± 0.02
T_r ($^{\circ}\text{C}$)	16.1 ± 0.3
T_e ($^{\circ}\text{C}$)	22.5 ± 0.2
T_s ($^{\circ}\text{C}$)	28.3 ± 0.3
I (hPa.cm)	-1017 ± 1
T (s)	0.457 ± 0.001

Tabela 1: Dados registados para a bomba de calor

P_{FF} (W)	13.93 ± 0.04
P_{FQ} (W)	10 ± 2
$P_{gás}$ (W)	-6.3 ± 0.3
$P_{perdas\ s/\ atrito}$ (W)	10 ± 2
ϵ_{real}	1.7 ± 0.3
$\epsilon_{corrigida}$	3.21 ± 0.09
$\epsilon_{bomba\ calor\ imperfeita}$	28 ± 2
$\epsilon_{bomba\ calor\ perfeita}$	32 ± 2

Tabela 2: Potências e eficiências - bomba de calor

4.2 Máquina térmica

4.2.1 Metodologias

Calibração do dinamómetro

Em laboratório, foram suspensas diferentes massas no dinamómetro, tendo-se registado a respetiva tensão lida no voltímetro. Partindo do gráfico obtido, recorreu-se ao WebPlotDigitizer [6], uma ferramenta que permitiu extrair os pontos (V, m) assinalados no gráfico. Foram obtidos 3 conjuntos de pontos, para diminuir o efeito de possíveis erros aleatórios. O erro de cada valor de massa foi considerado como sendo o raio do ponto respetivo assinalado no gráfico. Utilizando para a aceleração gravítica $g = 9.80028\ ms^{-2}$ [4], determinou-se a função linear $P = aV + b$ de ajuste aos pontos $(V, P = mg)$, a qual permitirá converter tensões, lidas no voltímetro ligado ao dinamómetro (Fig. 3), em valores de forças, F . Fazendo, com recurso ao Fiteia (que utiliza o método dos mínimos quadrados), um ajuste conjunto dos 3 grupos de pontos, obtiveram-se os parâmetros $a = (8.148 \pm 0.006) NV^{-1}$ e $b = (0.0285 \pm 0.0009) N$.

Explicitação do método de cálculo do integral

Em dois dos ensaios da máquina térmica, o valor do integral relativo ao diagrama PV foi obtido com recurso ao *software* disponível em laboratório. No 3º ensaio, porém, este valor foi determinado numericamente. Para isso, recorreu-se à regra dos trapézios [5], aplicada a cada par de pontos adjacentes. O erro associado foi determinado pela fórmula de erro relativa a este método, com recurso a fórmulas de diferenças finitas [1] para calcular a segunda derivada em cada trecho.

Começou-se por selecionar dois conjuntos de pontos (s, P) relativos à execução de um ciclo, tendo-se considerado um ponto inicial diferente em cada caso. Para ambos os conjuntos de dados, obteve-se o valor $T = (225 \pm 2) ms$ para o período do ciclo. A média dos dois valores obtidos para o trabalho foi de $W = (3.61 \pm 0.06) J$.

4.2.2 Apresentação e interpretação dos resultados

Os dados obtidos para o deslocamento do êmbolo e pressão do gás referentes ao ensaio 3 constam na Figura 4. É importante notar que a pressão foi medida em relação à pressão atmosférica. A título de exemplo, alguns pontos encontram-se assinalados. Para calcular os erros destes pontos, foram realizadas interpolações lineares com dez pontos e calcularam-se os respetivos desvios padrão, que foram considerados como as incertezas.

As três potências iniciais apresentadas na tabela 4 foram calculadas de forma semelhante à descrita para a bomba de calor. A força foi calculada utilizando a calibração do dinamó-

metro; a potência mecânica cedida pela máquina térmica ao travão é igual a $P_{motor} = 2\pi fbF$, onde $b = 0.247 \pm 0.002\ m$ é o comprimento do braço do travão de Prony e f é a frequência de rotação. As restantes potências são $P_{perdas\ tot.} = P_{FQ} - P_{FF} - P_{motor}$ e $P_{perdas\ atr.} = P_{W\ do\ gás} - P_{motor}$. Os rendimentos foram calculados da seguinte forma: $\eta_{real} = \frac{P_{motor}}{P_{FQ}}$, em $\eta_{corr.} = \frac{P_{motor}}{P_{FF} + P_{motor}}$ descontou-se a potência perdida, em $\eta_3 = \frac{P_{W\ do\ gás}}{P_{FF} + P_{W\ do\ gás}}$ descontou-se adicionalmente a potência dissipada pelo atrito interno e $\eta_{Stirling\ imp.}$ e η_{Carnot} foram calculados pelas expressões 10 (com $\alpha = 1$) e 11.

	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3
V_1 (V)	12.56 ± 0.02	14.48 ± 0.02	16.17 ± 0.01
I_1 (A)	10.9 ± 0.1	12.3 ± 0.1	13.3 ± 0.02
$\frac{\Delta m}{\Delta t}$ (g/s)	0.60 ± 0.01	0.60 ± 0.01	0.55 ± 0.01
T_r ($^{\circ}\text{C}$)	326 ± 2	417 ± 3	438 ± 2
T_e ($^{\circ}\text{C}$)	26.4 ± 0.02	26.2 ± 0.2	24.8 ± 0.2
T_s ($^{\circ}\text{C}$)	41.5 ± 0.2	41.1 ± 0.2	45.9 ± 0.2
I (hPa.cm)	936 ± 1	1198 ± 1	1275 ± 9
T (s)	0.275 ± 0.001	0.308 ± 0.001	0.225 ± 0.002
V_{din} (V)	0.075 ± 0.001	0.066 ± 0.001	0.066 ± 0.001

Tabela 3: Dados registados para a máquina térmica

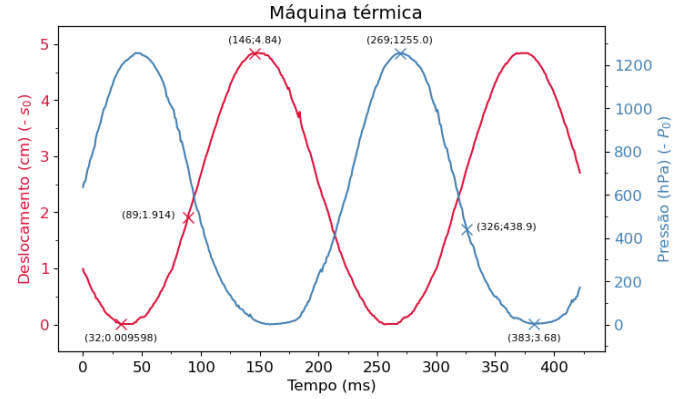


Figura 4: Pressão e deslocamento em função do tempo - ensaio 3

	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3
P_{FF} (W)	38 ± 2	37 ± 2	49 ± 2
P_{FQ} (W)	137 ± 2	178 ± 2	215.1 ± 0.5
$P_{W\ do\ gás}$ (W)	9.6 ± 0.4	11.0 ± 0.5	16.0 ± 0.8
F_{dinam} (N)	0.64 ± 0.01	0.57 ± 0.01	0.57 ± 0.01
P_{motor} (W)	3.6 ± 0.1	2.85 ± 0.08	3.9 ± 0.2
$P_{perdas\ tot.}$ (W)	95 ± 3	138 ± 4	163 ± 3
$P_{perdas\ atr.}$ (W)	6.0 ± 0.5	8.1 ± 0.5	12 ± 1
$\eta_{não\ corr.}$	0.026 ± 0.001	0.0160 ± 0.0007	0.0182 ± 0.0007
$\eta_{corr.}$	0.087 ± 0.005	0.071 ± 0.005	0.074 ± 0.005
η_3	0.20 ± 0.02	0.23 ± 0.02	0.25 ± 0.02
$\eta_{Stirling\ imp.}$	0.1756 ± 0.0003	0.1837 ± 0.0003	0.1848 ± 0.0002
η_{Carnot}	0.487 ± 0.002	0.555 ± 0.003	0.566 ± 0.002

Tabela 4: Potências e rendimentos - máquina térmica

5 Discussão dos resultados

5.1 Adequação do modelo teórico

De modo a avaliar o modelo, foi realizado o gráfico $P(s)$ de um ciclo do 3º ensaio da máquina térmica, onde se apresentou também o gráfico das "isotérmicas" do ciclo (Figura 5). Para este fim, considerou-se a temperatura da resistência como T_1 e a média das temperaturas referentes à água como T_2 . O n foi determinado através da metade intermédia dos dados, de modo a procurar garantir que estaria a decorrer o processo isotérmico, sendo determinado através de 1 e realizada a sua média. Foi obtido, no aquecimento, $n = 0.0056 \pm 0.0003\ mol$, e, no arrefecimento, $n = 0.0102 \pm 0.0003\ mol$.

O facto de o n não ser, aparentemente, constante e de, como consta na Figura 5, existirem desvios do comportamento isotérmico ideal, levou à procura de um modelo mais adequado. Foi então aplicado o modelo de van der Waals, considerando os parâmetros do azoto, o qual produziu resultados idênticos, tanto na curva como no cálculo do n para os processos. Os desvios poderão ser causados, então, tanto no aquecimento como no arrefecimento, pela dissipação de parte do calor para o exterior, devido ao insuficiente isolamento do gás dentro do cilindro.

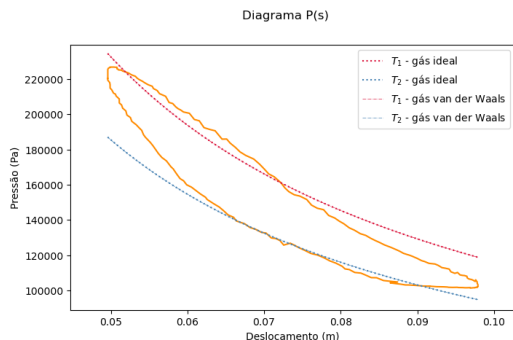


Figura 5: Gráfico P(s) com isotérmicas

5.2 Bomba de calor

Em primeiro lugar, verifica-se que $\epsilon_{real} < \epsilon_{corrigida} < \epsilon_{bomba\ calor\ imperfeita} < \epsilon_{bomba\ calor\ perfeita}$. O valor ϵ_{real} corresponde a cerca de 53% de $\epsilon_{corrigida}$, o que indica que as perdas de energia são consideráveis. Mesmo assim, este último valor corresponde a cerca de 11% de $\epsilon_{bomba\ calor\ imperfeita}$, havendo, neste caso, uma discrepância muito superior. Os baixos valores das duas primeiras eficiências serão sobretudo consequência da montagem experimental utilizada. O mau isolamento da montagem experimental impossibilita a reversibilidade do ciclo de Stirling.

O sistema da resistência não se encontra perfeitamente isolado e, estando a uma temperatura inferior à ambiente, e apesar do esforço para a diferença de temperaturas ser reduzida, poderá ter ocorrido arrefecimento do ar circundante.

Tem-se que $\epsilon_{bomba\ calor\ imperfeita} \approx 0.9 \epsilon_{bomba\ calor\ perfeita}$. Assim, embora a presença do regenerador perfeito permitisse obter uma maior eficiência (visto que diminui a quantidade de calor que se tem de retirar da fonte quente - agora devolvido pelo regenerador), este aumento não é tão significativo.

5.3 Máquina Térmica

Quanto aos resultados da máquina térmica, obteve-se, como seria de esperar, $\eta_{real} < \eta_{corrigido} < \eta_3 < \eta_{Carnot}$, ou seja, o rendimento da máquina ($\approx 2\%$) é muito menor do que o rendimento máximo de uma máquina reversível que utilizasse as mesmas duas fontes ($\approx 54\%$), mesmo que se ignorassem as perdas entre a fonte quente e a fonte fria ($\eta_{corrigido} \approx 8\%$) e até ignorando atritos mecânicos ($\eta_3 \approx 23\%$). É, portanto, evidente que a perda de calor da resistência diretamente para o exterior, o atrito entre o êmbolo e o cilindro, o calor dissipado pelo ar para o vidro (e daí para o exterior) e os atritos existentes entre as peças do sistema de hastes influenciam negativamente o rendimento da máquina mas não são suficientes para o explicar. A explicação deverá passar ainda pela imperfeição na replicação do ciclo de Stirling e pela imperfeição do regenerador.

É importante referir, no entanto, o curioso resultado $\eta_3 > \eta_{Stirling\ imperfeito}$, com uma diferença considerável de 5% entre ambos (fora dos intervalos de incerteza). O contrário seria expectável, visto que η_3 , apesar de todas as perdas ignoradas, é o rendimento de uma máquina real que não reproduz fielmente o ciclo de Stirling, enquanto que $\eta_{Stirling\ imperfeito}$ é um rendi-

mento de uma máquina teórica que completa o ciclo de Stirling, ainda que sem regenerador. Contudo, esta discrepância positiva pode dever-se a perdas de energia da água para o vidro, o que faria com que a potência dissipada para a água fosse maior do que a calculada através da diferença de temperaturas. Esta correção diminuiria o valor de η_3 .

6 Conclusão e crítica

Com a realização deste trabalho experimental, foi possível cumprir o objetivo desejado de estudar um motor de ar quente como bomba de calor e como máquina térmica, calculando as diversas potências envolvidas nos processos. Os resultados obtidos para a bomba de calor foram os esperados, sendo, todavia, pouco precisos (incertezas relativas até 17%). No caso da máquina térmica, as incertezas relativas não chegaram aos 8%, mas verificaram-se resultados curiosos.

Ambos os casos ter-se-ão devido ao aparato experimental, o qual potenciou a dissipação de energia para o exterior, diminuindo a eficiência, respetivamente o rendimento, do motor. Estas perdas energéticas foram estimadas, encontrando-se figuradas nas Tabelas 2 e 4, onde é possível constatar que foram, de facto, significativas. Isto seria mitigado ao garantir um melhor isolamento do motor. Verificou-se ainda que a temperatura da fonte fria não foi, como seria idealmente, constante.

Verifica-se, naturalmente, que um aumento da temperatura da fonte quente (causado pelo aumento da tensão da fonte de alimentação), ou uma diminuição da temperatura da fonte fria, levam ao aumento do rendimento ideal. Todavia, este aumento não é acompanhado pelos rendimentos do motor. Isto dever-se-á ao facto de que, quanto maior a temperatura da fonte quente, mais calor é dissipado para o exterior, daí o rendimento 3 e o de Stirling imperfeito já acompanharem este aumento.

No caso da bomba de calor, optou-se por colocar a resistência perto da temperatura ambiente, de modo a evitar perdas de energia. No entanto, os resultados obtidos sugerem que a diferença de temperaturas, mesmo que baixa, não foi suficiente para evitar trocas energéticas com o exterior. É de referir, adicionalmente, que não é possível comparar realmente os ensaios da máquina térmica, uma vez que não é garantido que o travão de Prony tenha sido apertado consistentemente, sendo esta uma potencial fonte de erros.

Relativamente ao regenerador, considerou-se $\alpha = 1$, o "pior" caso possível modelado por 10 e por 12. Como, em geral, os resultados obtidos para eficiências/rendimentos experimentais foram ainda assim inferiores a esses valores teóricos, não foi possível avaliar a eficácia do regenerador utilizado.

Constata-se ainda, ao analisar a Figura 5, que o ciclo considerado não é um ciclo de Stirling. Não são discerníveis as isocóricas, e as isotérmicas não são explicadas pela Lei dos gases ideais. Existem até discrepâncias no número de moles quando calculadas em diferentes partes do ciclo, mais um sinal de inadequação do modelo. Os rendimentos e eficiências calculados são, então, aproximações. Para conseguir estudar esta experiência de forma mais exata seria então essencial um modelo mais adequado.

Referências

- [1] *Finite difference*. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Finite_difference.
- [2] *Guia Experimental e Apresentações (página da cadeia)*.
- [3] K. M. Blundell S. J. Blundell. *Concepts in Thermal Physics*. Oxford University Press, 2006.
- [4] *SensorsONE - Local Gravity Calculator*. URL: <https://www.sensorsone.com/local-gravity-calculator/>.
- [5] *Trapezoidal Rule*. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Trapezoidal_rule.
- [6] *WebPlotDigitizer*. URL: <https://automeris.io/WebPlotDigitizer/>.