



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Estudo da influência da implementação de sistema de
recuperação de energia térmica no desempenho do
veículo***

Rui Manuel Godinho Lopes

Leiria, Outubro de 2013



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Estudo da influência da implementação de sistema de
recuperação de energia térmica no desempenho do
veículo***

Rui Manuel Godinho Lopes

Projeto de Mestrado realizado sob a orientação do Doutor João Pereira, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria e co-orientação do Doutor Hélder Santos, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, Outubro de 2013

À Minha Família, Namorada e Amigos

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Agradecimentos

Para a elaboração deste trabalho contei com a disponibilidade e colaboração de várias pessoas. Para elas vai o meu reconhecimento e agradecimento.

Começo por agradecer ao Professor Hélder Santos, que fez um excelente trabalho no papel de orientador. Agradeço-lhe todo o apoio, conhecimento técnico transmitido e sobretudo o tempo e paciência que gastou comigo ao longo de todo o Mestrado. Sem a sua preciosa ajuda e se não acreditasse nas minhas capacidades, não teria sido possível ser bem-sucedido na elaboração deste trabalho.

Agradeço ao Professor João Fonseca Pereira a orientação e conhecimento técnico que me transmitiu, que se provou fulcral em várias fases da elaboração deste trabalho.

Agradeço aos responsáveis técnicos do Laboratório de Engenharia Automóvel, Eng.º Nuno Pires e Eng.º Diogo Costa, pela sua colaboração no desenvolvimento da montagem experimental. O seu conhecimento técnico e ajuda na elaboração de componentes foi muito importante.

Agradeço ao colega Eng.º Sérgio Pinheiro pela elaboração do controlo em LabVIEW e ajuda na seleção de componentes eletrónicos para o sistema experimental. A sua ajuda provou-se preciosa para obter resultados experimentais.

Agradeço ao meu primo, Vítor Cruz, pela disponibilização de maquinaria para corte de alumínio que me foi necessária, e por de certa forma me ensinar a nunca desistir quando surgem adversidades no ambiente de trabalho.

Agradeço aos meus amigos Eng.º Nuno Mendes e Eng.º David Caseiro, pela paciência que

tiveram comigo e pela companhia e ajuda que me foram dando. Sem a sua presença teria sido tudo mais difícil.

Agradeço à minha mãe, Maria do Céu Coreixas, ao meu irmão Tiago Lopes e à minha avó Adília Godinho, por estarem sempre presentes quando precisei de ajuda e por me lembrarem constantemente que nunca se deve desistir dos nossos sonhos. Dirijo também uma palavra de carinho ao meu falecido avô, Francisco Emílio Coreixas, e à minha falecida avó, Angelina Canelas, porque gostaria imenso que, se lhes fosse permitido, tivessem ficado neste mundo mais um pouco para me acompanhar até ao fim desta caminhada.

Agradeço à minha namorada, Andreia Timóteo, por todo o apoio que me deu ao longo da elaboração deste trabalho, por me ter ajudado na tomada de algumas decisões essenciais, por me ter sempre acompanhado nas fases boas e menos boas e por me incentivar a fazer sempre melhor. Agradeço também aos seus pais e irmão, Manuel Timóteo, Cecília Durão e Tiago Timóteo, pelo apoio incondicional em tudo o que puderam.

Por fim, agradeço aos meus amigos mais chegados, de hoje e de sempre, por estarem sempre presentes e por nunca deixarem que a minha motivação fosse abalada por fases menos boas da minha vida. Fico grato e feliz de poder contar com a ajuda e presença de todos.

A todos, o meu Muito Obrigado.

Resumo

Nos dias de hoje, devido a normas ambientais e legislação, caminha-se para um objetivo de aproveitamento de energia residual em veículos automóveis, de forma a reduzir emissões poluentes e consumo de combustível. O principal objetivo deste trabalho é dimensionar e construir um sistema experimental de aproveitamento de energia perdida sob a forma de calor nos gases de escape de um veículo automóvel. Nem toda a energia contida no combustível consumido por um motor de combustão interna é aproveitada, sendo que uma grande percentagem desta energia é perdida sob a forma de energia térmica, tanto através dos gases de escape, como através do sistema de refrigeração do motor e sistema de recirculação de gases de escape (EGR), entre outros. Esta energia pode ser aproveitada utilizando um sistema que faça a sua conversão em energia mecânica, que poderá então ser usada para atuação de órgãos auxiliares do motor de combustão interna ou para conversão em energia elétrica. Qualquer que seja a forma de aproveitamento, esta levará direta ou indiretamente a uma redução de consumos e emissões poluentes.

Para implementar este sistema seguir-se-á o princípio do ciclo de Rankine, que converte parte da energia térmica contida nos gases de escape de um veículo em energia mecânica. Serão escolhidos os seus componentes e será feita a montagem experimental do mesmo, de modo a verificar a sua eficiência e influência no desempenho do veículo automóvel onde o mesmo será testado.

Palavras-chave: RC, MCI, evaporador, expansor, condensador, bomba.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Abstract

Nowadays, due to environmental regulations and legislation, we are moving towards the usage of waste energy in Internal Combustion Engine (ICE)-driven vehicles, in order to reduce pollutant emissions and fuel consumption. The main objective of this work is to scale and build a waste heat recovery experimental system to use in an ICE-driven vehicle. Not all of the energy contained in the fuel consumed by an internal combustion engine is used, with a considerable proportion of that energy being lost as heat through exhaust gas, cooling system and exhaust gas recirculation (EGR) system, among others. This energy can be harnessed using a system that converts it into mechanical energy, which can then be used for actuation of auxiliary systems of the internal combustion engine or for conversion into electrical energy. Whatever the means of recovery, this will lead directly or indirectly to a reduction of fuel consumption and pollutant emissions.

To implement this system the principle of a Rankine cycle will be followed, which converts part of the thermal energy contained in the exhaust gas of a vehicle into mechanical energy. The system components will be chosen and assembled in an experimental setup, in order to verify the influence of this system on performance and efficiency of the vehicle where it will be tested.

Keywords: *RC, ICE, evaporator, expander, condenser, pump.*

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice de Figuras

Figura 1.1 – Diagrama de Sankey de análise da utilização da energia contida no combustível, adaptado de [Santos e Barreiros (2010)].....	3
Figura 2.1 – Ciclo de Rankine simples.....	7
Figura 2.2 – Diagrama T-s representativo dos vários processos que ocorrem num RC simples, adaptado de [Edwards et al. (2012)].....	8
Figura 2.3 – Diagramas T-s dos vários tipos de fluidos de trabalho, adaptado de [Santos et al. (2011)]..	9
Figura 2.4 – Diagramas T-s de comparação entre alguns fluidos de trabalho, adaptado de [Teng et al. (2011)].....	10
Figura 2.5 – Esquema representativo de um permutador de calor do tipo “ <i>Shell-and-Tube</i> ”, adaptado de [Shah e Sekulic (2003)].....	14
Figura 2.6 – Evaporador EHX desenvolvido pela BMW, adaptado de [Horst et al. (2013)].....	16
Figura 2.7 – Esquema representativo de um permutador de calor do tipo “ <i>plate/fin</i> ”, adaptado de [Shah e Sekulic (2003)].....	18
Figura 2.8 – Turbina com gerador acoplado.....	20
Figura 2.9 – Expansor volumétrico do tipo “ <i>Vane</i> ”.....	21
Figura 2.10 – Expansor volumétrico do tipo “ <i>Scroll</i> ”.....	22
Figura 2.11 – Expansor volumétrico de êmbolos.....	23
Figura 2.12 – Sistema BMW “ <i>Turbosteamer</i> ” [Horst et al. (2013)].....	29
Figura 2.13 – Esquema do RC experimental da Universidade Xi’an Jiaotong [Zhang et al. (2011)].....	31
Figura 2.14 – RC experimental da empresa AVL [Teng (2010)].....	32
Figura 3.1 – Eficiência do RC em função da pressão de evaporação dos fluidos de trabalho [Domingues et al. (2013)].....	36
Figura 3.2 – Eficiência do RC em função da pressão de evaporação dos fluidos de trabalho [Domingues et al. (2013)].....	37
Figura 3.3 – Diagrama T-s da água, adaptado de [Wikimedia (2013)].....	38
Figura 3.4 – Expansor Green Turbine™ [Green Turbine™ (2013)].....	39
Figura 3.5 – Expansores Bosch – a) Êmbolos, e b) Turbina [Bosch (2013)].....	40
Figura 3.6 – Válvula simuladora do elemento expansor selecionado para o RC experimental.....	42

Figura 3.7 – Esquema representativo do balanço energético no evaporador.....	44
Figura 3.8 – Diagrama T-s que caracteriza as alterações de temperatura dos gases de escape e do fluido de trabalho no evaporador, de acordo com o expansor Green Turbine™.....	46
Figura 3.9 – Diagrama T-s que caracteriza as alterações de temperatura dos gases de escape e do fluido de trabalho no evaporador, de acordo com os expansores Bosch.	47
Figura 3.10 – Evaporador selecionado para o RC experimental – a) carcaça, e b) arranjo dos tubos na extremidade.....	52
Figura 3.11 – Esquema representativo da permuta de calor que ocorre no condensador.....	55
Figura 3.12 – Diagrama T-s representativo da permuta de calor que ocorre no condensador.	55
Figura 3.13 – Condensador selecionado para o RC experimental.....	58
Figura 3.14 – a) bomba elétrica Xylem Flojet R3811 e b) curva característica para 12 VDC.....	60
Figura 3.15 – Gráfico representativo do diâmetro dos tubos em função da velocidade de escoamento de água.	62
Figura 3.16 – Curva característica de um termopar do tipo K segundo a norma IEC 584.....	64
Figura 3.17 – Desenho técnico do termopar do tipo K [Fabricante Correge (2013)].....	64
Figura 3.18 – Esquema da montagem para medição de pressão no escape com um sensor MPX4250AP.	65
Figura 3.19 – Sensores de pressão de fluido de trabalho do RC – a) vapor, e b) líquido.....	66
Figura 3.20 – a) Sensor de caudal Bürkert Low-flow type 8031, e b) curva característica.....	67
Figura 3.21 – Módulo de controlo United Automation DCM 24-40.	67
Figura 3.22 – Esquema do sistema de RC simples a implementar experimentalmente.	68
Figura 3.23 – Interface gráfica do programa desenvolvido em LabVIEW.	69
Figura 3.24 – Veículo de teste Ford Sierra com o sistema de escape alterado.....	70
Figura 3.25 – Pormenor do sistema de RC experimental.....	71
Figura 3.26 – Sistema de RC experimental preparado para efetuar testes em banco de ensaio de potência.....	71
Figura 3.27 – Montagem de sensores – a) sensores de pressão no escape, e b) sensores de pressão de fluido de trabalho no estado líquido.	72
Figura 4.1 – Variação da temperatura do fluido de trabalho (T_1 , T_2 , T_3 e T_4) em função do tempo para 1500 rpm.	77
Figura 4.2 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho na bomba (p_1 , p_2 e \dot{m}_f) em função do tempo para 1500 rpm.	78
Figura 4.3 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho no evaporador (p_2 , p_3 e \dot{m}_f) em função do tempo para 1500 rpm.	79
Figura 4.4 – Diagrama T-s representativo das alterações de temperatura dos gases de escape e fluido de trabalho para 1500 rpm.....	80

Figura 4.5 – Variação da temperatura dos gases de escape ($T_{g,in}$ e $T_{g,out}$) em função do tempo para 1500 rpm.....	81
Figura 4.6 – Variação da perda de carga e caudal dos gases de escape ($\Delta p_g = p_{g,in} - p_{g,out}$ e \dot{m}_g) em função do tempo para 1500 rpm.....	81
Figura 4.7 – Variação da temperatura do fluido de trabalho (T_1 , T_2 , T_3 e T_4) em função do tempo para 2000 rpm.....	83
Figura 4.8 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho na bomba (p_1 , p_2 e \dot{m}_f) em função do tempo para 2000 rpm.....	83
Figura 4.9 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho no evaporador (p_2 , p_3 e \dot{m}_f) em função do tempo para 2000 rpm.....	84
Figura 4.10 – Diagrama T-s representativo das alterações de temperatura dos gases de escape e fluido de trabalho para 2000 rpm.....	85
Figura 4.11 – Variação da temperatura dos gases de escape ($T_{g,in}$ e $T_{g,out}$) em função do tempo para 2000 rpm.....	86
Figura 4.12 – Variação da perda de carga e caudal dos gases de escape ($\Delta p_g = p_{g,in} - p_{g,out}$ e \dot{m}_g) em função do tempo para 2000 rpm.....	86
Figura 4.13 – Variação da temperatura do fluido de trabalho (T_1 , T_2 , T_3 e T_4) em função do tempo para 2500 rpm.....	88
Figura 4.14 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho na bomba (p_1 , p_2 e \dot{m}_f) em função do tempo para 2500 rpm.....	89
Figura 4.15 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho no evaporador (p_2 , p_3 e \dot{m}_f) em função do tempo para 2500 rpm.....	89
Figura 4.16 – Diagrama T-s representativo das alterações de temperatura dos gases de escape e fluido de trabalho para 2500 rpm.....	90
Figura 4.17 – Variação da temperatura dos gases de escape ($T_{g,in}$ e $T_{g,out}$) em função do tempo para 2500 rpm.....	91
Figura 4.18 – Variação da perda de carga e caudal dos gases de escape ($\Delta p_g = p_{g,in} - p_{g,out}$ e \dot{m}_g) em função do tempo para 2500 rpm.....	92
Figura 4.19 – Variação da temperatura do fluido de trabalho (T_1 , T_2 , T_3 e T_4) em função do tempo para 3000 rpm.....	93
Figura 4.20 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho na bomba (p_1 , p_2 e \dot{m}_f) em função do tempo para 3000 rpm.....	94
Figura 4.21 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho no evaporador (p_2 , p_3 e \dot{m}_f) em função do tempo para 3000 rpm.....	94
Figura 4.22 – Diagrama T-s representativo das alterações de temperatura dos gases de escape e fluido de trabalho para 3000 rpm.....	95
Figura 4.23 – Variação da temperatura dos gases de escape ($T_{g,in}$ e $T_{g,out}$) em função do tempo para 3000 rpm.....	96
Figura 4.24 – Variação da perda de carga e caudal dos gases de escape ($\Delta p_g = p_{g,in} - p_{g,out}$ e \dot{m}_g) em função do tempo para 3000 rpm.....	97

Figura 4.25 – Variação da temperatura do fluido de trabalho (T_1, T_2, T_3 e T_4) em função do tempo para 4000 rpm	98
Figura 4.26 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho na bomba (p_1, p_2 e \dot{m}_f) em função do tempo para 4000 rpm	99
Figura 4.27 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho no evaporador (p_2, p_3 e \dot{m}_f) em função do tempo para 4000 rpm.....	99
Figura 4.28 – Diagrama T-s representativo das alterações de temperatura dos gases de escape e fluido de trabalho para 4000 rpm.....	100
Figura 4.29 – Variação da temperatura dos gases de escape ($T_{g,in}$ e $T_{g,out}$) em função do tempo para 4000 rpm	101
Figura 4.30 – Variação da perda de carga e caudal dos gases de escape ($\Delta p_g = p_{g,in} - p_{g,out}$ e \dot{m}_g) em função do tempo para 4000 rpm	102
Figura 4.31 – Gráfico representativo dos valores de Δp_g no escape com e sem evaporador (LES e experimental) em função da velocidade de rotação do MCI.	104
Figura 4.32 – Gráfico representativo dos valores de Δp_g em função de \dot{m}_g	105
Figura 4.33 – Eficiência do evaporador em função da velocidade de rotação do MCI.....	109
Figura 4.34 – Gráfico representativo do diâmetro da nova tubagem em função da velocidade de escoamento de água (expansor Green Turbine™).....	112
Figura 4.35 – Gráfico representativo do diâmetro da nova tubagem em função da velocidade de escoamento de água (expansores Bosch).....	114
Figura 4.36 – Válvula redutora de pressão Valsteam ADCA P7.....	115

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 – Fluidos de trabalho utilizados nos sistemas de RC de vários autores/empresas.....	12
Tabela 2.2 – Evaporadores utilizados nos sistemas de RC de vários autores/empresas.	17
Tabela 2.3 – Condensadores utilizados nos sistemas de RC de vários autores/empresas.....	19
Tabela 2.4 – Expansores utilizados nos sistemas de RC de vários autores/empresas.....	25
Tabela 2.5 – Sistemas de RC de vários autores/empresas.....	34
Tabela 3.1 – Propriedades termofísicas dos fluidos de trabalho considerados para escolha.....	35
Tabela 3.2 – Características do expansor Green Turbine™.....	40
Tabela 3.3 – Características dos expansores Bosch.....	41
Tabela 3.4 – Condições de teste do veículo em regime estacionário [Santos et al. (2011)].....	43
Tabela 3.5 – Valores de entalpia do fluido de trabalho para o dimensionamento do evaporador.....	45
Tabela 3.6 – Potência térmica disponível nos gases de escape e caudal mássico de fluido de trabalho (água) em função das condições de operação do veículo.....	46
Tabela 3.7 – Incertezas dos valores de potência térmica no escape e caudal mássico de água necessário no RC.....	49
Tabela 3.8 – Áreas máximas de superfície de transferência de calor estimadas para o evaporador.	51
Tabela 3.9 – Características dimensionais do evaporador selecionado.	51
Tabela 3.10 – Valores de entalpia do fluido de trabalho para o dimensionamento do condensador.....	53
Tabela 3.11 – Potência térmica do condensador, respetiva incerteza e caudal mássico de água necessário no RC.....	54
Tabela 3.12 – Áreas de superfície de transferência de calor estimadas para o condensador.....	57
Tabela 3.13 – Características dimensionais do condensador selecionado.	59
Tabela 3.14 – Requisitos de potência de funcionamento da bomba elétrica.....	60
Tabela 3.15 – Lista de variáveis para aquisição e características principais dos respetivos sensores....	69
Tabela 4.1 – Condições de teste do Ford Sierra 2.0 em regime estacionário.....	76
Tabela 4.2 – Valores de potência térmica e caudal mássico de fluido de trabalho estimados para as várias condições de teste.....	76

Tabela 4.2 – Valores máximos de temperatura e pressão do fluido de trabalho e respectivos valores de entalpia a 1500 rpm.....	79
Tabela 4.3 – Valores máximos de temperatura, caudal e variação de pressão dos gases de escape a 1500 rpm.....	82
Tabela 4.4 – Valores máximos de temperatura e pressão do fluido de trabalho e respectivos valores de entalpia a 2000 rpm.....	85
Tabela 4.5 – Valores máximos de temperatura, caudal e variação de pressão dos gases de escape a 2000 rpm.....	87
Tabela 4.6 – Valores máximos de temperatura e pressão do fluido de trabalho e respectivos valores de entalpia a 2500 rpm.....	90
Tabela 4.7 – Valores máximos de temperatura, caudal e variação de pressão dos gases de escape a 2500 rpm.....	92
Tabela 4.8 – Valores máximos de temperatura e pressão do fluido de trabalho e respectivos valores de entalpia a 3000 rpm.....	95
Tabela 4.9 – Valores máximos de temperatura, caudal e variação de pressão dos gases de escape a 3000 rpm.....	97
Tabela 4.10 – Valores máximos de temperatura e pressão do fluido de trabalho e respectivos valores de entalpia a 4000 rpm.....	100
Tabela 4.11 – Valores máximos de temperatura, caudal e variação de pressão dos gases de escape a 4000 rpm.....	102
Tabela 4.12 – Valores de Δp_g no escape com e sem evaporador.....	103
Tabela 4.13 – Valores de potência do veículo de testes com e sem evaporador.....	105
Tabela 4.14 – Variáveis necessárias aos cálculos do calor disponível nos gases de escape.....	107
Tabela 4.15 – Variáveis necessárias aos cálculos do calor transmitido ao fluido de trabalho.....	107
Tabela 4.16 – Resultados do balanço energético no evaporador, sua eficiência e respectivos valores de incerteza.....	108
Tabela 4.17 – Cálculo do coeficiente global de transferência de calor experimental do evaporador....	108
Tabela 4.18 – Volumes específicos e caudais volúmicos do fluido de trabalho obtidos através de dados experimentais, de acordo com os requisitos do expansor Green Turbine™.....	111
Tabela 4.19 – Volumes específicos e caudais volúmicos do fluido de trabalho obtidos de acordo com os requisitos dos expansores da Bosch.....	113
Tabela 4.20 – Características técnicas da válvula redutora de pressão Valsteam ADCA P7.....	115

Nomenclatura

A_{cond} – Área total de transferência de calor do condensador [m²]

$A_{cond,1}$ – Área parcial 1 de transferência de calor do condensador [m²]

$A_{cond,2}$ – Área parcial 2 de transferência de calor do condensador [m²]

A_{evap} – Área de transferência de calor do evaporador [m²]

$\frac{A}{F}$ – Razão de massa de ar/combustível

Cp_{ar} – Calor específico do ar [J/(kg.K)]

Cp_g – Calor específico dos gases de escape [J/(kg.K)]

$Cp_{g,in}$ – Calor específico dos gases de escape à entrada do evaporador [J/(kg.K)]

$Cp_{g,out}$ – Calor específico dos gases de escape à saída do evaporador [J/(kg.K)]

d_t – Diâmetro dos tubos [m]

h_1 – Entalpia específica do fluido de trabalho que sai do condensador [J/kg]

h_2 – Entalpia específica do fluido de trabalho que entra no evaporador [J/kg]

h_3 – Entalpia específica do fluido de trabalho que sai do evaporador [J/kg]

h_4 – Entalpia específica do fluido de trabalho que entra no condensador [J/kg]

\dot{m}_{ar} – Caudal mássico de ar admitido no motor [kg/s]

\dot{m}_f – Caudal mássico de fluido de trabalho [kg/s]

\dot{m}_{fuel} – Caudal mássico de combustível [kg/s]

\dot{m}_g – Caudal mássico de gases de escape [kg/s]

N – Velocidade de rotação do motor [rpm]

N_B – Velocidade de rotação da bomba [rpm]

N_T – Velocidade de rotação do veio da turbina [rpm]

n_T – Velocidade de rotação da turbina [rad/s]
 p_1 – Pressão do fluido de trabalho antes da bomba [bar]
 p_2 – Pressão do fluido de trabalho depois da bomba [bar]
 p_3 – Pressão do fluido de trabalho antes do expensor [bar]
 p_4 – Pressão do fluido de trabalho depois do expensor [bar]
 P_e – Potência elétrica [W]
 $p_{g,in}$ – Pressão dos gases de escape antes do evaporador [bar]
 $p_{g,out}$ – Pressão dos gases de escape depois do evaporador [bar]
 P_h – Potência hidráulica [W]
 P_v – Potência efetiva do veículo [kW]
 \dot{Q}_{cond} – Potência térmica do condensador [kW]
 \dot{Q}_{evap} – Potência térmica disponível no evaporador [kW]
 \dot{Q}_f – Potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho [kW]
 T_1 – Temperatura do fluido de trabalho depois do condensador [°C]
 T_2 – Temperatura do fluido de trabalho antes do evaporador [°C]
 T_3 – Temperatura do fluido de trabalho depois do evaporador [°C]
 T_4 – Temperatura do fluido de trabalho antes do condensador [°C]
 T_{amb} – Temperatura ambiente [°C]
 T_{ar} – Temperatura do ar [°C]
 $T_{ar,in}$ – Temperatura do ar antes do condensador [°C]
 $T_{ar,out}$ – Temperatura do ar depois do condensador [°C]
 T_g – Temperatura dos gases de escape [°C]
 $T_{g,in}$ – Temperatura dos gases de escape antes do evaporador [°C]
 $T_{g,out}$ – Temperatura dos gases de escape depois do evaporador [°C]
 U_{cond} – Coeficiente global de transferência de calor do condensador [W/(m².K)]
 U_{evap} – Coeficiente global de transferência de calor do evaporador [W/(m².K)]
 \dot{V}_{ar} – Caudal volúmico de ar [m³/s]

\dot{V}_f – Caudal volúmico do fluido de trabalho [m³/s]
 V_f – Velocidade de escoamento do fluido de trabalho [m/s]
 v_{sf} – Volume específico do fluido de trabalho [m³/kg]
 V_v – Velocidade do veículo [km/h]
 \dot{W}_B – Potência consumida pela bomba [W]
 \dot{W}_T – Potência gerada pelo expansor [W]
 Δh_B – Variação de entalpia do fluido de trabalho ao atravessar a bomba [J/kg]
 Δh_{evap} – Variação de entalpia do fluido de trabalho ao atravessar o evaporador [J/kg]
 Δh_T – Variação de entalpia do fluido de trabalho ao atravessar o expansor [J/kg]
 Δp_B – Variação de pressão entre a entrada e saída da bomba [bar]
 Δp_g – Perda de carga dos gases de escape ao atravessar o evaporador [mbar]
 ΔT_g – Diferença de temperatura dos gases de escape antes e depois do evaporador [°C]
 ΔT_{ml} – Diferença média logarítmica de temperatura entre a fonte quente e a fonte fria [K]
 $\Delta T_{ml,1}$ – Diferença média logarítmica de temperatura parcial 1 no condensador [K]
 $\Delta T_{ml,2}$ – Diferença média logarítmica de temperatura parcial 2 no condensador [K]
 ε_{cond} – Eficiência do condensador [%]
 ε_{evap} – Eficiência do evaporador [%]
 η_B – Rendimento da bomba [%]
 η_{RC} – Eficiência do ciclo de Rankine [%]
 ρ_{ar} – Massa volúmica do ar [kg/m³]
 ρ_f – Massa volúmica do fluido de trabalho [kg/m³]

Índices

ar – Ar

B – Bomba

cond – Condensador

evap – Evaporador

f – Fluido de trabalho

$fuel$ – Combustível

g – Gases de escape

T – Expansor

Abreviaturas

BMW – Bayerische Motoren Werke AG

DC – *Direct Current* (corrente contínua)

DOHC – *Double Overhead Camshaft* (duas árvores de cames à cabeça)

ECU – *Electronic Control Unit* (unidade de controlo eletrónico)

EGR – *Exhaust Gas Recirculation* (recirculação de gases de escape)

LES – *Lotus Engine Simulation*

MCI – Motor de combustão interna

ME – Motor elétrico

ORC – *Organic Rankine Cycle* (ciclo de Rankine orgânico)

PME – Pressão media efetiva [bar]

PWM – *Pulse Width Modulation* (modulação de largura de pulso)

RC – *Rankine Cycle* (ciclo de Rankine)

TEG – *Thermoelectric Generator* (gerador termoelétrico)

V – Volts

VV_{evap} – Válvula “*bypass*” do evaporador

VV_T – Válvula “*bypass*” do expansor

WOT – *Wide Open Throttle* (carga máxima)

Índice

DEDICATÓRIA.....	I
AGRADECIMENTOS.....	III
RESUMO.....	V
ABSTRACT	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	IX
ÍNDICE DE TABELAS.....	XIII
NOMENCLATURA	XV
ÍNDICE.....	XIX
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 CONTEXTO E MOTIVAÇÃO.....	3
1.2 OBJETIVOS.....	5
1.3 PRESENTE CONTRIBUIÇÃO.....	5
1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	6
2 REVISÃO DA LITERATURA	7
2.1 APROVEITAMENTO DA ENERGIA TÉRMICA DOS GASES DE ESCAPE	7
2.2 CARACTERIZAÇÃO DO FLUIDO DE TRABALHO	9
2.3 COMPONENTES DO CICLO DE RANKINE	12
2.3.1 BOMBA	12
2.3.2 EVAPORADOR.....	13
2.3.3 CONDENSADOR	17
2.3.4 EXPANSOR	19
2.4 CONTROLO ELETRÓNICO	25
2.5 ESTUDOS ANTECEDENTES.....	28
3 METODOLOGIA.....	35
3.1 CARACTERIZAÇÃO DO CICLO DE RANKINE EXPERIMENTAL.....	35
3.1.1 SELEÇÃO DO FLUIDO DE TRABALHO	35
3.1.2 SELEÇÃO DO ELEMENTO EXPANSOR	39
3.1.3 RECUPERAÇÃO DE ENERGIA TÉRMICA E DIMENSIONAMENTO DO EVAPORADOR.....	42
3.1.4 DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DO CONDENSADOR.....	52
3.1.5 SELEÇÃO DA BOMBA	59
3.1.6 DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DAS TUBAGENS	61
3.1.7 MÓDULO DE CONTROLO E SENSORES	62
3.2 MONTAGEM EXPERIMENTAL.....	70

3.3	DESCRIÇÃO DOS TESTES EXPERIMENTAIS	72
4	ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS.....	75
4.1	ANÁLISE DE RESULTADOS DOS TESTES EXPERIMENTAIS.....	75
4.1.1	CONDIÇÃO 1	76
4.1.2	CONDIÇÃO 2	82
4.1.3	CONDIÇÃO 3	87
4.1.4	CONDIÇÃO 4	93
4.1.5	CONDIÇÃO 5	98
4.2	INFLUÊNCIA DO EVAPORADOR NA PRESSÃO DE ESCAPE.....	103
4.3	EFICIÊNCIA DO EVAPORADOR.....	106
4.4	COMPORTAMENTO DO SISTEMA DE RC	109
4.5	ANÁLISE DA EXPANSÃO E MELHORIA DO SISTEMA.....	110
5	CONCLUSÃO.....	117
5.1	TRABALHOS FUTUROS.....	118
	BIBLIOGRAFIA.....	121
	ANEXOS	125
A-1	ESQUEMA DO SISTEMA EXPERIMENTAL COM LIGAÇÕES HIDRÁULICAS	126

Introdução

Após anos e anos de desenvolvimento, o motor de combustão interna (MCI) é ainda hoje o sistema de propulsão mais utilizado em veículos rodoviários, apesar da tentativa de criar alternativas à sua utilização. Hoje em dia, o desenvolvimento dos MCIs tornou-os mais fiáveis, económicos, eficientes e menos poluentes. No entanto, a eficiência global de um MCI de última geração, mesmo que equipado com sistemas auxiliares mais atuais (injeção direta, turbocompressão ou atuação de válvulas de parâmetros variáveis) não ultrapassa os 45% [Horst *et al.* (2013)].

Com a constante preocupação ambiental e o conseqüente aumento da restrição às emissões poluentes, restrição essa regulada pelas normas de controlo de emissões em vigor, existe uma obrigação por parte dos fabricantes de veículos automóveis de cumprir essas normas, ou seja, diminuir as emissões poluentes, e também o consumo de combustível dos veículos que colocam no mercado [Briggs *et al.* (2010)].

Para atingir esse fim, os fabricantes têm apostado em várias formas para solucionar o problema, tentando evitar a diminuição da potência dos veículos que produzem [Hounsham *et al.* (2008)]. Uma delas é a redução de tamanho dos MCIs que utilizam nos seus veículos, ou seja, utilizar MCIs com menor volume varrido (cilindrada) e com eficiência otimizada. Outra forma é a utilização de sistemas de propulsão alternativos: motores elétricos (ME) a par com os MCIs (veículos híbridos), ou apenas MEs que substituem os MCIs (veículos elétricos). A redução de tamanho de MCIs aumenta o valor da carga a que operam, aumentando a temperatura dos gases de escape, o que aumenta a atratividade do aproveitamento de energia térmica contida nos gases de escape.

Cada uma destas soluções traz vantagens e desvantagens. Um problema comum a estas soluções passa pelo encarecimento da produção dos veículos, e o aumento da complexidade da sua manutenção.

No que diz respeito aos sistemas de recuperação de energia térmica, existem várias soluções possíveis de implementar num veículo automóvel, nomeadamente: gerador termoelétrico (TEG) e ciclo de Rankine (RC), entre outros. No sistema de propulsão de um veículo automóvel, estes sistemas irão desempenhar um papel muito importante na redução do consumo de combustível, valor máximo estimado na ordem dos 10% [Edwards *et al.* (2012)] [Santos *et al.* (2013)].

Tendo em conta as soluções referidas para a diminuição de emissões poluentes para a atmosfera e consumo de combustível, neste trabalho optou-se por dar enfoque à recuperação de energia térmica dos gases de escape de um veículo através de um RC, pois é a que apresenta maior potencial de recuperação de energia térmica [Edwards *et al.* (2012)].

Os sistemas baseados no ciclo de Rankine data já de 1976, tendo começado pela modificação de componentes de sistemas de refrigeração existentes no mercado à época, até que começaram a ser construídos sistemas próprios para o efeito [Cirincione (2011)]. Estima-se que em 1984 já existiriam cerca de 30 fábricas a utilizar sistemas deste tipo com potências de saída superiores a 100 kW [Cirincione (2011)]. Atualmente, os sistemas de RC são utilizados e encontram-se bem estabelecidos em aplicações industriais, tais como fábricas com sistemas de vapor e sistemas de propulsão de transportes marítimos [Horst *et al.* (2013)].

Neste tipo de aplicações, os sistemas de RC funcionam agregados a fontes de calor em regime estacionário. É aqui que reside um dos maiores desafios ao utilizar um RC num veículo automóvel – as condições de operação dinâmicas do MCI. Este facto, aliado à necessidade de componentes de pequenas dimensões devido ao espaço limitado num veículo automóvel ligeiro e também devido à baixa potência térmica a recuperar, tornam a adaptação de um RC a um veículo automóvel ligeiro uma tarefa muito complexa.

1.1 Contexto e motivação

Apesar do desenvolvimento que tiveram os MCIs até à data, a energia que aproveitam poderá chegar a valores de aproximadamente um terço da energia total contida no combustível. A Figura 1.1 mostra um diagrama que permite verificar de forma qualitativa qual o fim da energia contida no combustível, onde se verifica que os restantes dois terços de energia são perdidos sob a forma de calor pelos sistemas de escape e refrigeração, principalmente [Santos *et al.* (2011)].

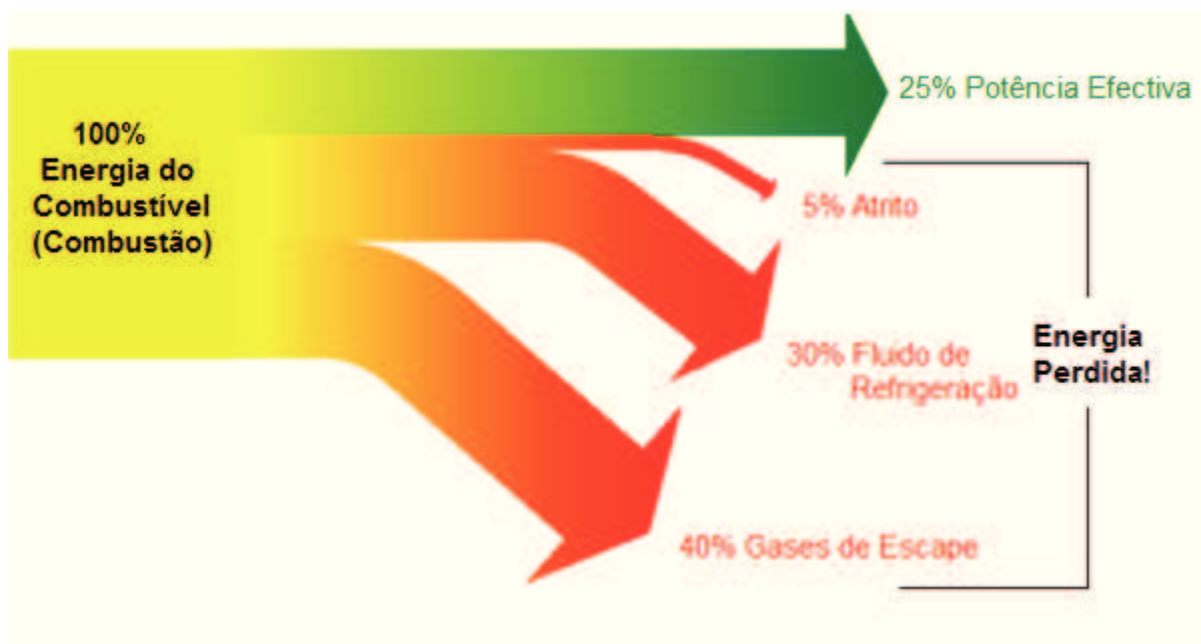


Figura 1.1 – Diagrama de Sankey de análise da utilização da energia contida no combustível, adaptado de [Santos e Barreiros (2010)].

Uma forma de aproveitar a energia térmica contida nos gases de escape será através da utilização de um RC, permitindo a conversão em energia mecânica. Um RC é um ciclo de geração de vapor que opera em circuito fechado. Este sistema consiste na inclusão de um permutador de calor no escape (evaporador), ligado a um circuito no qual circulará o fluido de trabalho, que irá mudar de fase para vapor sobreaquecido após receber o calor no evaporador. O fluido de trabalho no estado de vapor sobreaquecido entra num expansor (e.g.: turbina) que gerará energia mecânica. Após o expansor, o fluido de trabalho é condensado através da passagem por outro permutador de calor (condensador). Finalmente, é bombeado por uma bomba elétrica de volta ao evaporador, completando assim o ciclo. Dependendo do fluido de trabalho utilizado no ciclo, um RC poderá então denominar-se

ciclo de Rankine orgânico (ORC), caso o fluido utilizado seja orgânico. O sistema a implementar será descrito posteriormente com mais detalhe.

Um sistema baseado neste tipo de ciclo termodinâmico poderá ser implementado em locais no veículo onde exista calor residual disponível: i) gases de escape; ii) sistema de refrigeração do motor; iii) sistema de recirculação de gases de escape (EGR), cada um com um grau de quantidade e qualidade de energia disponível para utilização [Edwards *et al.* (2012)]. Estas fontes de calor residual podem ser utilizadas individualmente ou em simultâneo. Verifica-se que nos gases de escape e sistema de refrigeração é onde se encontra mais calor disponível para aproveitar, enquanto que o sistema de EGR apresenta menor quantidade de calor aproveitável. Entre os sistemas de escape e refrigeração, medições experimentais provam que a temperatura disponível para aproveitamento no escape é superior. É, então, mais viável aproveitar a energia térmica dos gases de escape, visto que levará a uma maior eficiência do sistema baseado no RC [Horst *et al.* (2013)] devido aos valores mais altos de temperatura, que poderão chegar a cerca de 900 °C [Santos *et al.* (2011)].

A utilização deste tipo de sistema é justificada pela sua eficiência, razão essa que tem levado fabricantes de renome, como a BMW, Honda, Ford (veículos ligeiros), e Cummins, Caterpillar, Volvo (veículos pesados) a adotá-lo para implementação nos seus veículos, com valores estimados de diminuição de consumo de combustível que variam entre 5 e 10% [Tona *et al.* (2012)]. Este facto torna um sistema baseado no ciclo de Rankine uma solução viável para implementação, já que a utilização de um único sistema quase engloba a totalidade do valor estimado para melhoria de consumos de combustível – é, portanto, uma prova de eficiência que, aliada ao custo mais reduzido em relação a outros sistemas de aproveitamento de calor residual, justifica a pesquisa e desenvolvimento de sistemas baseados no RC para aplicação em automóveis ligeiros. Visto que a aplicação do ciclo de Rankine em automóveis ligeiros é ainda uma tecnologia em maturação, pelas vantagens que apresenta torna-se sem dúvida promissora e digna de ser investigada e otimizada, podendo vir a revelar-se uma tecnologia padronizada nos automóveis a médio prazo.

Todavia, atualmente é necessário desenvolver componentes adequados, essencialmente evaporadores, expansores e bombas. Como referido anteriormente, é necessário que estes

componentes sejam pequenos, o mais leves possível e resistentes a corrosão e vibração, sem perder a eficiência de funcionamento de modo a otimizar a eficiência do sistema de RC. A utilização de componentes desadequados poderá, por outras vias, sacrificar a eficiência esperada de um RC (a bomba pode não garantir a pressão necessária). À medida que protótipos de sistemas de RC vão sendo construídos, espera-se uma presença mais forte de componentes adequados no mercado, o que tornará os sistemas mais baratos, mais simples e, conseqüentemente, mais viáveis para utilização.

1.2 Objetivos

O objetivo principal do presente estudo consiste no desenvolvimento experimental e na aplicação de um sistema de ciclo de Rankine. Serão caracterizados e selecionados os seus componentes: evaporador, condensador, bomba elétrica, tubagens e sistema de controlo e monitorização de dados. O objetivo será elaborar um sistema simples e funcional como primeira iteração experimental, estudar e verificar o seu funcionamento através da análise de dados de pressão e temperatura ao longo do ciclo, e estudar a sua influência no desempenho do motor de combustão interna do veículo que integrará o sistema, nomeadamente a influência da inclusão do evaporador na linha de escape e suas conseqüências no desempenho do veículo, e a eficiência do evaporador no que diz respeito a aproveitamento de energia disponível sob a forma de calor no sistema de escape do veículo.

1.3 Presente contribuição

A elaboração de um sistema experimental de RC tem em vista uma contribuição a nível internacional para a investigação nesta área. Ainda é muito incerto quais os componentes mais adequados para utilização num sistema de RC aplicado a veículos automóveis, devido à miniaturização obrigatória, e é de extrema importância que sejam estudados componentes adequados a funcionar num RC que já tenham sido aplicados noutra tipo de sistemas mais padronizados – testar componentes numa situação fora dos seus padrões de funcionamento, desde que os testes sejam bem fundamentados cientificamente, pode provar-se muito promissor e pode abrir portas para a reutilização de componentes e maior diversidade dos

mesmos no mercado. É o limitado número de componentes no mercado de hoje em dia que condiciona a evolução desta tecnologia. Com o presente trabalho pretende-se contribuir para o desenvolvimento dos sistemas de RC miniaturizados, utilizando componentes disponíveis à data.

Com a elaboração deste trabalho visa-se também contribuir para o estudo da influência da inclusão de um evaporador no sistema de escape de um veículo, nomeadamente se essa inclusão vai ser vantajosa ou prejudicial ao funcionamento do MCI.

1.4 Organização do trabalho

O presente trabalho está organizado em cinco capítulos. No presente capítulo é efetuada uma introdução ao tema do trabalho, fazendo o enquadramento e apresentando os objetivos. O Capítulo 2 é um capítulo de revisão bibliográfica, com o principal intuito de explicar o funcionamento de um ciclo de Rankine simples, e apresentar trabalhos antecedentes, de forma a analisar os vários parâmetros experimentais escolhidos pelos seus autores e compará-los com os parâmetros escolhidos para o ciclo de Rankine experimental a elaborar. O Capítulo 3 descreve a metodologia de implementação do trabalho experimental, desde o dimensionamento e escolha de cada componente-chave do RC em cada subsecção, até à montagem experimental e descrição dos testes experimentais a efetuar. No Capítulo 4 são apresentados e discutidos os resultados obtidos, aos quais é efetuada uma análise de acordo com os objetivos do presente trabalho. No Capítulo 5 são apresentadas as principais conclusões e são também apresentadas sugestões de trabalhos futuros.

Revisão da literatura

2.1 Aproveitamento da energia térmica dos gases de escape

Para o aproveitamento da energia térmica contida nos gases de escape de um veículo será utilizado um sistema de ciclo de Rankine (RC). Detalhadamente, um RC consiste num ciclo fechado, ou seja, existe um circuito fechado no qual irá circular um fluido de trabalho. A Figura 2.1 mostra o esquema de um ciclo de Rankine simples, tal como o que se pretende implementar experimentalmente.

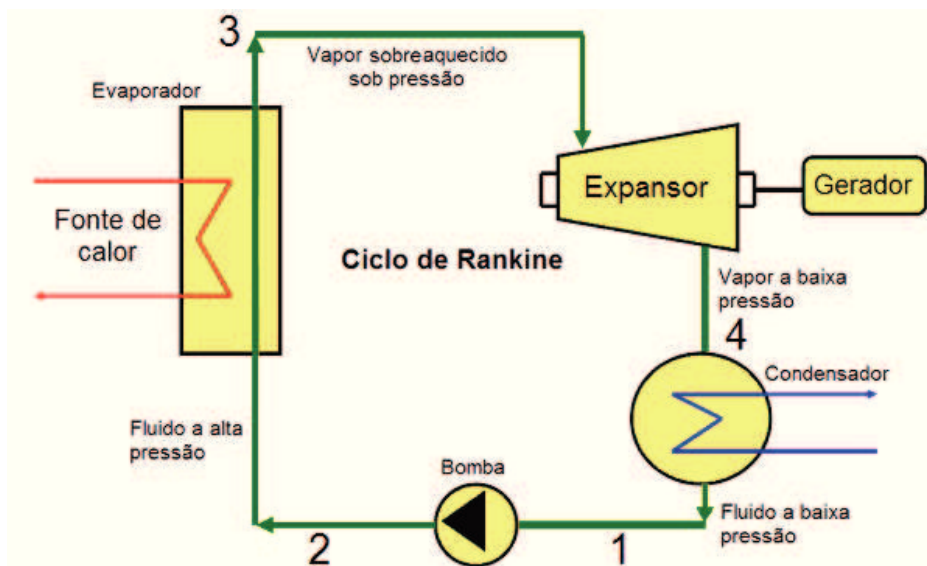


Figura 2.1 – Ciclo de Rankine simples.

O sistema de RC simples é constituído por quatro componentes: uma bomba, um evaporador, um expansor e um condensador. A bomba comprime o fluido (1 – 2), no estado líquido, e este desloca-se para o evaporador, onde é recuperada parte da energia térmica contida nos gases de escape, e muda de fase (2 – 3), para passar a ser vapor

sobreaquecido – nesta fase terá valores de pressão e temperatura mais elevados. De seguida, é encaminhado para um expansor, dispositivo que converte energia térmica em energia mecânica. Após ser expandido (3 – 4), o fluido de trabalho é encaminhado para um condensador, onde, como o nome indica, será condensado e volta a mudar de fase, de novo para o estado líquido (4 – 1). Após a passagem pelo condensador, o fluido de trabalho poderá ser bombeado de volta para o evaporador, completando assim o ciclo.

A Figura 2.2 apresenta um diagrama T-s representativo dos vários processos que ocorrem num RC simples. A Figura 2.2 permite identificar as etapas do RC onde ocorre mudança de fase – evaporação e condensação.

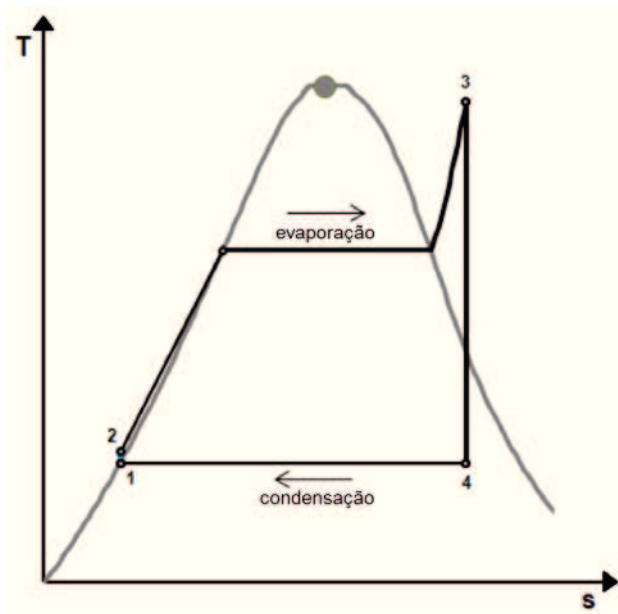


Figura 2.2 – Diagrama T-s representativo dos vários processos que ocorrem num RC simples, adaptado de [Edwards et al. (2012)].

A Figura 2.2 mostra que as mudanças de fase ocorrem a temperatura constante. Os processos de evaporação e compressão são também processos isobáricos [Domingues *et al.* (2013)], a evaporação ocorre a alta pressão e a condensação a baixa pressão. A expansão sucede entre a evaporação e condensação, com valores de entropia constante, ou seja, é um processo isentrópico, tal como a compressão do fluido na bomba [Domingues *et al.* (2013)].

2.2 Caracterização do fluido de trabalho

Para o desenvolvimento de um sistema de RC, a primeira análise recai sobre a seleção do fluido de trabalho. Só após a análise e decisão sobre o fluido de trabalho a utilizar se poderão estipular valores de pressão e temperatura de funcionamento nos vários pontos do RC.

As propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho são de crucial importância. A escolha do fluido de trabalho, em primeiro lugar, deve ser feita de acordo com alguns fatores. Tendo em conta fatores de segurança, não deve ser tóxico, inflamável, explosivo, e deve ser de utilização segura [He *et al.* (2011)] [Zhang *et al.* (2009)]. Deve apresentar um bom rendimento termodinâmico, para que da mesma fonte de calor residual consiga extrair mais energia mecânica. O fluido deve possuir também boas propriedades de transferência de calor, o que permitirá reduzir a área de transferência de calor dos permutadores e, conseqüentemente, o seu tamanho. Deve possuir boa estabilidade térmica, deve ser de fácil obtenção e armazenamento, e não deve ser dispendioso.

Existem três tipos de fluidos de trabalho de acordo com as suas propriedades termodinâmicas, tal como é mostrado nos diagramas T-s da Figura 2.3 [Santos *et al.* (2011)].

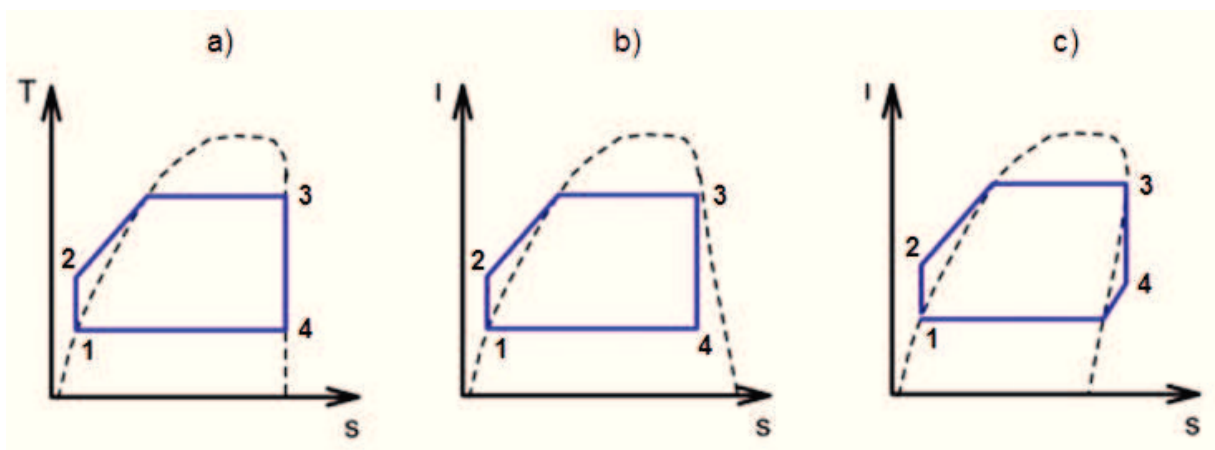


Figura 2.3 – Diagramas T-s dos vários tipos de fluidos de trabalho, adaptado de [Santos *et al.* (2011)].

A Figura 2.3 mostra que existem três tipos de curvas de saturação de vapor e, então, os

referidos três tipos de fluidos – fluidos isentrópicos, e.g. R123 (Fig. 2.3a), fluidos húmidos, e.g. água e etanol (Fig. 2.3b) e fluidos secos, e.g. R245fa (Fig. 2.3c). Após o processo de expansão do RC, processo esse isentrópico, o fluido seco encontra-se num estado sobreaquecido (expansão normal), enquanto os restantes podem encontrar-se em estado de vapor saturado se o aumento de temperatura for insuficiente – a expansão termina dentro da área de mudança de fase no diagrama T-s [Briggs *et al.* (2010)] [Santos *et al.* (2011)] [Teng *et al.* (2011)]. O estado de vapor húmido pode constituir um problema, visto que pode apresentar condensação durante a expansão, o que poderá danificar o expansor. Nos fluidos secos (e.g. R245fa), pode ser incluído no sistema um recuperador que irá, como o nome indica, recuperar calor do processo de expansão e utilizá-lo para favorecer a evaporação do fluido de trabalho. Estes fatores são, portanto, cruciais na seleção do fluido de trabalho.

A Figura 2.4 apresenta um diagrama T-s para os fluidos de trabalho: R245fa; Etanol; mistura de 50% Água com 50% Etanol; Água.

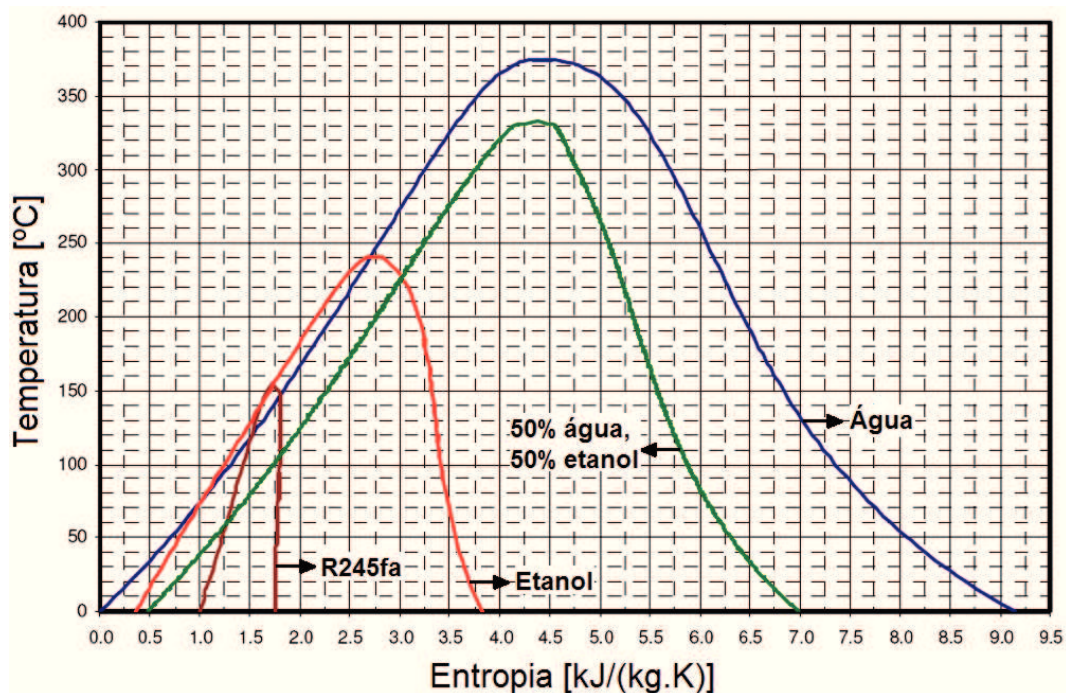


Figura 2.4 – Diagramas T-s de comparação entre alguns fluidos de trabalho, adaptado de [Teng *et al.* (2011)].

A Figura 2.4 permite observar as diferenças dos diagramas T-s entre os vários fluidos no que diz respeito à temperatura e entropia de evaporação. É possível identificar quais são os fluidos húmidos e secos.

A temperatura de evaporação é um aspecto importante. Não é necessário utilizar um fluido de trabalho com uma temperatura de evaporação demasiado elevada se na fonte de calor não existir calor suficiente para transferir [He *et al.* (2011)]. Utilizando um fluido de trabalho que exija temperaturas mais elevadas, como é o exemplo da água [Teng (2010)], é necessário existir na fonte de calor energia térmica para a fazer mudar de fase; já um fluido orgânico, como é o exemplo do R245fa, não requer temperaturas tão altas para mudar de fase e é, assim, adequado para fontes de calor residual em que a temperatura é mais baixa. Note-se também que a pressão de serviço é mais baixa se for utilizado um fluido orgânico [Zhang *et al.* (2011)], o que reduz o custo do sistema, devido aos componentes não necessitarem de ser dimensionados para suportar pressões tão elevadas [Teng *et al.* (2011)].

São vários os fluidos de trabalho que foram utilizados em sistemas de RC para aplicação em veículos automóveis, sempre relacionados com a fonte de calor onde iria ser integrado o RC. A Honda utilizou água no seu RC, visto que o evaporador se encontra incorporado no catalisador, sendo, portanto, uma fonte de calor de temperatura elevada [Endo *et al.* (2007)]. O RC da BMW recupera a energia térmica dos gases de escape e utiliza água (fonte de temperatura elevada) [Horst *et al.* (2013)]. O RC da Cummins recupera calor do escape e do sistema de EGR e utiliza R245fa como fluido de trabalho, adequado para ambas as situações de temperaturas altas e baixas de fontes de calor [Briggs *et al.* (2010)]. Os investigadores Zhang, *et al.*, utilizam no seu RC experimental R113, adequado à fonte de calor residual de cerca de 100°C [e.g., He *et al.* (2011), Zhang *et al.* (2011)]. A empresa AVL utiliza no seu RC que recupera calor do sistema de EGR etanol como fluido de trabalho para aplicação em motores Diesel de veículos pesados, que permite pressões e temperaturas de serviço mais baixas [e.g., Park *et al.* (2011), Teng *et al.* (2011)].

Em suma, a Tabela 2.1 resume o tipo de fluidos de trabalho utilizados pelos vários autores e empresas.

Tabela 2.1 – Fluidos de trabalho utilizados nos sistemas de RC de vários autores/empresas.

Empresa/autor	Fluido de Trabalho	Tipo de MCI	Referência
Honda	Água	Honda Stream, 2000 cm ³ Gasolina/Elétrico	Endo <i>et al.</i> (2011)
BMW	Água	BMW 528i, 3000 cm ³ Gasolina	Horst <i>et al.</i> (2013)
Cummins	R245fa	GM 1900 cm ³ Diesel	Briggs <i>et al.</i> (2010)
Zhang, <i>et al.</i>	R113	Toyota 8A-FE 1300 cm ³ Gasolina	He <i>et al.</i> (2011) Zhang <i>et al.</i> (2011)
AVL	Etanol	Cummins ISM 10800 cm ³ Diesel	Park <i>et al.</i> (2011) Teng <i>et al.</i> (2011)

2.3 Componentes do ciclo de Rankine

Tal como mostra a Figura 2.1, existem quatro componentes-chave num RC simples – uma bomba, um evaporador, um expensor e um condensador. Nas subsecções seguintes será explicado o funcionamento de cada um destes componentes e como devem ser controlados para que funcionem no RC de forma otimizada.

2.3.1 Bomba

Na primeira etapa do RC, o fluido de trabalho é comprimido numa bomba, no estado líquido, para que possa entrar no evaporador com a pressão elevada. Tendo em atenção as altas temperaturas que podem ser atingidas pelo fluido de trabalho, favorece-se o uso de bombas de diafragma – são também adequadas para pressões altas e valores de caudal mássico de fluido baixos, que são os requerimentos necessários para uma boa eficiência de funcionamento da bomba num RC aplicado a um veículo automóvel [Santos *et al.* (2013)]. É de extrema importância o valor da variação de pressão entre a saída e a entrada da bomba, crucial para a escolha da bomba pela pressão de funcionamento.

Para garantir a sua eficiência, tem de se ter em conta o regime transiente de funcionamento de um MCI, que obriga à necessidade de controlo do caudal mássico de fluido que passa na bomba, de modo a ajustar a pressão à entrada do evaporador e a temperatura à entrada do

expansor. Esse controlo pode ser efetuado através da variação da velocidade de rotação da bomba.

Para utilização num RC aplicado a veículos automóveis, a bomba mais indicada é uma bomba atuada eletricamente – permite controlo eletrónico da velocidade de rotação, e uma fácil integração no sistema elétrico do automóvel. Sabendo que as tensões típicas das baterias nos veículos automóveis variam entre 12 e 24 V DC, deve escolher-se uma bomba cujo motor elétrico seja de corrente contínua, com tensão de alimentação dentro do intervalo referido. Sabendo o valor de pressão máxima necessária e corrente elétrica de funcionamento da bomba em função do caudal mássico de fluido de trabalho (curva característica fornecida pelo fabricante), deve selecionar-se uma bomba cuja curva característica mostre que funciona com um rendimento aceitável para os valores requeridos de caudal mássico, embora variável, para tentar otimizar o mais possível a eficiência do RC.

A escassez no mercado de bombas adequadas à utilização em RCs para veículos automóveis pode condicionar o aproveitamento da eficiência dos restantes componentes, caso não se seleccione uma bomba que consiga comprimir o fluido de trabalho a pressões requeridas por estes. Tome-se o exemplo do protótipo do evaporador da BMW, denominado EHX [Horst *et al.* (2013)], que suporta pressões de serviço até 10 bar e temperaturas de 623 K. Devido a limitações da bomba escolhida, os testes ao evaporador EHX foram efetuados com pressão máxima de 7 bar e temperatura máxima de 573 K.

2.3.2 Evaporador

O evaporador é um componente essencial num RC. É o componente onde se efetuará a permuta de calor entre os gases de escape do MCI e o circuito do RC onde circula o fluido de trabalho. Para a aplicação pretendida, o evaporador deve ser do tipo gás/líquido, com separação física entre ambos, porque a troca de calor será efetuada entre os gases de escape do veículo e o fluido de trabalho, no estado líquido, e sendo o RC um circuito fechado, o fluido de trabalho não se pode misturar com os gases de escape. É importante que o evaporador seja detentor de algumas características-chave, como boa eficiência e ser compacto.

O tamanho do evaporador é a principal condição a cumprir, visto que para poder ser integrado no sistema de escape de um automóvel ligeiro deve ser o mais compacto possível, tentando para isso sacrificar a sua eficiência o mínimo possível. A eficiência do evaporador será tanto maior quanto maior for a área de transferência de calor e o coeficiente global de transferência de calor do mesmo. É, portanto, um desafio selecionar um evaporador pequeno, com área e coeficiente global de transferência de calor elevados.

A presente revisão bibliográfica indica que os permutadores de calor de carcaça e tubos (“*Shell-and-Tube*”, na literatura inglesa) são os mais utilizados atualmente [Santos *et al.* (2013)] [Shah e Sekulic (2003)]. Estes permutadores suportam pressões de serviço elevadas, são compactos e adequados para ligação em série no sistema de escape do veículo, possuindo também baixa perda de carga, ao contrário dos permutadores de calor de placas (compactos mas em média com valores elevados de perda de carga [Cirincione (2011)]). A Figura 2.5 apresenta a estrutura de um permutador de calor do tipo “*Shell-and-Tube*”.

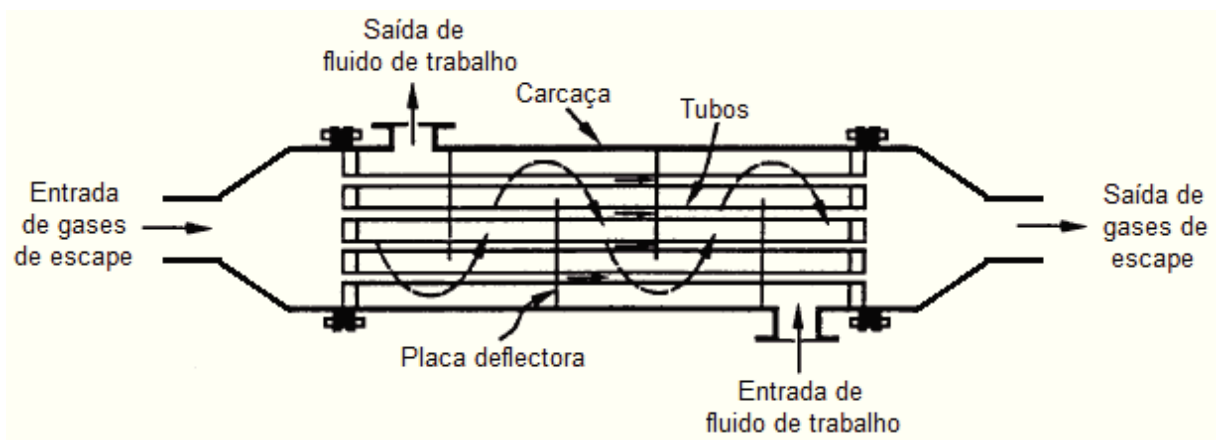


Figura 2.5 – Esquema representativo de um permutador de calor do tipo “*Shell-and-Tube*”, adaptado de [Shah e Sekulic (2003)].

Este tipo de permutador de calor é composto por tubos no interior de uma carcaça. Um dos fluidos passa dentro dos tubos, enquanto o outro passa dentro da carcaça, ficando ambos separados pelas paredes dos tubos, sendo através das mesmas que se efetuará a troca de calor.

Sabendo o tipo de evaporador a utilizar, e de acordo com o fluido de trabalho, devem estipular-se valores de pressão de serviço e temperatura de saída do fluido de trabalho do evaporador para que a mudança de fase seja efetuada com sucesso e, se necessário, um posterior sobreaquecimento do fluido no estado gasoso para que, durante a expansão, não haja formação de condensação e posteriores danos no expensor. Para a temperatura de saída, considera-se a importância do cumprimento do requisito de “*pinch point*”, que refere que a temperatura dos gases de escape à saída do evaporador deve ser pelo menos 10°C superior à temperatura de entrada da água no evaporador [Santos *et al.* (2011)].

Existem vários estudos experimentais de RCs com utilização bem-sucedida de evaporadores. No seu trabalho experimental, Hounsham *et al.* (2008) utilizaram num motor Caterpillar com 7200 cm³ de cilindrada a Diesel um evaporador do tipo “*Shell-and-Tube*”, com uma área de transferência de calor de 4,36 m² e coeficiente global de transferência de calor $U_{evap} = 28,19 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, que se demonstrou capaz de recuperar no máximo 24,97 kW de energia térmica. Tem como valores de temperatura de entrada da fonte quente e saída da fonte fria $T_{g,in} = T_3 = 573 \text{ K}$, saída da fonte quente $T_{g,out} = 497 \text{ K}$ e entrada da fonte fria $T_2 = 298 \text{ K}$. Portanto, os gases de escape entram no evaporador à temperatura de 573 K e saem à temperatura de 497 K, enquanto o fluido de trabalho (água) aumenta de temperatura de 298 K para 573 K a uma pressão de 25 bar. Os valores de caudais mássicos utilizados com este evaporador são de $\dot{m}_f = 0,0083 \text{ kg/s}$ e $\dot{m}_g = 0,239 \text{ kg/s}$ [Hounsham *et al.* (2008)].

A empresa AVL [e.g., Park *et al.* (2011), Teng *et al.* (2011)] usa também um evaporador do tipo “*Shell-and-Tube*” e um sobreaquecedor do fluido de trabalho em separado. O evaporador foi escolhido para retirar calor do sistema de EGR de veículos pesados, com 1,275 m de comprimento e 0,203 m de diâmetro. A área de transferência de calor é igual a 4,65 m², dividida por 101 tubos com 10,5 mm de diâmetro exterior e com o mesmo comprimento do evaporador. A potência térmica que consegue recuperar tem um valor máximo de 94 kW, com temperatura de gases de escape de 890 K e temperatura de evaporação do fluido de trabalho (etanol) de 393 K a uma pressão de 4,3 bar. Os valores de caudais mássicos utilizados com este evaporador são de $\dot{m}_f = 0,123 \text{ kg/s}$ e $\dot{m}_{g,EGR} = 0,228 \text{ kg/s}$ [e.g., Park *et al.* (2011), Teng *et al.* (2011)].

Pei *et al.* (2011) usam no seu sistema de RC sem ligação a um MCI um evaporador de placas, constituído por 130 placas, com área de transferência de calor igual a 7,54 m². Possui um comprimento de 0,42 m e largura de 0,14 m. O RC utiliza R123 como fluido de trabalho, portanto as temperaturas de evaporação são baixas em relação a outros fluidos de trabalho não orgânicos. O \dot{m}_f de R123 utilizado neste evaporador é igual a 0,13 kg/s [Li *et al.* (2011)] [Pei *et al.* (2011)].

A BMW desenvolveu o seu próprio evaporador, denominado EHX [Horst *et al.* (2013)]. É constituído por uma carcaça com tubos paralelos no seu interior, ligados entre si com alhetas, como mostra a Figura 2.6.

O evaporador está equipado com um canal de “bypass” para evitar influências negativas na pressão de escape (Figura 2.6). O fluido de trabalho (água) sofre uma elevação de pressão até, no máximo, 10 bar, e uma elevação de temperatura até, no máximo, 626 K, para $\dot{m}_f = 8,3$ g/s [Horst *et al.* (2013)].

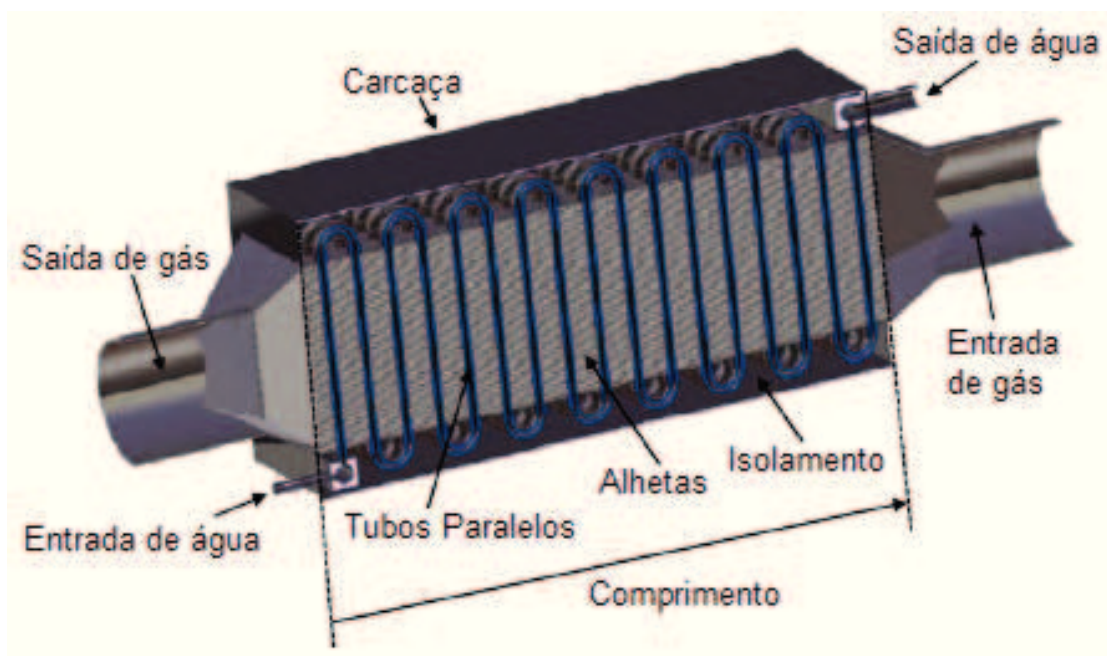


Figura 2.6 – Evaporador EHX desenvolvido pela BMW, adaptado de [Horst *et al.* (2013)].

A Tabela 2.2 mostra, em resumo, os evaporadores utilizados nos estudos dos autores e empresas referidos.

Tabela 2.2 – Evaporadores utilizados nos sistemas de RC de vários autores/empresas.

Empresa/autor	Tipo de Evaporador	Tipo de MCI	Referência
Hounsham <i>et al.</i>	“ <i>Shell-and-Tube</i> ” $A_{evap} = 4,36 \text{ m}^2$	Caterpillar 7200 cm ³ Diesel	Hounsham <i>et al.</i> (2008)
BMW	“ <i>Shell-and-Tube</i> ” EHX	BMW 528i, 3000 cm ³ Gasolina	Horst <i>et al.</i> (2013)
Pei <i>et al.</i>	Placas $A_{evap} = 7,54 \text{ m}^2$	-	Li <i>et al.</i> (2011) Pei <i>et al.</i> (2011)
AVL	“ <i>Shell-and-Tube</i> ” $A_{evap} = 3,4 \text{ m}^2$	Cummins ISM 10800 cm ³ Diesel	Park <i>et al.</i> (2011) Teng <i>et al.</i> (2011)

2.3.3 Condensador

O condensador é o componente do RC responsável pela passagem do fluido de trabalho do estado gasoso ao estado líquido. É, tal como o evaporador, um permutador de calor, pois tem a função de retirar calor do fluido de trabalho para que mude de fase. Então, é crucial que se saiba qual o fluido de trabalho a utilizar, para que se conheçam a sua temperatura e pressão de condensação, com a finalidade de selecionar um condensador de tamanho adequado às necessidades de arrefecimento do RC. Os fluidos orgânicos mais comumente utilizados como fluidos de trabalho geralmente possuem temperatura de condensação mais baixas do que, por exemplo, a água, o que obriga à utilização de um condensador com maior área de transferência de calor (maiores dimensões).

Dos vários tipos de permutadores de calor existentes, para utilização no RC é adequada a utilização de um permutador do tipo ar/líquido. A razão desta afirmação baseia-se na necessidade de existir um circuito de refrigeração adicional caso se utilizasse um permutador do tipo líquido/líquido, o que não é viável num RC devido à economia de espaço. Então, sabendo que as pressões e temperaturas de condensação são menores que as de evaporação, poderá usar-se um tipo de permutador que suporte pressões inferiores e que consiga cumprir os requisitos de diminuição de temperatura. Pode então aferir-se que o tipo de permutador de calor ideal para utilização num RC será do tipo “*plate/fin*”, como mostra a Figura 2.7 – são compactos, cumprem os requisitos de pressão e temperatura necessários e são muito comuns na indústria automóvel, o que facilita muito a sua escolha.

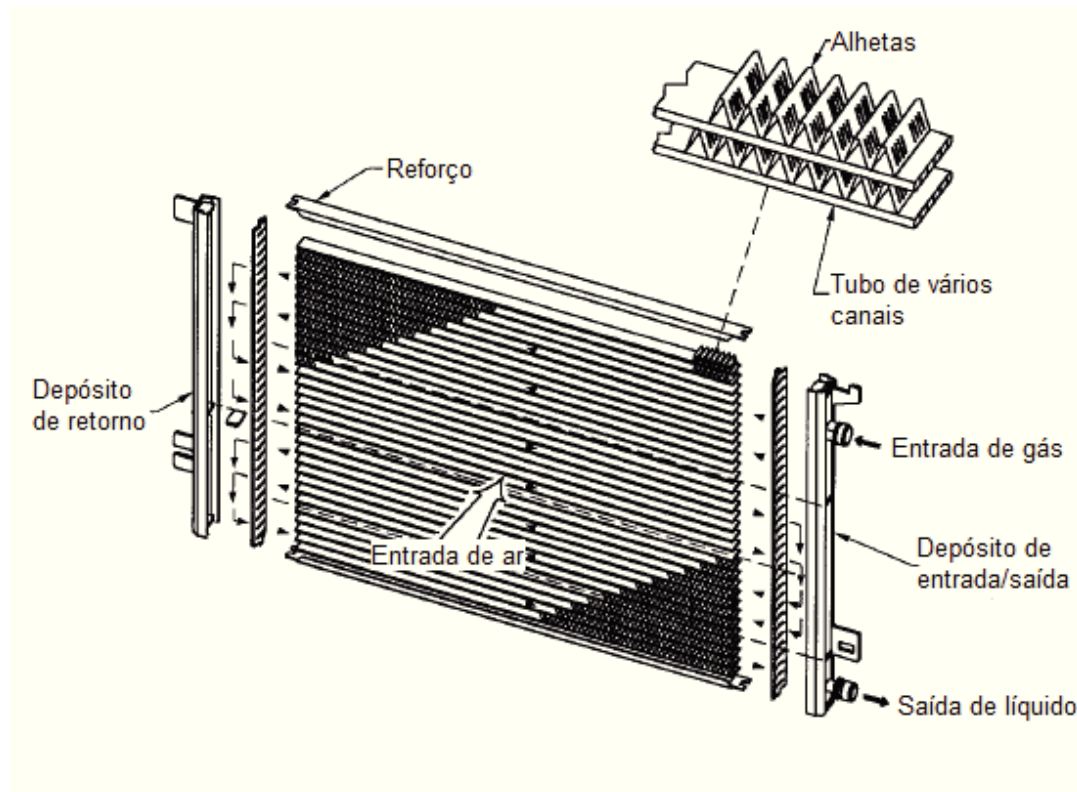


Figura 2.7 – Esquema representativo de um permutador de calor do tipo “*plate/fin*”, adaptado de [Shah e Sekulic (2003)].

Tendo em consideração este tipo de permutador de calor, verifica-se que a sua capacidade de arrefecimento depende da temperatura ambiente. Para diminuir o impacto dessa variável não controlável, pode acoplar-se ao condensador uma ventoinha, retirando mais eficazmente o calor necessário do fluido de trabalho por convecção forçada, que pode ser controlada através da variação de velocidade de rotação da ventoinha.

A empresa AVL [e.g., Park *et al.* (2011), Teng *et al.* (2011)] escolheu para a sua montagem experimental um condensador do tipo “*Shell-and-Tube*” com 770 mm de comprimento e 101 mm de diâmetro, com cinco deflectores internos para aumentar a área de transferência de calor, que o dimensionamento estipulou que tinha que ser superior a 0,87 m². A potência térmica que consegue rejeitar é igual a 104 kW, com temperatura de condensação do fluido de trabalho (etanol) de 353 K. O \dot{m}_f que atravessa o condensador é igual a 0,123 kg/s [e.g., Park *et al.* (2011), Teng *et al.* (2011)].

Os investigadores Gang Pei *et al.* (2011) escolheram um condensador de placas, constituído por 120 placas, com área de transferência de calor igual a 12 m². Na totalidade, o comprimento é igual a 400 mm e a largura igual a 250 mm. Funciona com R123 como fluido de trabalho, com \dot{m}_f igual a 0,13 kg/s [Li *et al.* (2011)] [Pei *et al.* (2011)].

A Tabela 2.3 mostra, em resumo, os condensadores utilizados nos estudos dos autores e empresas referidos.

Tabela 2.3 – Condensadores utilizados nos sistemas de RC de vários autores/empresas.

Empresa/autor	Tipo de Condensador	Tipo de MCI	Referência
Pei <i>et al.</i>	Placas $A_{evap} = 12 \text{ m}^2$	-	Li <i>et al.</i> (2011) Pei <i>et al.</i> (2011)
AVL	“Shell-and-Tube” $A_{evap} = 0,87 \text{ m}^2$	Cummins ISM 10800 cm ³ Diesel	Park <i>et al.</i> (2011) Teng <i>et al.</i> (2011)

2.3.4 Expansor

O elemento expansor do RC desempenha um papel fundamental no processo de conversão da energia térmica recuperada no evaporador para energia mecânica. É o componente do qual dependerá mais a eficiência do RC, que é ditada pelo trabalho mecânico gerado em função da potência térmica transferida – o trabalho mecânico fica a cargo do expansor.

Para selecionar um expansor, devem ter-se em conta características tais como eficiência isentrópica, razão de expansão, potência de saída, se necessita ou não de lubrificação, velocidade de rotação, complexidade, equilíbrio dinâmico, fiabilidade e custo. Podem considerar-se dois tipos de expansores: turbinas e expansores volumétricos, cada um com as suas características, vantagens e desvantagens.

As turbinas são expansores do tipo dinâmico, ou seja, adicionam quantidade de movimento ao fluido através do movimento rápido de pás ou outro tipo de mecanismos especiais. Para o seu dimensionamento, os parâmetros mais importantes são: a razão de expansão,

temperatura de entrada e caudal mássico de fluido. São limitadas pela velocidade tangencial de rotação do rotor que, relacionada com a velocidade de entrada de fluido, é um fator crítico no rendimento da turbina, razão essa que determina que uma turbina de pequena escala deve girar a velocidades muito elevadas para manter um bom rendimento, velocidades essas que não toleram a formação de condensação durante a expansão. Esta razão de velocidades está intrinsecamente ligada com a forma e orientação dos triângulos de velocidades no interior da turbina, no centro e periferia do rotor [Santos *et al.* (2011)]. A Figura 2.8 mostra uma turbina típica, com um gerador acoplado no veio.

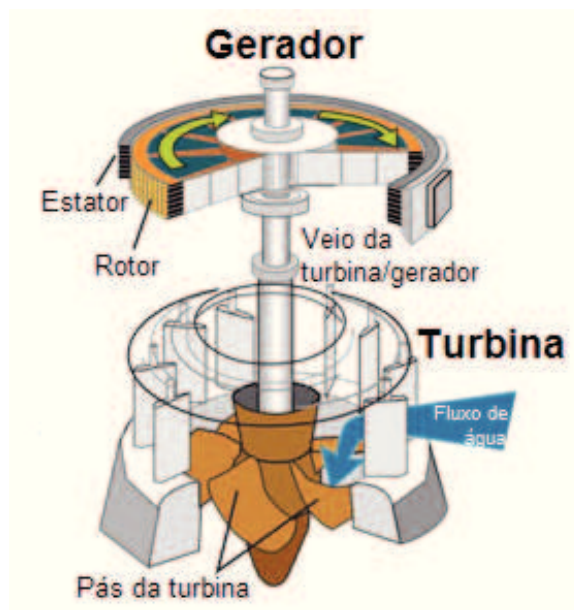


Figura 2.8 – Turbina com gerador acoplado.

A velocidade específica n_T de uma turbina é um parâmetro que pode ser usado para estimar a sua eficiência, e é dada pela equação 2.1, onde N_T representa a velocidade de rotação do veio, \dot{V}_f o caudal volumétrico de fluido e Δh_T a queda isentrópica de entalpia:

$$n_T = 2.\pi.N_T.\frac{\sqrt{\dot{V}_f}}{\Delta h_T^{0,75}} \quad [\text{rad/s}] \quad (2.1)$$

A velocidade específica é muito sensível à alteração de cada um dos parâmetros da equação 2.1, o que causa uma grande sensibilidade da eficiência de funcionamento de uma turbina às condições de funcionamento [Santos *et al.* (2011)]. Para utilização num RC instalado num veículo automóvel uma turbina deve ser de pequenas dimensões, e sendo

uma tecnologia já madura, tem-se demonstrado que conseguem atingir eficiências isentrópicas até 85% [Santos *et al.* (2011)]. Sendo consideradas máquinas de precisão, o seu custo é mais elevado.

Um expansor volumétrico comprime um fluido por variação de volume. Este é admitido por uma entrada que posteriormente se fecha, o fluido é “esmagado” e então direcionado para uma saída. Então, a razão de expansão de um expansor deste tipo é dada como a razão entre o volume específico de saída e o volume específico de entrada do fluido. Nas zonas de esmagamento internas, dimensionadas para uma determinada razão de expansão, o fluido irá expandir e gerar trabalho útil, com velocidade de rotação inferior à de uma turbina, o que permite uma certa tolerância a condensação durante a expansão. Deve selecionar-se um expansor volumétrico com uma razão de expansão igual à razão de expansão do fluido de trabalho [Santos *et al.* (2011)]. A razão de expansão de um fluido de trabalho varia com a temperatura, o que irá, em alguns regimes de operação do RC, desadequar o expansor escolhido de acordo com essa razão de expansão. Então, para resolver este problema, poderão implementar-se expansores volumétricos com mecanismos que permitam a variação da razão de expansão.

Expansores volumétricos do tipo “*Vane*” são equipamentos simples, robustos e compactos (Figura 2.9). Suportam pressões elevadas e são tolerantes a expansões com possível formação de condensação. Apresentam duas desvantagens fulcrais – elevadas perdas por atrito e suscetibilidade a fugas.

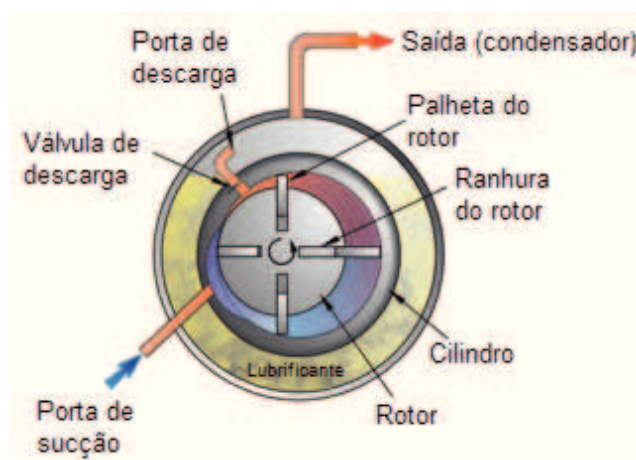


Figura 2.9 – Expansor volumétrico do tipo “*Vane*”.

Os expansores do tipo “*Scroll*” caracterizam-se por possuir uma geometria complexa que exige tolerâncias de construção baixas (Figura 2.10). A sua razão de expansão está limitada pelo número de voltas da espiral e é geralmente inferior a 5. Esse facto constitui uma limitação crucial na sua aplicação em RCs para veículos automóvel, visto que é necessária uma razão de expansão muito superior. Outra limitação é o volume varrido, que depende do tamanho da espiral e diâmetro do expansor. Tal como o expansor do tipo “*Vane*”, um dos inconvenientes é a suscetibilidade a fugas. A necessidade de lubrificação é outro contratempo, que obrigaria à instalação de um circuito de óleo dedicado, inviável num RC onde a economia de espaço é um requisito. Os expansores “*Scroll*” que têm sido utilizados até hoje são protótipos construídos a partir de outros compressores, com eficiências isentrópicas a variar entre 48% e 65%.

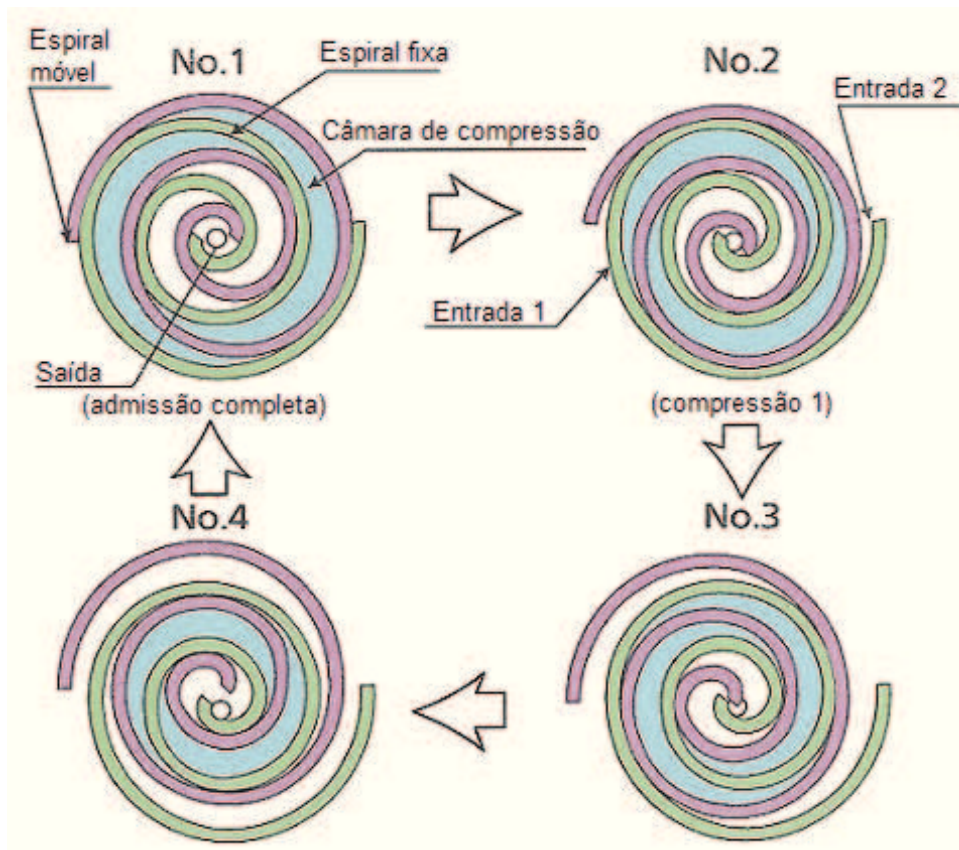


Figura 2.10 – Expansor volumétrico do tipo “*Scroll*”.

Os compressores volumétricos de êmbolos, como um MCI, comprimem o fluido pelo movimento de êmbolos (Figura 2.11). Suportam valores mais elevados de pressão, o que os torna mais adequados para utilizar num RC, por se provarem mais eficientes. As pressões

de serviço mais altas constituem, porém, um problema, também neste caso relacionado com fugas. As perdas por atrito são elevadas, no entanto, possuem tolerância à formação de condensação durante a expansão. Uma grande desvantagem deste tipo de expansores é a necessidade de introduzir um sistema para controlo das válvulas de entrada e saída de fluido, tal como existe num MCI, o que aumenta a sua complexidade.

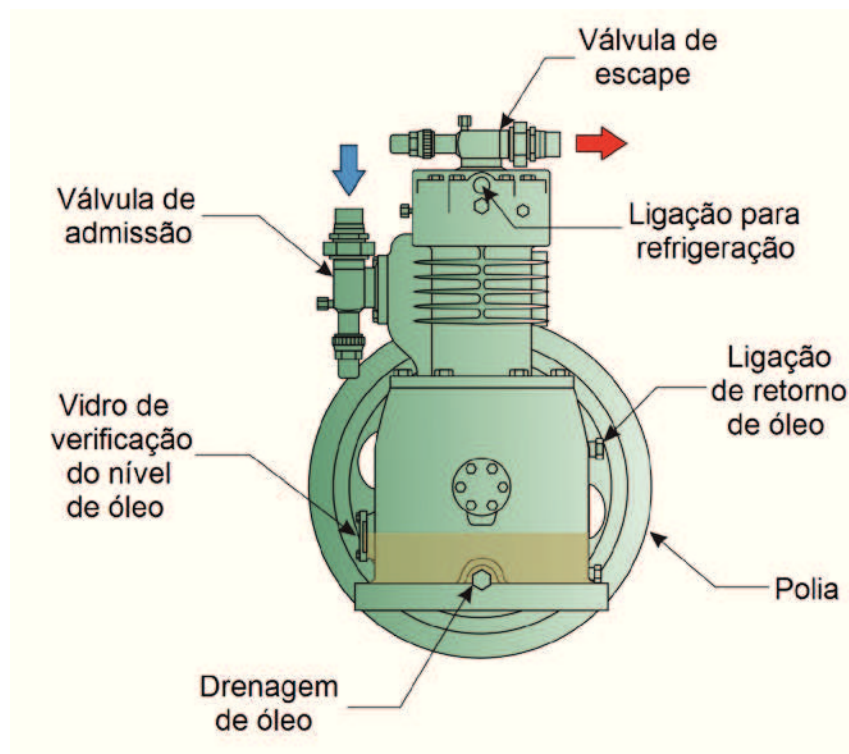


Figura 2.11 – Expansor volumétrico de êmbolos.

Para aplicação num RC integrado num veículo automóvel, os compressores volumétricos utilizam baixas velocidades de rotação, o que facilita a sua ligação a um MCI porque não obrigam à utilização de caixas de velocidades complexas, como é o caso de uma turbina, devido às suas velocidades de rotação muito elevadas. Uma alternativa a esta desvantagem das turbinas é a utilização das mesmas em conjunto com um gerador acoplado ao veio para geração de energia elétrica para uso direto no veículo. As turbinas, no entanto, mostram-se mais promissoras a nível de capacidades do que os compressores volumétricos – para o mesmo tamanho de máquina, conseguem expandir maiores caudais mássicos de fluido, o que permite maior miniaturização e as torna mais adequadas para uso num RC que requeira componentes pequenos e com potência de saída elevada. No entanto, deve-se tomar em conta o problema da condensação durante a expansão, que numa turbina pode significar

destruição do equipamento e baixo rendimento. Num RC a pressão de serviço pode ser elevada se o fluido de trabalho assim o necessitar, o que constitui um desafio de dimensionamento para qualquer tipo de expensor, porque essa pressão alta tem de ser mantida e não é tolerável a existência de fugas.

No que diz respeito a expansores utilizados para construir RCs na indústria automóvel, vários fabricantes usam diferentes tipos de equipamento. A BMW usou inicialmente dois expansores do tipo “*Vane*”, que substituiu por expansores de êmbolos, com eficiências de 55%, acoplados à cambota do MCI [Santos *et al.* (2011)]. Num trabalho mais recente, datado de início de 2013 [Horst *et al.* (2013)], a marca anuncia num trabalho de dimensionamento de um evaporador que a máquina expansora é uma turbina com admissão de fluido variável, ligada a um gerador que transmite energia elétrica para o sistema *On-Board* do veículo. A Honda [Endo *et al.* (2007)] [Kadota e Yamamoto (2008)] desenhou um expensor de êmbolos compacto com um gerador a partilhar o mesmo veio, que opera entre 70 e 90 bar.

A Cummins [Briggs *et al.* (2010)] anunciou a utilização de uma turbina como expensor no seu protótipo de RC. A turbina apresenta uma potência de 4,3 kW e gira a 80000 rpm, com dimensões de 0,38 m de comprimento e 0,15 m de diâmetro.

Os investigadores Zhang *et al.* (2011) utilizaram um motor Wankel como expensor no seu trabalho experimental, com potência de saída de 727,8 W e eficiência isentrópica de 79,42%. Tem como vantagens ser pequeno e leve, e deve entregar a energia gerada ao MCI por meios de uma ligação mecânica [Zhang *et al.* (2011)].

A empresa AVL [e.g., Park *et al.* (2011), Teng *et al.* (2011)] utiliza uma turbina, resultante da modificação de um turbocompressor Garrett GT25, com 53 mm de diâmetro e transfere potência para o compressor de 60 mm de diâmetro, no mesmo eixo de rotação. Foi medida uma potência da turbina de 9,12 kW. A razão de expansão do compressor está limitada a 2,0, o que permite um controlo da velocidade de rotação da turbina para uma gama de 50000 rpm a 120000 rpm, velocidades adequadas ao funcionamento de um alternador de alta velocidade [e.g., Park *et al.* (2011), Teng *et al.* (2011)].

Os investigadores Gang Pei *et al.* (2011) dimensionaram e fabricaram uma turbina para expandir R123, com razão de expansão de 7,1, velocidade de rotação de 60000 rpm, eficiência isentrópica superior a 71% e potência máxima de saída de 3,3 kW. Funciona com $\dot{m}_f = 0,138$ kg/s. Foi ligada a um gerador com uma caixa de velocidades de razão 20:1 devido à velocidade demasiado elevada de rotação da turbina para funcionamento correto do gerador [Li *et al.* (2011)] [Pei *et al.* (2011)].

Em suma, a Tabela 2.4 mostra os expansores utilizados nos estudos dos autores e empresas referidos.

Tabela 2.4 – Expansores utilizados nos sistemas de RC de vários autores/empresas.

Empresa/autor	Tipo de Expansor	Tipo de MCI	Referência
Honda	Êmbolos + gerador	Honda Stream, 2000 cm ³ Gasolina/Elétrico	Endo <i>et al.</i> (2011)
BMW	Turbina + gerador	BMW 528i, 3000 cm ³ Gasolina	Horst <i>et al.</i> (2013)
Cummins	Turbina + gerador	GM 1900 cm ³ Diesel	Briggs <i>et al.</i> (2010)
Pei, <i>et al.</i>	Turbina + gerador	-	Li <i>et al.</i> (2011) Pei <i>et al.</i> (2011)
Zhang, <i>et al.</i>	Motor Wankel	Toyota 8A-FE 1300 cm ³ Gasolina	Zhang <i>et al.</i> (2011)
AVL	Turbina + gerador	Cummins ISM 10800 cm ³ Diesel	Park <i>et al.</i> (2011) Teng <i>et al.</i> (2011)

2.4 Controlo eletrónico

Depois de selecionados os componentes principais do RC, é necessário controlar, com os meios disponíveis, o seu comportamento e desempenho. O MCI funciona com frequência em regime transiente, o que significa uma constante mudança do calor disponível para aproveitar e, conseqüentemente, uma necessidade de ajuste do RC. Então, o sistema necessita de um módulo de controlo eletrónico, que receba dados de pressão, temperatura e caudal, de modo a aferir em tempo real os ajustes a fazer no RC para que a sua eficiência seja o mais alta possível. O módulo de controlo tem a função de otimização do funcionamento do RC.

Os principais dados de entrada são \dot{m}_g e $T_{g,in}$. Deve medir-se o valor de \dot{m}_g para que, a partir desse valor, o módulo de controlo calcule o valor de \dot{m}_f necessário para garantir pressão e temperatura de evaporação. Para obter o valor de \dot{m}_g , a primeira consideração a fazer é que no escape do veículo não existe nenhum sensor de caudal para o efeito, e colocar um sensor iria encarecer o sistema. Então, devem ler-se valores de sensores já existentes no veículo automóvel que permitam efetuar esse cálculo.

Para satisfazer os requisitos do RC devido à constante variação de \dot{m}_g , pode exercer-se atuação elétrica sobre dois parâmetros: a velocidade de rotação da bomba e do expansor. Cada parâmetro irá ajustar o \dot{m}_f necessário em cada etapa – a velocidade de rotação da bomba ajusta a temperatura e pressão de entrada do fluido no evaporador, e a velocidade do expansor ajusta os valores de pressão e temperatura de condensação – e este valor de caudal deve ser medido antes do componente de variação, ou seja, deve ser medido antes da entrada do fluido de trabalho na bomba. O módulo de controlo deve obter o valor da pressão e temperatura do fluido de trabalho antes e depois de cada elemento principal (evaporador, expansor, condensador e bomba), para que possa ter informação necessária do efeito da alteração de \dot{m}_f para efetuar possíveis correções.

Caso se trate de um protótipo experimental de um RC e seja necessário um estudo da influência dos componentes no desempenho do MCI, deve medir-se a pressão e temperatura no escape do veículo antes e depois do evaporador – é necessário medir a pressão para entender a influência do evaporador na pressão de escape e tirar conclusões acerca da sua escolha ou dimensionamento, e deve ser medida a temperatura para perceber quanto é que esta variou, e o efeito dessa variação no calor aproveitado pelo evaporador. Então, para a elaboração de um módulo de controlo simples com vista à implementação no RC de um veículo automóvel, as variáveis que devem ser lidas são 15: \dot{m}_{ar} , $\frac{A}{F}$ (obtido pela medição do valor de lambda no escape do veículo), \dot{m}_f , valores de temperatura e pressão do fluido de trabalho em 4 pontos do RC (p_1 , p_2 , p_3 , p_4 e T_1 , T_2 , T_3 , T_4), perda de carga no evaporador (Δp_g , dois sensores de pressão) e a temperatura no escape antes e depois do evaporador (ΔT_g , dois sensores de temperatura).

Depois de listar as variáveis a ler pelo módulo de controlo, devem discriminar-se as variáveis sobre as quais o módulo de controlo efetuará atuação. Deve existir pelo menos um componente que desative completamente o RC em caso de emergência ou de eficiência demasiado reduzida. O valor de temperatura dos gases de escape pode ser demasiado baixo, insuficiente para evaporar o fluido de trabalho ou para que o expansor funcione numa gama de boa eficiência. Esse componente poderá ser uma electroválvula ligada em paralelo com o escape do veículo, de modo a desativar completamente a transferência de calor no evaporador fazendo “*bypass*” dos gases de escape, em conjunto com outra electroválvula ligada em paralelo com o expansor, para desvio de fluxo, caso o fluido necessite de mais sobreaquecimento para garantir uma expansão livre de condensação [Tona *et al.* (2012)]. Tendo estes factos em consideração, para além da variação de velocidade de rotação da bomba N_B e do expansor N_T , deve ser exercida atuação sobre duas electroválvulas – “*bypass*” do evaporador, VV_{evap} , e “*bypass*” do expansor, VV_T .

Note-se que a bomba não poderá ser ligada diretamente ao módulo de controlo. Necessita de um dispositivo que faça o controlo eletrónico dos pulsos a enviar para o motor da bomba para a regulação da velocidade de rotação. No caso de um motor DC, esse controlo deve ser feito por PWM (Pulse Width Modulation), variando a tensão de entrada através do número de pulsos por unidade de tempo. É a tensão de alimentação do motor que determina o tempo que está ligado, e se essa tensão for pulsada, pode controlar-se a velocidade do motor. Para o efeito, basta utilizar um controlador de PWM que suporte os requisitos de potência de funcionamento da bomba.

O sistema de controlo descrito conta com 15 linhas de entrada e 4 linhas de saída, mas pode ser otimizado. Analisando o seu funcionamento, verifica-se que apenas controla o RC em função dos gases de escape e da resposta do próprio RC nas várias etapas de funcionamento, ignorando a condição atual de operação do veículo. Introduzindo no módulo a leitura do sensor de velocidade das rodas e do sensor de posição do pedal de acelerador, consegue determinar-se se o veículo está a andar ou parado, a velocidade a que circula, se está em aceleração ou não e a percentagem de aceleração. Otimizando o controlo dessa forma, poderá ajustar-se melhor o funcionamento do RC às condições de funcionamento transiente do MCI.

2.5 Estudos antecedentes

O valor da eficiência de um RC é o valor que pesa na avaliação de rendimento e viabilidade da tecnologia utilizada, que irá levar à obtenção dos valores de diminuição de consumo de combustível. É ditado pela potência gerada pelo expensor, pela potência consumida pela bomba e pela potência térmica disponível no evaporador que irá ser aproveitada.

A potência gerada pelo expensor é dada pela equação 2.2, e depende do caudal mássico de fluido de trabalho e da variação de entalpia do fluido de trabalho ao passar no seu interior, Δh_T :

$$\dot{W}_T = \dot{m}_f \cdot \Delta h_T \quad [\text{W}] \quad (2.2)$$

A potência consumida pela bomba é dado pela equação 2.3, também dependente da respetiva variação de entalpia do fluido de trabalho, Δh_B :

$$\dot{W}_B = \dot{m}_f \cdot \Delta h_B \quad [\text{W}] \quad (2.3)$$

Então, o valor da eficiência (primeira lei da termodinâmica) do RC é dado pela equação 2.4, que irá também depender da potência térmica disponível para aproveitamento nos gases de escape, \dot{Q}_{evap} :

$$\eta_{RC} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_B}{\dot{Q}_{evap}} \times 100 \quad [\%] \quad (2.4)$$

Quando se confronta este valor de eficiência termodinâmica do RC com o valor de eficiência termodinâmica de um MCI ao qual esteja agregado, pode estimar-se o novo valor de eficiência total do sistema RC+MCI, tal como a percentagem de diminuição do consumo de combustível.

Dentro do tema da eficiência, é importante frisar os sistemas de RC desenvolvidos pelos fabricantes automóveis, já que são desenvolvidos exclusivamente para aproveitar potência

térmica residual de MCIs. Nesta fase, depois de explicados todos os conceitos-chave de funcionamento de um RC simples aplicado a veículos automóveis, faz sentido expor o que é o estado da arte neste tipo de sistemas. São os mais adequados para utilização em veículos automóveis, mas estando esta tecnologia ainda em maturação, necessita ainda de profissionais do ramo automóvel dedicados a investigá-la, para a sua aplicação com a máxima eficiência num MCI e respetivas condições transientes de funcionamento na quase totalidade do seu tempo de operação.

A BMW [Horst *et al.* (2013)] encontra-se em investigação e desenvolvimento do seu sistema de RC denominado “*Turbosteamer*” (Figura 2.12).

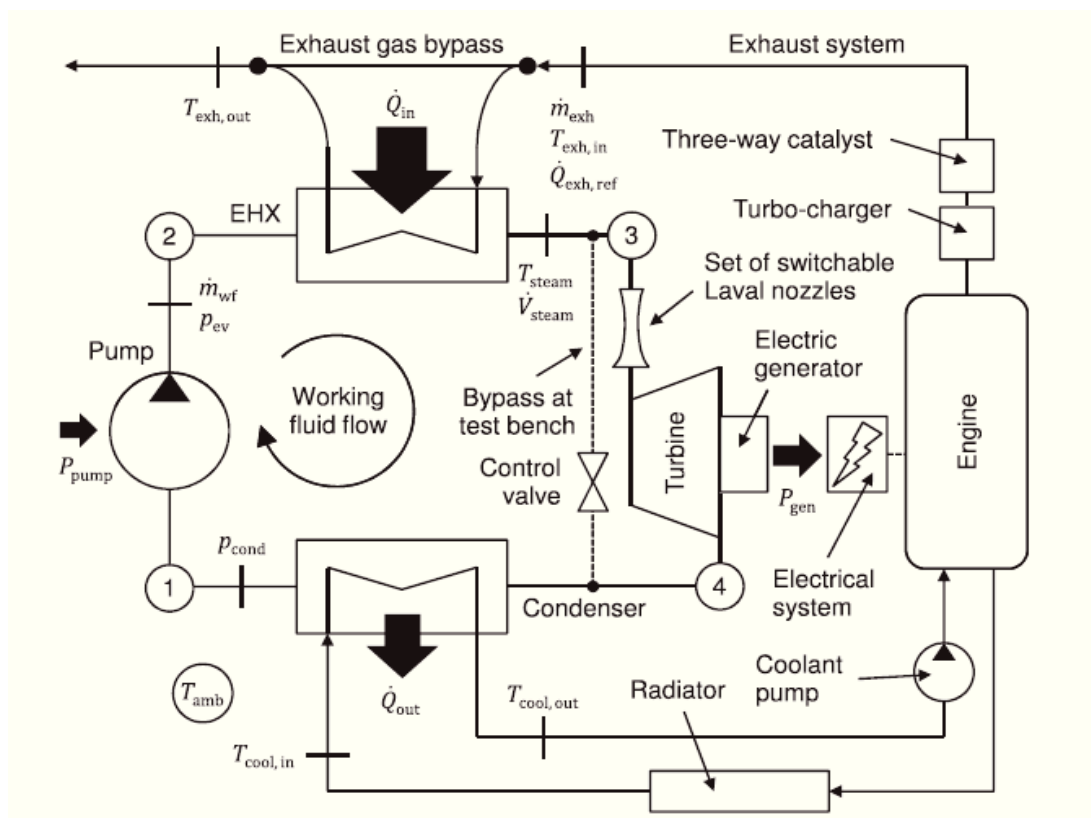


Figura 2.12 – Sistema BMW “*Turbosteamer*” [Horst et al. (2013)].

Este projeto da marca alemã já passou por várias fases – uma delas foi a utilização de dois ciclos de RC em funcionamento conjunto, um para baixa temperatura e outro para alta temperatura, que embora aproveitassem mais calor perdido, não eram economicamente viáveis e sendo dois sistemas de RC tornavam o sistema “*Turbosteamer*” mais complexo e

de difícil manutenção. Então, a iteração conhecida mais recente do sistema da BMW passa por um RC simples, com alguns aperfeiçoamentos que favorecem claramente a eficiência. O sistema “*Turbosteamer*” atualmente conta com um MCI de quatro cilindros turboalimentado como fonte de calor, e com os quatro componentes mais importantes de um RC – evaporador, expansor, condensador e bomba – onde a energia mecânica gerada é aproveitada para utilização no sistema elétrico do veículo. Como melhoramentos ao RC simples, conta com um dispositivo antes do expansor (turbina) que permite a variação de admissão de fluido de trabalho, o que permite um controlo muito mais eficaz do RC, por variação da velocidade de rotação do expansor. Possui dois sistemas de “*bypass*”, um no escape e outro no expansor, por razões de segurança dos equipamentos e minimização do efeito do evaporador na pressão de escape. O evaporador, como referido anteriormente, foi modelado pela própria BMW. O condensador é um permutador de calor do tipo líquido/líquido, visto que se encontra ligado ao sistema de refrigeração do MCI sendo, portanto, um condensador que permite refrigeração líquida. Funciona a pressão máxima de 7 bar e temperatura máxima de 573 K, e o fluido de trabalho é a água. O valor da eficiência é ainda desconhecido, visto que o sistema ainda se encontra em desenvolvimento, mas espera-se que seja elevada, visto que a tecnologia empregue proporciona um controlo muito eficaz do RC.

Por sua vez, a Honda [Endo *et al.* (2007)] [Kadota e Yamamoto (2008)] desenvolveu um sistema de RC aplicado num veículo de testes, um Honda Stream com um MCI de 2000 cm³ de cilindrada com injeção direta. É também um RC simples, com o evaporador incorporado no catalisador, excluindo a necessidade de acrescentar um componente no escape. O expansor é volumétrico de êmbolos, muito semelhante em construção a alguns compressores de ar condicionado utilizados na indústria automóvel. O expansor encontra-se ligado a um gerador, cuja corrente de saída é utilizada para carregar a bateria do veículo. O condensador é do tipo ar/líquido, montado na dianteira do veículo. Para evitar a dissipação de calor no próprio MCI, as condutas de escape na cabeça do motor possuem isolamento térmico. O sistema de controlo do RC mantém um intervalo de temperaturas máximas do fluido de trabalho (água) entre 673 e 773 K e um intervalo de pressões máximas de água entre 70 e 90 bar. A potência máxima do expansor é declarada como sendo 32 kW. O valor máximo de eficiência do RC é igual a 13% a uma potência de 23 kW, e com o veículo de teste a circular a uma velocidade constante de 100 km/h o RC

aumentou a eficiência térmica do MCI em 3,8%. Foi declarado por um dos responsáveis do projeto que o sistema terá que atingir valores de eficiência mais altos para que a Honda considere a sua entrada em produção [Endo *et al.* (2007)] [Kadota e Yamamoto (2008)].

Os autores Zhang *et al.* (2011), da Universidade Xi'an Jiaotong, elaboraram um RC experimental para aplicação num MCI. O motor escolhido foi um Toyota 8A-FE, de quatro cilindros em linha, DOHC de 16 válvulas, 1342 cm³ de cilindrada, injeção multiponto eletrónica, potência máxima de 63 kW, binário máximo de 110 N.m às 5200 rpm e razão de compressão de 9,3. O RC funciona com R113 como fluido de trabalho, e é esquematizado na Figura 2.13.

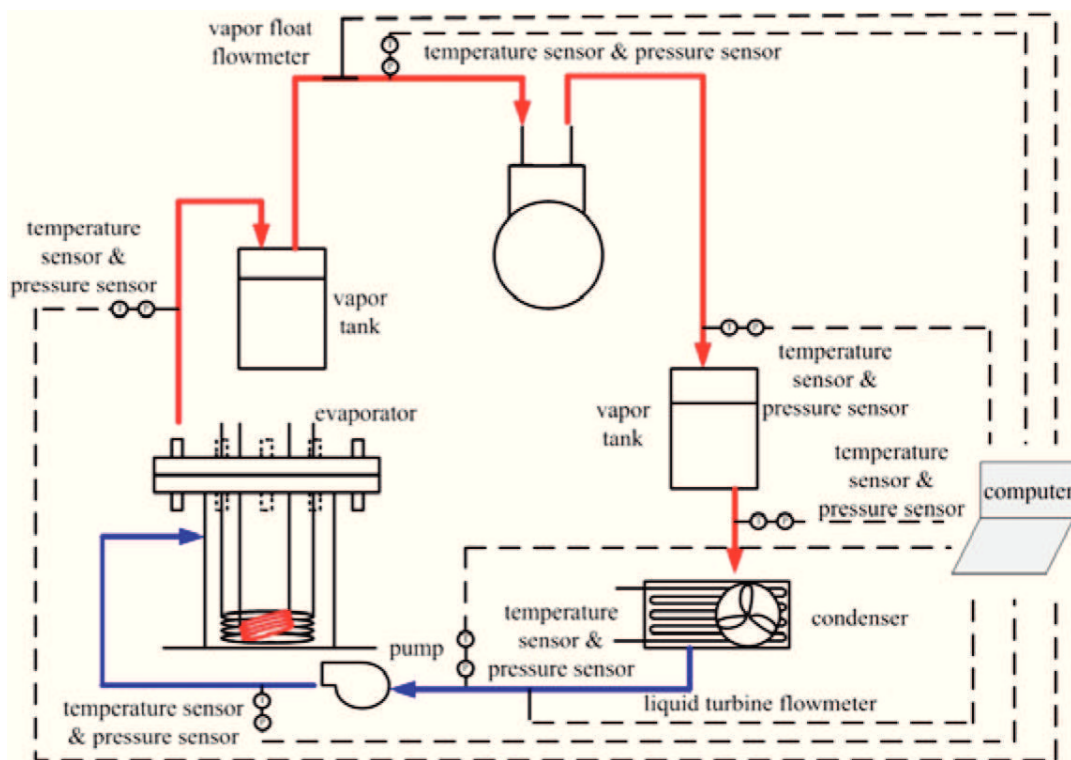


Figura 2.13 – Esquema do RC experimental da Universidade Xi'an Jiaotong [Zhang *et al.* (2011)].

O sistema é composto por um evaporador, dois depósitos de gás (antes e depois do expansor), um pequeno motor Wankel como expansor, já referido anteriormente, um condensador ar/líquido com uma ventoinha a possibilitar convecção forçada, e uma bomba de combustível igual à usada no veículo de testes. O aparato experimental encontra-se ligado a um sistema de aquisição de dados feito no *software* LabVIEW, com sensores de pressão e temperatura nos pontos-chave do RC. O sistema de RC não satisfaz o requisito

de tamanho para implementação num veículo automóvel, embora tenha sido testado com um MCI. Uma das limitações deste RC é o evaporador, que é apenas um armazenador de pressão usado para simular a potência dos gases de escape. Como parâmetros de funcionamento, conta com valores de temperatura máxima de funcionamento igual a 378 K, pressão máxima de funcionamento de cerca de 5 bar, caudal volumétrico de R113 igual a 7×10^{-4} m³/s, potência de saída igual a 727,8 W e eficiência térmica de 14,44% [Zhang *et al.* (2011)].

No final de 2011, a empresa AVL [e.g., Park *et al.* (2011), Teng *et al.* (2011)] terminou o desenvolvimento de um sistema de RC para utilização em motores Diesel de veículos pesados, que aproveita calor perdido no sistema de EGR. O sistema foi aplicado a um MCI 2006MY Cummins ISM, motor Diesel, de cilindrada igual a 10800 cm³. O fluido de trabalho utilizado é o etanol. É composto por um evaporador (gás/líquido) e condensador (líquido/líquido) do tipo “*Shell-and-Tube*”, um sobreaquecedor montado a seguir ao evaporador, uma turbina como expensor ligada a um compressor para aproveitamento da energia gerada pelo RC, um recuperador devido ao tipo de fluido de trabalho, uma bomba elétrica e um reservatório de fluido de trabalho (Figura 2.14) [Teng (2010)].

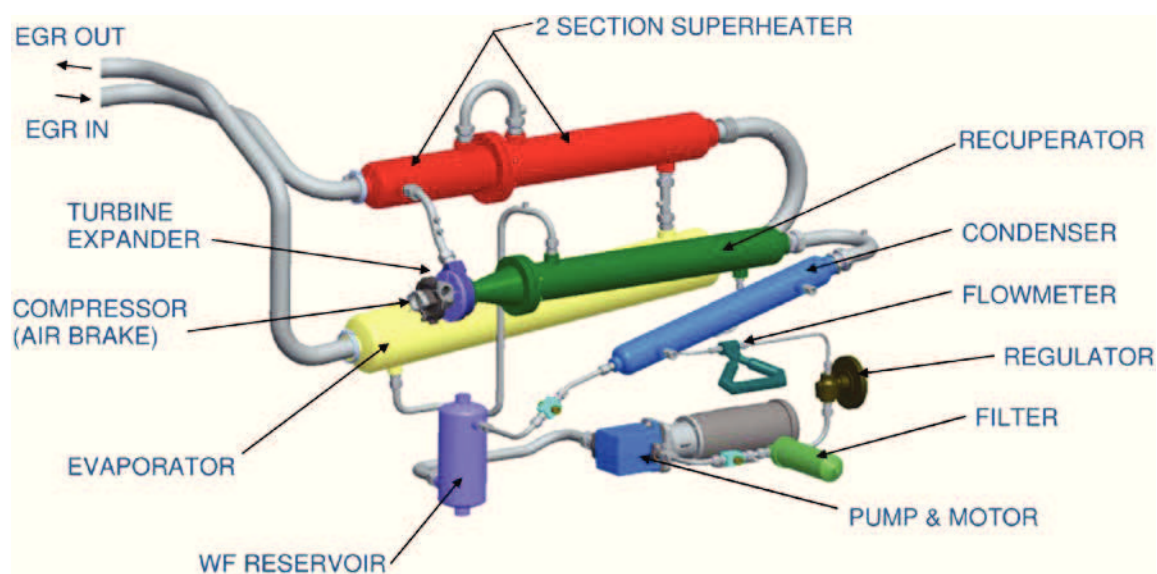


Figura 2.14 – RC experimental da empresa AVL [Teng (2010)].

A turbina, como referido anteriormente, é da marca Garrett, modelo GT25, modificada para servir como expensor mas com necessidade de lubrificação através de um circuito

externo, e a bomba elétrica é do tipo “*Vane*”, marca e modelo Vickers VMQ com 10 cm³ de dupla ação (reduz a fricção interna e possibilidade de fugas). Esta funciona a uma pressão de 4,3 bar, com $\dot{m}_f = 0,123$ kg/s. Para facilitar os processos termodinâmicos inerentes ao seu funcionamento no RC, o evaporador encontra-se montado com um ângulo de 5°, e o condensador com um ângulo de 15°, inclinação essa que pode verificar-se na Figura 2.14. São utilizadas duas válvulas, antes e depois do compressor, para impedir a entrada de ar no sistema quando este é desligado – a pressão de condensação do etanol é inferior à pressão atmosférica, que com o sistema desligado se encontra no estado líquido. A temperatura de evaporação neste sistema de RC é igual a 393 K, e a potência máxima de saída da turbina é igual a 9,12 kW. A eficiência do sistema mostrou-se igual a 16,6%, e é esperada deste RC uma melhoria do consumo de combustível do MCI entre 3 e 5% [e.g., Park *et al.* (2011), Teng *et al.* (2011)].

Os investigadores Pei *et al.* (2011), da Universidade de Ciência e Tecnologia da China, propuseram um protótipo experimental de um RC não agregado a um MCI. O fluido de trabalho é o R123. O evaporador e condensador são de placas, possui um separador e um depósito de R123 entre o condensador e a bomba, esta última da marca GRUNDFOS, modelo CR1-30. O expensor é uma turbina com potência máxima de saída de 3,3 kW. A pressão de serviço é de 7,86 bar, e a temperatura máxima antes da turbina é de 373 K. Já referido anteriormente, o $\dot{m}_f = 0,138$ kg/s. A eficiência máxima atingida neste RC é igual a 6,8% [Li *et al.* (2011)] [Pei *et al.* (2011)].

A Tabela 2.5 resume os estudos dos autores e empresas referidos com os respetivos valores de potência de saída da turbina e eficiência do RC.

Tabela 2.5 – Sistemas de RC de vários autores/empresas.

Empresa/ autor	Fluido de Trabalho	Tipo de MCI	Potência de Saída da Turbina	Eficiência do RC	Referência
Honda	Água	Honda Stream, 2000 cm ³ Gasolina/Elétrico	23 kW	13%	Endo <i>et al.</i> (2011)
BMW	Água	BMW 528i, 3000 cm ³ Gasolina	-	-	Horst <i>et al.</i> (2013)
Pei, <i>et al.</i>	R123	-	3,3 kW	6,8%	Li <i>et al.</i> (2011) Pei <i>et al.</i> (2011)
Zhang, <i>et al.</i>	R113	Toyota 8A-FE 1300 cm ³ Gasolina	727,8 W	14,44%	Zhang <i>et al.</i> (2011)
AVL	Etanol	Cummins ISM 10800 cm ³ Diesel	9,12 kW	16,6%	Park <i>et al.</i> (2011) Teng <i>et al.</i> (2011)

Após a análise dos sistemas de RC já existentes e em estudo, verifica-se que a sua eficiência varia entre 6,8% e 16,6%. Este tipo de tecnologia evolui no sentido do aumento da eficiência do ciclo, para que a sua influência no MCI ao qual se aplique possa justificar a introdução deste tipo de sistemas em veículos de produção.

Metodologia

3.1 Caracterização do ciclo de Rankine experimental

Neste capítulo será caracterizado o RC experimental a elaborar. Depois de entender o seu princípio de funcionamento e de caracterizar os seus componentes principais ao nível do dimensionamento, serão feitas escolhas cruciais para a seleção de componentes e características de funcionamento do RC, respeitando o cumprimento do requisito de tamanho para aplicação num veículo automóvel.

3.1.1 Seleção do fluido de trabalho

Sabendo o tipo de RC a dimensionar e construir, deve começar-se pela seleção do fluido de trabalho a utilizar no sistema, já que esta escolha influenciará o tipo de componentes necessários, bem como as pressões e temperaturas de funcionamento do RC. Após análise da literatura, consideraram-se plausíveis para utilização no RC dois tipos de fluidos de trabalho – água e os fluidos orgânicos. As propriedades termofísicas dos fluidos selecionados são representadas na Tabela 3.1 [Domingues *et al.* (2013)].

Tabela 3.1 – Propriedades termofísicas dos fluidos de trabalho considerados para escolha.

Fluido de Trabalho	Categoria	Pressão ponto crítico [MPa]	Temperatura ponto crítico [K]	Temperatura normal de evaporação [°C]	Pressão de condensação (T = 323 K) [bar]	Declive da curva de vapor saturado
Água	-	22,06	647,1	100	0,123	Negativo
R245fa	HFC	3,64	427,15	14,9	4,012	Positivo
R123	HCFC	3,66	456,68	27,8	2,125	Positivo

Deve então selecionar-se um destes três fluidos de trabalho para utilização no RC. A primeira situação a considerar é que quanto maior for a diferença de temperatura entre o fluido de trabalho e o evaporador, menor será a sua eficiência, devido ao aumento das irreversibilidades no evaporador [Domingues *et al.* (2013)]. Como referido na revisão bibliográfica, um fluido de trabalho com temperatura de evaporação mais baixa adequa-se melhor a uma fonte de calor de mais baixa temperatura, enquanto um fluido com temperatura de evaporação mais alta se adequa melhor a uma fonte de calor de temperatura mais alta, de modo a manter a diferença de temperatura mínima entre o fluido e o evaporador. Pressões de evaporação altas também reduzem esta diferença de temperatura. Na Figura 3.1 pode verificar-se o efeito do aumento de pressão dos fluidos na eficiência do RC.

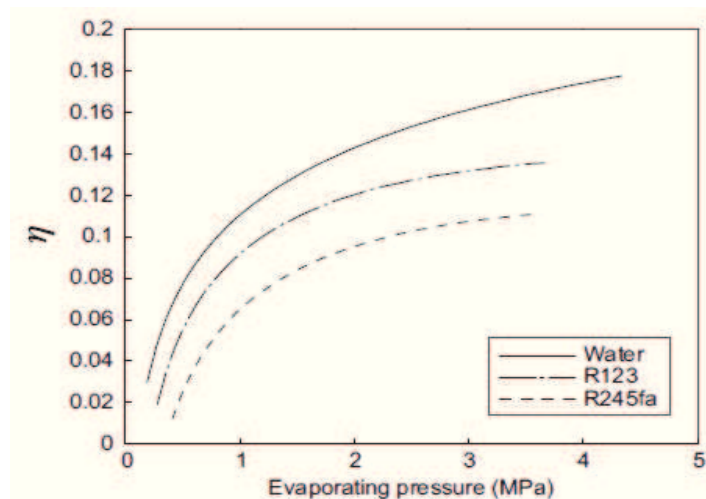


Figura 3.1 – Eficiência do RC em função da pressão de evaporação dos fluidos de trabalho [Domingues *et al.* (2013)].

Analisando o gráfico, conclui-se que a água é o fluido de trabalho que, para a mesma pressão de evaporação, possibilitará que o RC funcione com eficiência mais elevada, mostrando então mais eficiência termodinâmica do que os fluidos orgânicos. Em relação aos outros fluidos de trabalho, para a mesma pressão de evaporação, verifica-se que o caudal mássico de fluido requerido é menor no caso da água, como mostra a Figura 3.2.

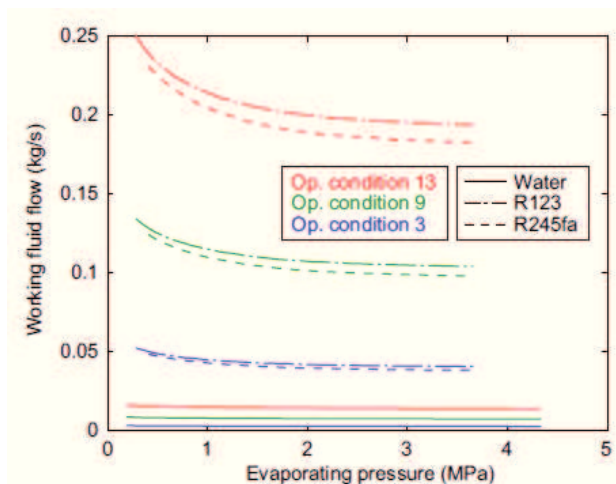


Figura 3.2 – Eficiência do RC em função da pressão de evaporação dos fluidos de trabalho [Domingues et al. (2013)].

O fluido de trabalho que, para a mesma pressão de evaporação, apresentar caudal mássico mais reduzido, irá beneficiar o sistema devido ao peso mais reduzido. A temperatura de condensação do fluido de trabalho é também um fator importante a considerar. Dos três fluidos de trabalho analisados, a água condensa a uma temperatura mais elevada, o que permite a utilização de um condensador de menores dimensões. O facto de a água condensar à pressão atmosférica é também uma vantagem em relação aos outros fluidos de trabalho – pressão inferior à pressão atmosférica poderia causar um desequilíbrio do RC devido à diferença de pressão do ciclo para a pressão ambiente. Então, após uma análise a nível termodinâmico dos fluidos de trabalho apresentados, a água mostrou-se o fluido mais adequado para utilização num RC em que o objetivo será uma boa eficiência.

Um pormenor importante a frisar é a necessidade de um recuperador para os fluidos de trabalho orgânicos, que devido ao facto de serem fluidos secos, verifica-se que quando expandem ficam sempre em estado de vapor sobreaquecido. A introdução de mais um componente encarece o sistema e constitui uma desvantagem para os fluidos de trabalho orgânicos. Por outro lado, a água, devido ao facto de ser um fluido de trabalho do tipo húmido, mostra que se a temperatura de sobreaquecimento não for suficiente para uma expansão que termine fora da zona de vapor saturado, poderá apresentar condensação durante a passagem pelo expansor, o que, dependendo do tipo de expansor escolhido, poderá causar redução de eficiência e, no pior dos casos, falha mecânica. A Figura 3.3 mostra o diagrama T-s da água.

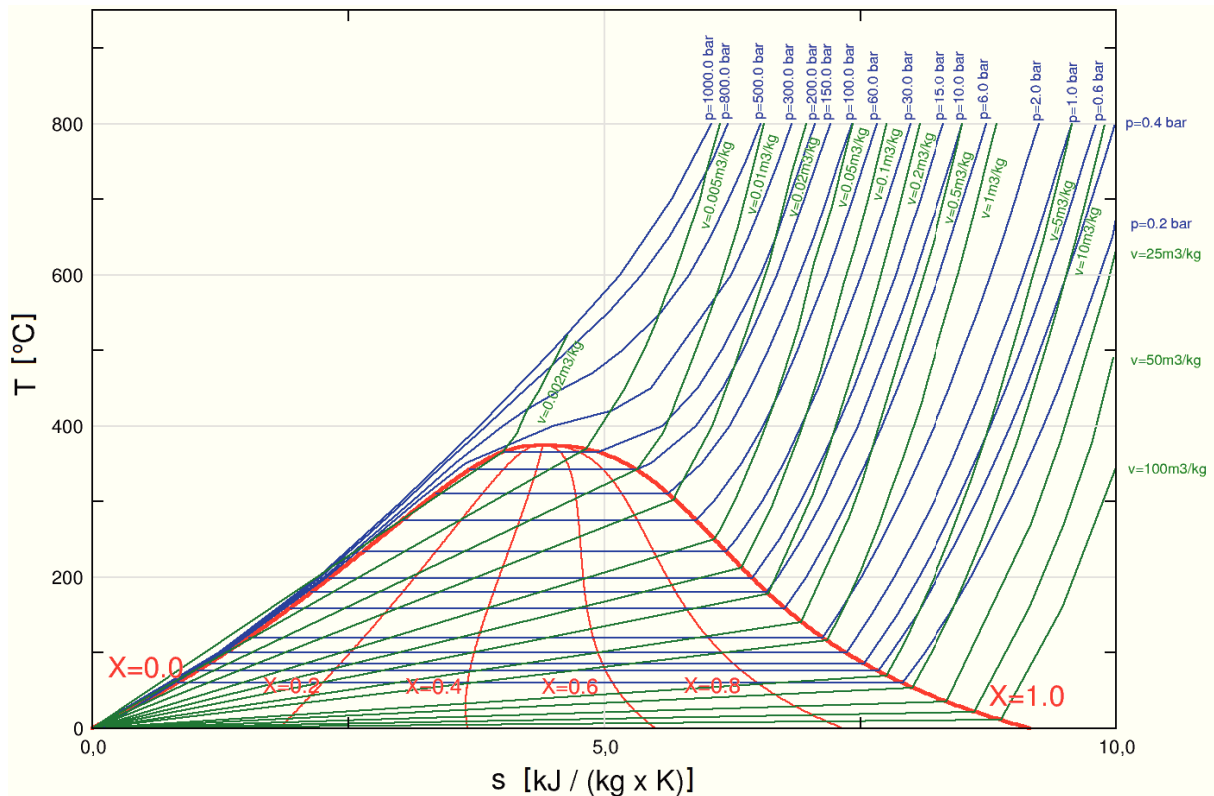


Figura 3.3 – Diagrama T-s da água, adaptado de [Wikimedia (2013)].

Tendo em conta fatores económicos e de segurança, foi já referido que o fluido de trabalho não deve ser difícil de obter e armazenar, e não deve ser dispendioso nem perigoso, visto que o RC irá funcionar num veículo que circula na via pública. Tendo em conta que nenhum destes fluidos constitui perigo para a vida humana, o fluido mais fácil de armazenar e obter é a água.

Conclui-se então que o fluido de trabalho mais adequado para utilização no RC experimental é a água. Deve ter-se em atenção, porém, que pode ser problemático a utilização de água como fluido de trabalho em regiões frias. Caso congele (temperatura de congelação igual a 273 K à pressão atmosférica) a utilização de água pode causar destruição do equipamento. Este problema pode ser contornado através da mistura de compostos com a água que baixem a sua temperatura de congelação, como é o caso do etilenoglicol, utilizado nos fluidos de refrigeração de MCI de veículos automóveis.

3.1.2 Seleção do elemento expansor

Neste sistema de RC, foi decidido não utilizar um elemento expansor que gere trabalho útil. Um dos principais motivos é a falta de existência dos mesmos no mercado, e os poucos que existem estão avaliados em preços muito elevados. A seleção de um expansor que gere trabalho útil poderá ser alvo de estudo num trabalho futuro.

Um expansor para o RC em questão irá ditar, de acordo com as suas especificações técnicas, os valores de temperatura e pressão do fluido de trabalho por ele admitido, valores estes que são os mesmos à saída do evaporador. Portanto, os valores que serão utilizados para efeitos de dimensionamento serão escolhidos em função do expansor que poderá vir a ser implementado no sistema.

Numa futura seleção de um elemento expansor, um possível candidato será um expansor existente no mercado denominado Green Turbine™, mostrado na Figura 3.4.

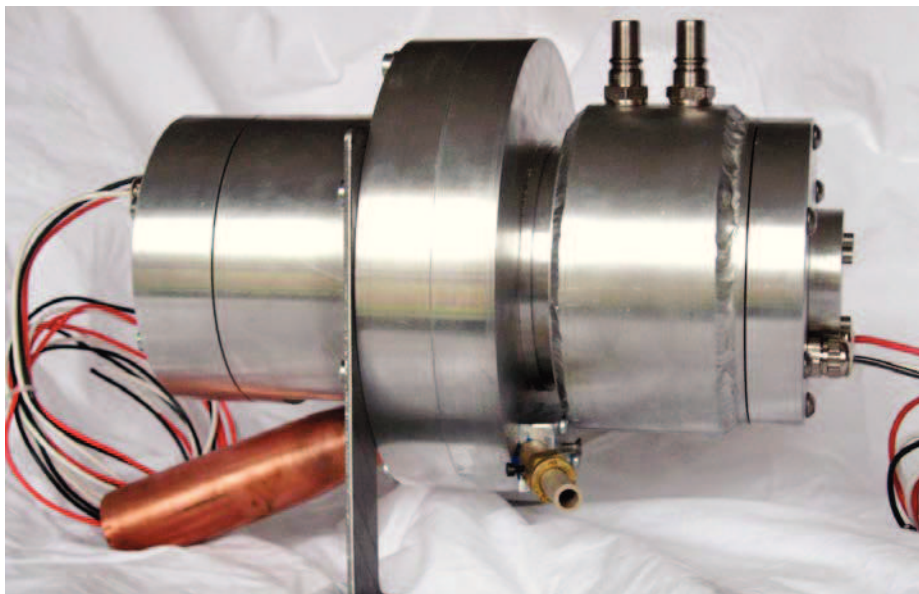


Figura 3.4 – Expansor Green Turbine™ [Green Turbine™ (2013)].

Este expansor é composto por uma turbina e um gerador que partilham o mesmo veio de rotação. O tamanho mais pequeno deste expansor tem uma potência de saída de 1,2 kW, e o maior chega aos 15 kW. As características principais do expansor Green Turbine™ [Green Turbine™ (2013)] podem ser visualizadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Características do expansor Green Turbine™.

Comprimento [m]	0,28 (versão 1,2 kW)
Diâmetro [m]	0,19 (versão 1,2 kW)
Peso [kg]	8 (versão 1,2 kW)
Gama de potências de saída [kW]	1,2 a 15
Caudal mássico de vapor [g/s]	5 (versão 1,2 kW)
Pressão de entrada de vapor [bar]	5,2 (abs.)
Temperatura de entrada de vapor [°C]	200
Pressão de saída de fluido [bar]	0,1 (abs.)
Velocidade de rotação [rpm]	30000
Velocidade do vapor após o injetor [m/s]	>1000
Eficiência (%)	11%
Preço (€)	\$4500

Sendo este expansor do tipo turbina, é importante garantir que o vapor é admitido no estado de vapor sobreaquecido – vapor saturado pode danificar a turbina. Apesar do preço elevado, é o expansor disponível no mercado que se conhece mais adequado para aplicação num RC experimental em desenvolvimento para aplicação num veículo automóvel ligeiro.

A Bosch, por sua vez, colocou no mercado dois tipos de expansores – uma turbina e um expansor de êmbolos, mas são ambos mais adequados para veículos pesados. Os dois expansores da Bosch são mostrados na Figura 3.5.

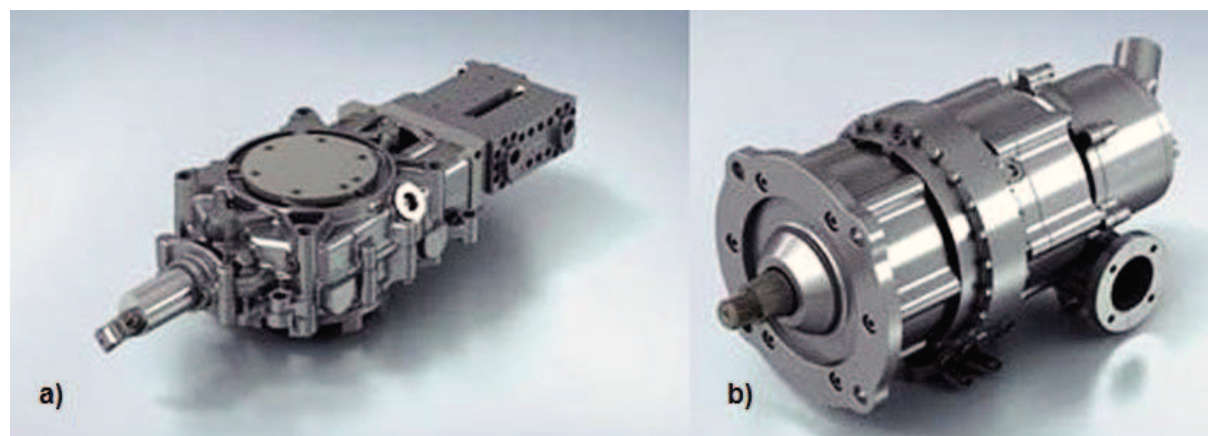


Figura 3.5 – Expansores Bosch – a) Êmbolos, e b) Turbina [Bosch (2013)].

Ambos os expansores foram concebidos para operar num RC que tenha como energia disponível para aproveitamento entre 100 e 300 kW. As características principais de ambos os expansores Bosch [Bosch (2013)] podem ser visualizadas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Características dos expansores Bosch.

	Êmbolos	Turbina
Volume de expansão [L]	0,9	–
Peso [kg]	40	25
Potência de saída [kW]	25	25
Pressão de entrada de vapor [bar]	50	50
Temperatura de entrada de vapor [°C]	300	300

Os valores de temperatura e pressão à saída do evaporador serão escolhidos em função do expansor Green Turbine™, devido à sua melhor adequação a um sistema de RC para aplicação num veículo automóvel ligeiro. De acordo com a Tabela 3.2, considera-se uma pressão máxima no RC de 5 bar e temperatura máxima de 200 °C, e considera-se como pressão de condensação a pressão atmosférica.

Para simular um expansor, será utilizada uma válvula redutora de pressão para limitar a pressão de saída da água a cerca de 1 bar. Note-se que uma válvula deste tipo faz a regulação de pressão a nível interno, não possuindo volume interno que permita a expansão do fluido de trabalho. Em paralelo com a válvula será ligada uma torneira de atuação mecânica para desligar o elemento substituto do expansor em caso de mau funcionamento. Para o efeito foi escolhida uma válvula existente no Laboratório de Engenharia Automóvel, da marca Air Liquide, modelo Alphagaz HBS 305/3. A Figura 3.6 apresenta a válvula escolhida e a respetiva válvula de seccionamento de segurança ligada em paralelo.

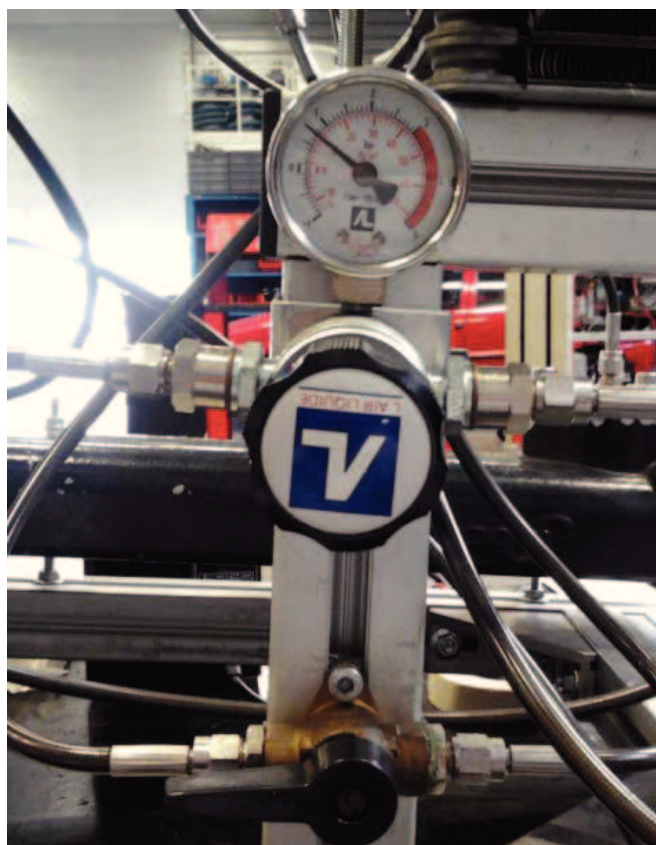


Figura 3.6 – Válvula simuladora do elemento expansor selecionado para o RC experimental.

3.1.3 Recuperação de energia térmica e dimensionamento do evaporador

O primeiro passo na seleção do evaporador será determinar a quantidade de energia térmica que poderá ser aproveitada no escape de um veículo automóvel. Para o efeito, são utilizados resultados de testes de um veículo de forma a obter os valores de caudal mássico de gases de escape (\dot{m}_g) e de temperatura dos gases de escape à entrada do evaporador ($T_{g,in}$). O veículo testado foi um Volkswagen Sharan VR6, com MCI a gasolina de 2800 cm³ de cilindrada. O equipamento de testes utilizado foi o banco de ensaio de potência do Laboratório de Engenharia Automóvel da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria, de marca e modelo MAHA LPS 2000. Este banco de ensaio de potência permite a medição nos dois eixos e funciona pelo princípio de medição de freio elétrico (correntes de Eddy), com potência e velocidade máximas por eixo de 260 kW e 260 km/h, respectivamente, e precisão de medição de $\pm 2\%$. Os ensaios ao veículo foram

efetuados em regime estacionário, depois de permitido o aquecimento do MCI para que atingisse as suas condições normais de funcionamento, validados por um valor de temperatura do fluido de refrigeração controlado de $95\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Estes valores de temperatura tiveram que se manter estáveis, com precisão de $\pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, pelo menos durante um minuto. Para cada velocidade de rotação do MCI, foram efetuados vários testes para diferentes valores de carga (PME). Os valores obtidos são uma média das leituras feitas durante um período de pelo menos dois minutos. Na Tabela 3.4 são apresentados os valores medidos de velocidade de rotação do MCI, pressão média efetiva, velocidade e potência do veículo, caudal mássico e temperatura dos gases de escape [Santos *et al.* (2011)].

Tabela 3.4 – Condições de teste do veículo em regime estacionário [Santos et al. (2011)].

Condição de operação	N [rpm]	PME [bar]	V_v [km/h]	P_v [kW]	\dot{m}_g [g/s]	$T_{g,in}$ [K]
1	2000	0,00	0,0	0,00	12,8	730,9
2		0,91	31,7	4,26	17,0	790,0
3		1,75	30,1	8,18	21,0	829,7
4		2,35	26,6	10,96	23,9	850,7
5		2,78	23,5	12,96	25,9	868,2
6	3000	0,00	0,0	0,00	17,3	807,3
7		0,98	50,2	6,88	25,8	897,9
8		1,95	49,7	13,67	31,5	939,6
9		2,85	48,2	19,97	37,9	968,7
10		3,77	47,2	26,39	43,0	989,8
11	4000	0,00	0,0	0,00	25,4	869,4
12		1,98	67,0	18,45	43,0	1001,8
13		3,98	67,0	37,17	59,7	1052,3

Os valores obtidos podem ser considerados valores típicos para um automóvel ligeiro. Estes podem ser utilizados para o cálculo da potência térmica disponível no escape do veículo para cada condição de operação. Para calcular estes valores de potência térmica utiliza-se a equação 3.1, onde \dot{m}_g representa o caudal mássico de gases de escape, Cp_g representa o calor específico dos gases de escape e ΔT_g representa a sua diferença de temperatura antes e depois do evaporador ($\Delta T_g = T_{g,in} - T_{g,out}$):

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_g \cdot C_{p_g} \cdot \Delta T_g \quad [\text{W}] \quad (3.1)$$

O valor de C_{p_g} é obtido através da equação 3.2, derivada utilizando o *software* Refprop 9.0, dependendo da temperatura dos gases de escape antes da passagem pelo evaporador e admitindo que a constituição mássica dos gases de escape é de 20,4% de CO₂, 7,8% de H₂O e 71,8% de N₂ (os constituintes em menor quantidade foram desprezados) [Domingues *et al.* (2013)]:

$$C_{p_g} = 956,0 + 0,3386 \cdot T_{g,in} - 2,476 \times 10^{-5} \cdot T_{g,in}^2 \quad [\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (3.2)$$

(equação válida para $400 \leq T_g \leq 1200 \text{ K}$)

Para aferir o valor do caudal mássico de fluido de trabalho necessário utilizam-se as equações 3.3 e 3.4, onde ε_{evap} representa a eficiência do evaporador, \dot{Q}_f representa a potência térmica recuperada pelo fluido de trabalho, e h_3 e h_2 representam os valores de entalpia específica do fluido que sai e entra do evaporador, respectivamente. Este parâmetro irá influenciar a escolha de todos os outros componentes do RC.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \cdot (h_3 - h_2) \quad [\text{W}] \quad (3.3)$$

$$\varepsilon_{evap} = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_{evap}} \quad (3.4)$$

A equação 3.4 define a eficiência do evaporador. A Figura 3.7 mostra um esquema do balanço energético no evaporador, indicando a influência da potência térmica disponível (\dot{Q}_{evap}) e recuperada (\dot{Q}_f) para o cálculo de ε_{evap} .

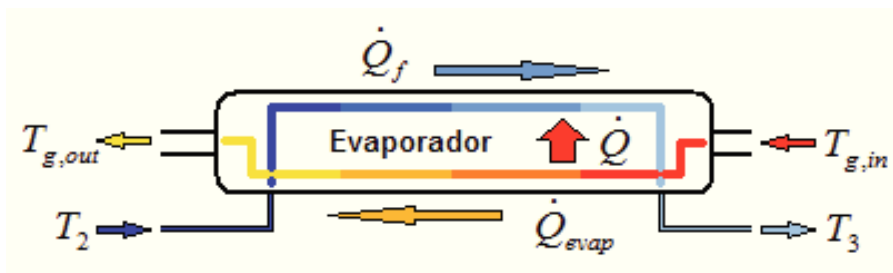


Figura 3.7 – Esquema representativo do balanço energético no evaporador.

Para calcular \dot{Q}_{evap} e \dot{m}_f , foi necessário estabelecer algumas condições-fronteira, que são:

- 1) Considerando uma pressão-limite do expensor de 5 bar, para este valor de pressão a água evapora a 151,86 °C, o que obriga a que a temperatura de saída dos gases de escape seja pelo menos igual a 161,86 °C. Para efeitos de cálculo, considerou-se um valor de $T_{g,out}$ mais conservador, igual a 180 °C (453,15 K), já incluindo o requisito de “pinch point”;
- 2) Apesar de existir uma variação do valor da eficiência do evaporador com as condições de operação do veículo, para estimar o caudal mássico de fluido de trabalho (\dot{m}_f) considerou-se um valor constante de eficiência do evaporador $\varepsilon_{evap} = 0,7$ [Santos *et al.* (2011)];
- 3) Para o cálculo do caudal mássico de fluido de trabalho (água) nas várias condições de operação, consideraram-se os valores explícitos na Tabela 3.5 [Çengel e Boles (2011)]:

Tabela 3.5 – Valores de entalpia do fluido de trabalho para o dimensionamento do evaporador.

Expansor	Ponto do RC	Temperatura [°C]	Pressão [bar]	Entalpia [kJ/kg]	Estado do fluido de trabalho
Green Turbine™	2 (antes do evaporador)	45	5	188,43	Líquido subarrefecido
	3 (depois do evaporador)	200	5	2855,8	Vapor sobreaquecido
Bosch	2 (antes do evaporador)	100	50	419,17	Líquido subarrefecido
	3 (depois do evaporador)	300	50	2925,7	Vapor sobreaquecido

A Tabela 3.6 mostra os valores obtidos de Cp_g , \dot{Q}_{evap} e \dot{m}_f para cada condição de operação.

Tabela 3.6 – Potência térmica disponível nos gases de escape e caudal mássico de fluido de trabalho (água) em função das condições de operação do veículo.

Condição de operação	C_{p_g} [J/(kg.K)]	\dot{Q}_{evap} [kW]	Green Turbine™	Bosch
			\dot{m}_f [g/s]	\dot{m}_f [g/s]
1	1190,2	4,23	1,11	1,18
2	1208,0	6,92	1,82	1,93
3	1219,8	9,65	2,53	2,69
4	1226,1	11,65	3,06	3,25
5	1231,3	13,24	3,47	3,70
6	1213,2	7,43	1,95	2,08
7	1240,0	14,23	3,73	3,97
8	1252,2	19,19	5,04	5,36
9	1260,7	24,63	6,47	6,88
10	1266,8	29,23	7,67	8,16
11	1231,6	13,02	3,42	3,64
12	1270,3	29,97	7,87	8,37
13	1284,8	45,96	12,06	12,83

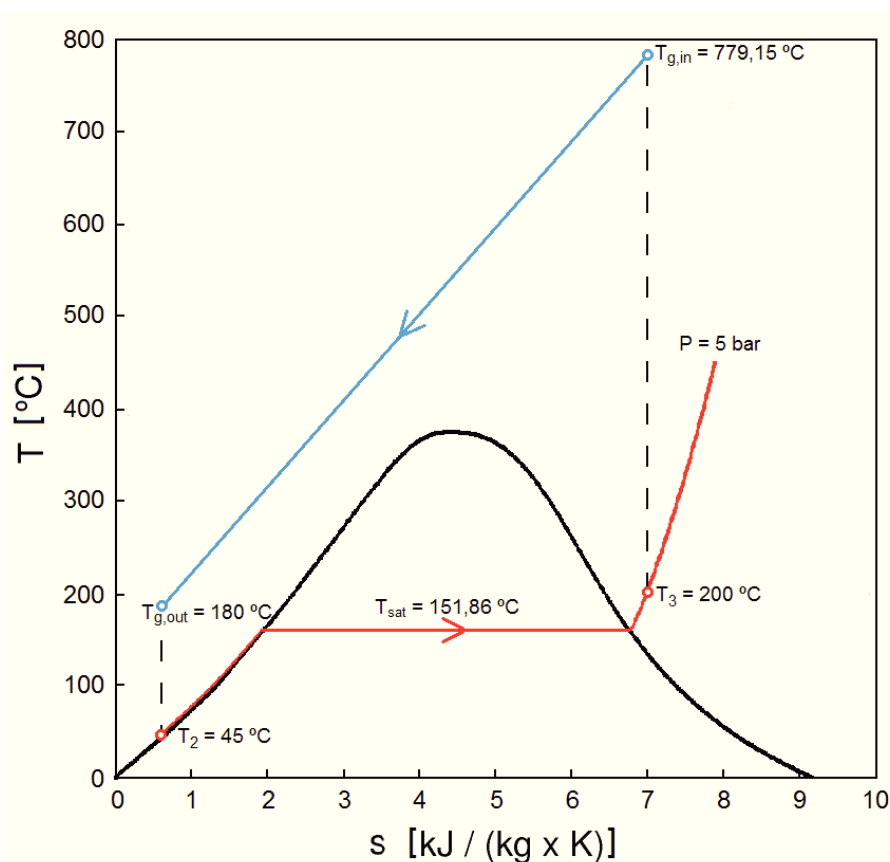


Figura 3.8 – Diagrama T-s que caracteriza as alterações de temperatura dos gases de escape e do fluido de trabalho no evaporador, de acordo com o expansor Green Turbine™.

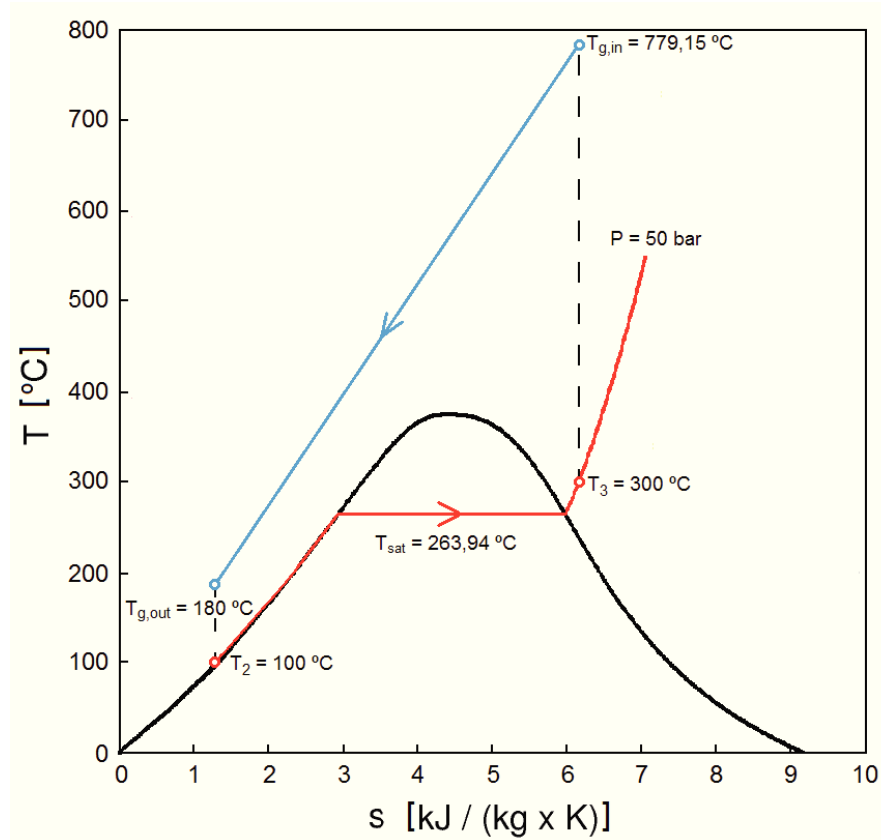


Figura 3.9 – Diagrama T-s que caracteriza as alterações de temperatura dos gases de escape e do fluido de trabalho no evaporador, de acordo com os expansores Bosch.

Analisando a Tabela 3.6, verifica-se que a potência térmica disponível nos gases de escape (\dot{Q}_{evap}) varia entre 4,23 e 45,96 kW, e o caudal mássico de água (\dot{m}_f) necessário a esta transferência de energia varia entre 1,11 e 12,06 g/s para o caso do expansor Green Turbine™ e entre 1,18 e 12,83 g/s para o caso dos expansores Bosch. As Figuras 3.8 e 3.9 mostram os diagramas T-s que caracterizam a evolução da temperatura dos gases de escape e do fluido de trabalho ao longo do evaporador, de acordo com os expansores Green Turbine™ e Bosch, embora se dimensione o sistema de RC para que possa ser utilizado o expansor Green Turbine™. Nestes diagramas, a condição de $T_{g,in}$ corresponde à condição de operação 13.

Para efeitos de dimensionamento, serão considerados os valores dos extremos superiores dos intervalos apresentados ($\dot{Q}_{evap} = 45,96$ kW e $\dot{m}_f = 12,06$ g/s), que correspondem à condição de operação 13, na qual é exigida maior área de transferência de calor no evaporador.

Cálculo da Incerteza

É crucial considerar que a cada equação utilizada está associado um valor de incerteza que deve ser calculado. Para o efeito, será utilizado o método de propagação do erro, que será aplicado a todas as equações utilizadas. Este pressupõe um fator de erro associado a cada variável de entrada de cada equação e calcula o erro final para cada situação. A equação 3.5 representa o método de cálculo de propagação do erro para qualquer equação $X = f(A, B, C, \dots, N)$ [Mrosek *et al.* (2009)]:

$$\Delta X = \left| \frac{\partial f}{\partial A} \right| \Delta A + \left| \frac{\partial f}{\partial B} \right| \Delta B + \left| \frac{\partial f}{\partial C} \right| \Delta C + \dots + \left| \frac{\partial f}{\partial N} \right| \Delta N, \quad X = f(A, B, C, \dots, N) \quad (3.5)$$

Aplicando o método de propagação do erro às equações 3.1 e 3.2, tem-se:

$$\Delta \dot{Q}_{evap} = \left| C_{p_g} \cdot \Delta T_g \right| \Delta \dot{m}_g + \left| \dot{m}_g \cdot \Delta T_g \right| \Delta C_{p_g} + \left| \dot{m}_g \cdot C_{p_g} \right| \Delta (\Delta T_g) \quad [\text{W}] \quad (3.6)$$

$$\Delta C_{p_g} = \left| 0,3386 - 5 \times 10^{-5} \cdot T_{g,in} \right| \Delta T_{g,in} \quad [\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (3.7)$$

Para resolver as equações 3.6 e 3.7 são necessários os valores de incerteza para o caudal mássico de gases de escape e temperatura dos gases de escape, de $\pm 3,2\%$ e $\pm 10 \text{ K}$, respectivamente. Para o cálculo da incerteza associada ao valor de \dot{m}_f utiliza-se a equação 3.8:

$$\Delta \dot{m}_f = \left| \frac{\varepsilon_{evap}}{(h_3 - h_2)} \right| \Delta \dot{Q}_{evap} \quad [\text{g/s}] \quad (3.8)$$

A Tabela 3.7 mostra os valores de incerteza para os parâmetros expressos na Tabela 3.6.

Tabela 3.7 – Incertezas dos valores de potência térmica no escape e caudal mássico de água necessário no RC.

Condição	$\Delta C p_g$ [J/(kg.K)]	$\Delta \dot{Q}_{evap}$				$\Delta \dot{m}_f$ [g/s]	$\Delta \dot{m}_f$ [%]
		Contributo \dot{m}_g [%]	Contributo T_g [%]	Contributo $C p_g$ [%]	Valor Total [kW]		
1	±3,02	45,4%	3,6%	51,0%	±0,29	±0,08	7,05%
2	±2,99	49,9%	3,9%	46,3%	±0,44	±0,12	6,42%
3	±2,97	52,5%	4,0%	43,5%	±0,58	±0,15	6,10%
4	±2,96	53,7%	4,1%	42,2%	±0,69	±0,18	5,96%
5	±2,95	54,7%	4,1%	41,2%	±0,77	±0,20	5,85%
6	±2,98	51,0%	3,9%	45,0%	±0,46	±0,12	6,27%
7	±2,94	56,3%	4,2%	39,5%	±0,80	±0,21	5,69%
8	±2,92	58,3%	4,2%	37,5%	±1,05	±0,28	5,49%
9	±2,90	59,6%	4,3%	36,1%	±1,32	±0,35	5,37%
10	±2,89	60,5%	4,3%	35,2%	±1,54	±0,41	5,29%
11	±2,95	54,8%	4,1%	41,1%	±0,76	±0,20	5,84%
12	±2,89	61,0%	4,3%	34,7%	±1,57	±0,41	5,25%
13	±2,86	62,8%	4,4%	32,8%	±2,34	±0,61	5,09%

Como pode verificar-se na Tabela 3.7, a incerteza na medição da temperatura dos gases de escape gera incerteza no cálculo do valor do calor específico dos mesmos e, consequentemente, na potência térmica e caudal mássico de água requerido no evaporador. A incerteza associada aos valores de $C p_g$ não varia muito entre as várias condições de operação. Por outro lado, a incerteza associada ao cálculo da potência térmica varia de forma mais notória, com um intervalo entre ±0,29 kW (7,1%) e ±2,34 kW (5,1%). Pode verificar-se também a influência de cada parcela da equação de cálculo de $\Delta \dot{Q}_{evap}$ no valor total, onde pode perceber-se qual das parcelas teve maior e menor influência na incerteza calculada – \dot{m}_g apresenta o maior contributo para $\Delta \dot{Q}_{evap}$, entre 45% a 63%, e T_g apresenta o menor contributo, entre 3,6% e 4,4%. A incerteza associada ao cálculo do valor do caudal mássico de água varia entre ±0,08 (7,1%) e ±0,61 (5,1%) g/s.

Uma vez calculado o valor de \dot{Q}_{evap} , e considerando a condição de operação 13 para qual a potência térmica disponível (\dot{Q}_{evap}) é máxima, pode proceder-se à escolha das dimensões do evaporador, de modo a que este permita aproveitar a potência térmica disponível nos gases de escape. Para o efeito, e sabendo que o valor máximo obtido de \dot{Q}_{evap} é de

45,96 kW \pm 2,34 kW, é necessário obter o valor de \dot{Q}_f através da equação 3.4, que é igual a 32,17 kW. De seguida, obtém-se o coeficiente global de transferência de calor representado por U_{evap} para que se possa aplicar a equação 3.9:

$$\dot{Q}_{evap} = U_{evap} \cdot A_{evap} \cdot \Delta T_{ml} \quad [\text{W}] \quad (3.9)$$

Para o cálculo da diferença média logarítmica de temperatura ΔT_{ml} , utiliza-se a equação 3.10:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{g,out} - T_2) - (T_{g,in} - T_3)}{\ln\left(\frac{T_{g,out} - T_2}{T_{g,in} - T_3}\right)} \quad [\text{K}] \quad (3.10)$$

Um estudo recente [Sprouse III e Depcik (2013)] refere que o valor de U_{evap} estimado pode variar entre 100 e 150 W/(m².K) para o tipo de permutador “*Shell-and-Tube*”.

Para o valor obtido de \dot{Q}_{evap} máximo (condição número 13 de operação do MCI), a temperatura de entrada dos gases de escape no evaporador $T_{g,in}$ é igual a 1052,3 K e a temperatura de saída $T_{g,out}$ foi definida como sendo 180 °C (453,15 K). Na mesma condição de operação, foi definido anteriormente que a temperatura estimada de saída de fluido de trabalho (água) do evaporador T_3 seria de 200 °C (473,15 K) e a temperatura de entrada T_2 igual a 45 °C (318,15 K). Pode então ser aplicada a equação 3.10 para cálculo do valor de ΔT_{ml} , na qual as variáveis de entrada são os quatro valores de temperatura referidos – temperaturas de entrada e saída da fonte quente (gases de escape) e da fonte fria (fluido de trabalho). Para estas condições, o valor obtido de ΔT_{ml} é igual a 304,99 K \pm 3,25 K.

Obtidos os valores de \dot{Q}_{evap} e ΔT_{ml} e sabendo o valor estimado de U_{evap} , pode estimar-se o valor da área de superfície de transferência de calor, através da equação 3.9. Aplicando a equação para valores de U_{evap} de 100 e 150 W/(m².K), os resultados dos cálculos são os apresentados na Tabela 3.8.

Tabela 3.8 – Áreas máximas de superfície de transferência de calor estimadas para o evaporador.

ΔT_{ml} [K]	U_{evap} [W/(m ² .K)]	A_{evap} [m ²]	$(U.A)_{evap}$ [W/K]
304,99	100	1,05	105
304,99	150	0,70	105

Verifica-se que deve ser escolhido um evaporador com um valor de A_{evap} compreendido entre 0,70 m² e 1,05 m². Considerando este intervalo, foi selecionado um evaporador do tipo “*Shell-and-Tube*” com contrafluxo, oriundo de um veículo pesado a Diesel da marca MAN, onde estava montado para arrefecer os gases do sistema de EGR. O evaporador é, então, do tipo gás/líquido, com 38 tubos de passagem do gás (dois grupos de 19 tubos cada), que irá transferir calor para o líquido presente no interior da carcaça em contacto com os tubos. Na Tabela 3.9 podem verificar-se as características dimensionais relevantes deste evaporador.

Tabela 3.9 – Características dimensionais do evaporador selecionado.

Número de tubos	38
Diâmetro dos tubos [m]	0,006
Comprimento dos tubos [m]	0,7
Área de transferência de calor [m ²]	0,501

Uma das características necessárias ao evaporador é o seu tamanho, para que possa ser integrado no sistema de escape de um veículo automóvel ligeiro sem dificuldades. O evaporador selecionado cumpre esse requisito, como pode observar-se na Figura 3.10.

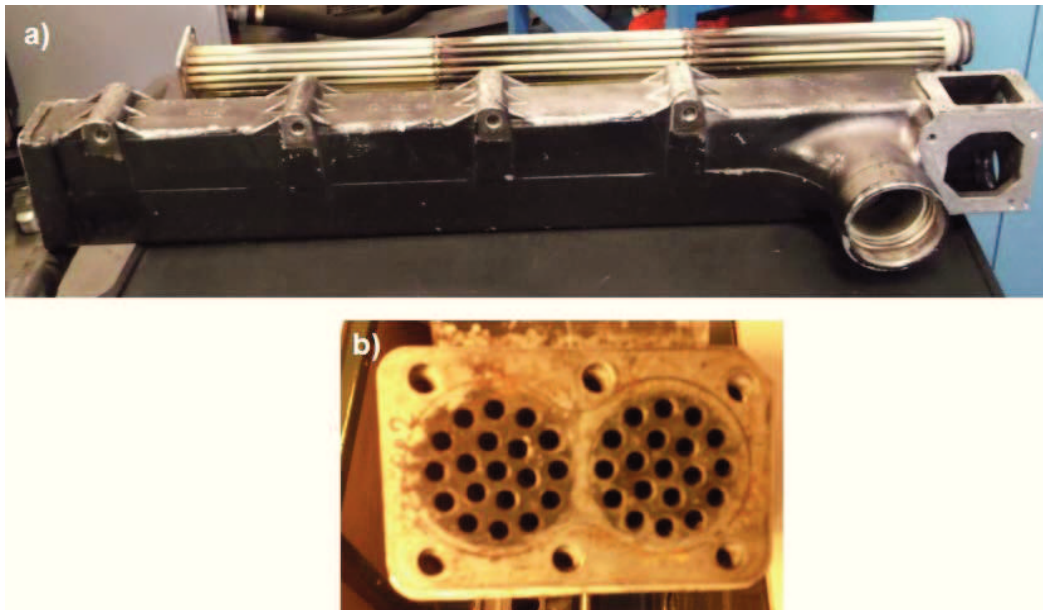


Figura 3.10 – Evaporador selecionado para o RC experimental – a) carcaça, e b) arranjo dos tubos na extremidade.

A área de transferência de calor do evaporador é menor do que a área obtida através dos cálculos de dimensionamento em cerca de $0,2 \text{ m}^2$. Tendo em conta que atualmente a variedade de evaporadores no mercado adequados para aplicação num RC deste tipo é reduzida, mantém-se a seleção do evaporador apesar da menor área. Isso implica que o calor que irá transferir não seja a totalidade da potência térmica disponível para aproveitamento. A eficiência do evaporador considerada anteriormente terá que ser confirmada experimentalmente, visto que foi admitido um valor constante típico. A obtenção desse valor é um dos objetivos principais deste trabalho, visto que é uma forma de confirmar a viabilidade da escolha efetuada e avaliar uma possível aplicação deste modelo de evaporador num sistema de RC que tenha já ultrapassado a fase de protótipo, ou seja, o seu potencial para aplicação futura.

3.1.4 Dimensionamento e seleção do condensador

Depois de escolhido o evaporador, deve escolher-se o condensador. O valor de pressão da água à entrada e saída do condensador não será tão elevado como o valor de pressão registado no evaporador, o que permite a utilização de um permutador de calor de placas e alhetas (“*plate/fin*”). Visto que este tipo de condensador pode ser utilizado para transferência de calor por convecção forçada através de uma ventoinha montada em

contrafluxo com velocidade de rotação controlável, a sua eficiência pode ser considerada superior à do evaporador. A revisão bibliográfica não revelou informações acerca deste parâmetro, portanto, como valor de eficiência do condensador ε_{cond} considera-se 0,9.

No dimensionamento do condensador, tal como para o caso do evaporador, deve começar-se por calcular a potência térmica que este necessita de transferir para o ar atmosférico. Para tal utiliza-se a equação 3.11, que necessita como variáveis de entrada do caudal mássico de água (\dot{m}_f) e sua entalpia à entrada e à saída do condensador. Note-se que o valor que será utilizado para efeitos de dimensionamento será afetado do valor de eficiência do condensador ε_{cond} , também expresso na equação 3.11. O efeito do valor de ε_{cond} na equação será aumentar o valor necessário de \dot{Q}_{cond} , portanto, caso não fosse considerada a eficiência do condensador, este ficaria subdimensionado.

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{\dot{m}_f \cdot (h_4 - h_1)}{\varepsilon_{cond}} \quad [\text{W}] \quad (3.11)$$

Os valores de \dot{m}_f para cada condição de operação foram calculados anteriormente, portanto, falta definir condições-fronteira no que diz respeito aos valores de temperatura de entrada e saída de água do condensador. Sabendo que a condensação da água ocorre a 100 °C à pressão atmosférica (cerca de 1 bar), considera-se a diferença de entalpias tal que a entalpia de entrada seja a correspondente a 100 °C e 1 bar no estado de vapor saturado, e a entalpia de saída será a correspondente ao mesmo valor de pressão a uma temperatura de 45 °C, mas agora no estado de líquido subarrefecido. A Tabela 3.10 mostra, em resumo, os valores de entalpia selecionados para o dimensionamento do condensador [Çengel e Boles (2011)].

Tabela 3.10 – Valores de entalpia do fluido de trabalho para o dimensionamento do condensador.

Ponto do RC	Temperatura [°C]	Pressão [bar]	Entalpia [kJ/kg]	Estado do fluido de trabalho
4 (antes do condensador)	100	1	2675,6	Vapor saturado
1 (depois do condensador)	45	1	188,43	Líquido subarrefecido

Então, aplicando a equação 3.11, os dados obtidos são os dados que constam na Tabela 3.9.

Para este cálculo, a incerteza associada é dada pela equação:

$$\Delta\dot{Q}_{cond} = \left| \frac{h_4 - h_1}{\varepsilon_{cond}} \right| \cdot \Delta\dot{m}_f \text{ [W]} \quad (3.12)$$

O valor da incerteza para o calor a retirar do condensador em cada condição de operação é também apresentado na Tabela 3.11.

Tabela 3.11 – Potência térmica do condensador, respetiva incerteza e caudal mássico de água necessário no RC.

Condição	\dot{m}_f [g/s]	\dot{Q}_{cond} [kW]	$\Delta\dot{Q}_{cond}$ [kW]	$\Delta\dot{Q}_{cond}$ [%]
1	1,11	3,07	±0,31	10,10%
2	1,82	5,02	±0,46	9,16%
3	2,53	7,00	±0,61	8,71%
4	3,06	8,45	±0,72	8,52%
5	3,47	9,60	±0,80	8,33%
6	1,95	5,39	±0,48	8,91%
7	3,73	10,32	±0,84	8,14%
8	5,04	13,92	±1,09	7,83%
9	6,47	17,87	±1,37	7,67%
10	7,67	21,21	±1,60	7,54%
11	3,42	9,45	±0,79	8,36%
12	7,87	21,74	±1,63	7,50%
13	12,06	33,34	±2,42	7,26%

Como pode verificar-se na tabela, o valor de \dot{Q}_{cond} varia entre 2,79 e 30,25 kW, e a incerteza na medição de \dot{Q}_{cond} varia no intervalo de 7,26% e 10,10%. Então, para efeitos de dimensionamento do condensador, considera-se o valor de \dot{Q}_{cond} máximo, igual a 33,34 kW ±2,42 kW.

A Figura 3.11 mostra um esquema que representa as permutas de calor que ocorrem no condensador, para melhor enquadramento dos cálculos e clarificação da função de cada variável utilizada no dimensionamento do condensador. É mostrado o caudal volúmico de

ar que atravessa o condensador, responsável pelo arrefecimento do fluido de trabalho (água).

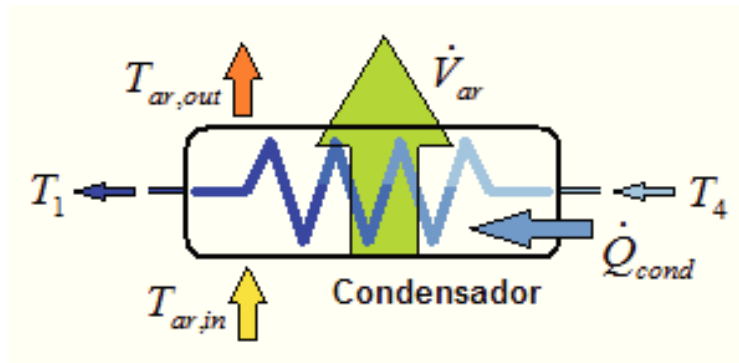


Figura 3.11 – Esquema representativo da permuta de calor que ocorre no condensador.

O diagrama T-s da Figura 3.12 mostra a descida de temperatura do ponto 4 do RC para o ponto 1 e a subida de temperatura do ar que passa no condensador.

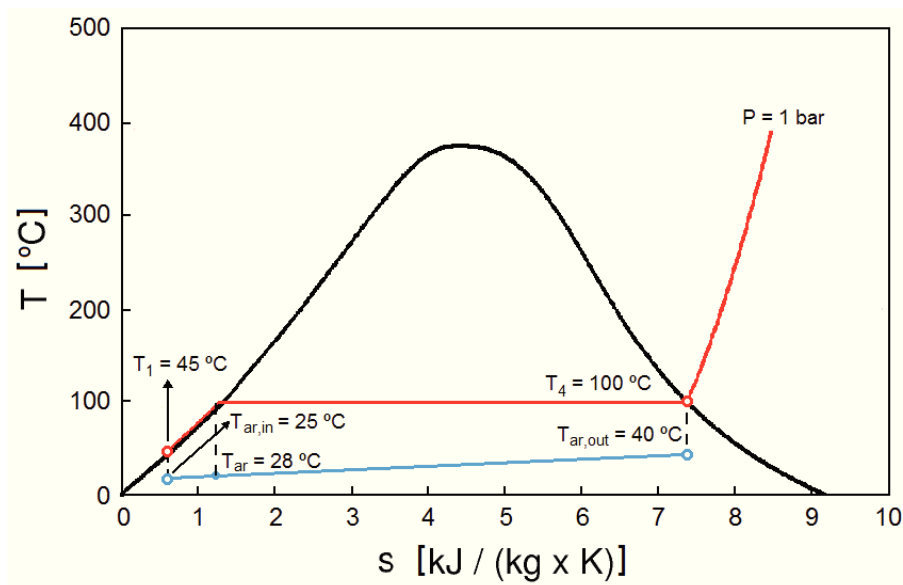


Figura 3.12 – Diagrama T-s representativo da permuta de calor que ocorre no condensador.

O passo seguinte será calcular a área de superfície do condensador necessária para dissipar \dot{Q}_{cond} . Deve ter-se em atenção que serão consideradas as fases do fluido de trabalho (água) no cálculo, ou seja, será calculado um valor de área para a fase de líquido subarrefecido, e outro valor de área para a fase de líquido/vapor saturado, sendo o valor final de área de superfície uma soma destes dois valores individuais de área. Para tal, utiliza-se a equação 3.13:

$$\dot{Q}_{cond} = U_{cond} \cdot A_{cond,1} \cdot \Delta T_{ml,1} + U_{cond} \cdot A_{cond,2} \cdot \Delta T_{ml,2} \quad [\text{W}] \quad (3.13)$$

Para o cálculo da diferença média logarítmica de temperatura na fase de líquido/vapor saturado, utiliza-se a equação 3.14:

$$\Delta T_{ml,1} = \frac{(T_4 - T_{ar}) - (T_4 - T_{ar,out})}{\ln\left(\frac{T_4 - T_{ar}}{T_4 - T_{ar,out}}\right)} \quad [\text{K}] \quad (3.14)$$

Para o cálculo da diferença média logarítmica de temperatura na fase de líquido subarrefecido, utiliza-se a equação 3.15:

$$\Delta T_{ml,2} = \frac{(T_1 - T_{ar,in}) - (T_4 - T_{ar})}{\ln\left(\frac{T_1 - T_{ar,in}}{T_4 - T_{ar}}\right)} \quad [\text{K}] \quad (3.15)$$

Relembrando que o valor de temperatura da água à entrada e saída do condensador é de 100 °C (373,15 K), admite-se que o valor de temperatura do ar antes de passar pelo condensador $T_{ar,in}$ é o valor da temperatura ambiente T_{amb} (25 °C = 298,15 K), e que durante a passagem pelo condensador a sua temperatura sobe para $T_{ar} = 28$ °C e depois para $T_{ar,out} = 40$ °C (313,15 K). Com estes valores de temperatura definidos, é possível calcular ambos os valores de ΔT_{ml} diretamente, que não possuem valor de incerteza associado visto que os valores de entrada são todos pré-estabelecidos e nenhum representa uma variável com incerteza associada. O valor obtido, constante para todas as condições de funcionamento do MCI visto que depende de valores de temperatura não relacionados com o seu regime transiente de funcionamento, é igual a 65,82 K para a fase de líquido/vapor saturado e de 40,59 K para a fase de líquido subarrefecido.

Para utilizar a equação 3.13 é necessário definir o valor do coeficiente global de transferência de calor do condensador U_{cond} . Uma revisão feita à literatura indicou um valor típico estimado para permutadores de calor do tipo “*plate/fin*” com um intervalo entre 25 e 50 W/(m².K) [Bergman *et al.* (2011)]. No entanto, um estudo recente [Sprouse III e Depcik (2013)] refere que o valor de U_{cond} estimado pode variar entre 75 e

150 W/(m².K) para o tipo de permutador que se pretende utilizar, devido à diferença acentuada de movimento entre o ar atmosférico forçado a passar pelo condensador e o fluido de trabalho para troca de calor. Então, os cálculos serão efetuados para valores de U_{cond} de 75 e 150 W/(m².K). Os resultados dos cálculos dos vários valores de área de superfície são mostrados na Tabela 3.10. Também pode calcular-se nesta fase o valor do caudal volúmico de ar necessário para retirar do condensador o valor máximo de \dot{Q}_{cond} através da equação 3.16:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{V}_{ar} \cdot \rho_{ar} \cdot C_{p_{ar}} \cdot (T_{ar,out} - T_{amb}) \quad [\text{W}] \quad (3.16)$$

Para tal, é necessário o valor da massa volúmica do ar ρ_{ar} , igual a 1,2 kg/m³, o valor do calor específico do ar $C_{p_{ar}}$, igual a 1005 J/(kg.K), e a diferença de temperatura do ar antes e depois de passar no condensador, que se assumiu igual a 15 K. Os resultados deste cálculo constam também na Tabela 3.12.

Tabela 3.12 – Áreas de superfície de transferência de calor estimadas para o condensador.

Cond.	\dot{Q}_{cond} [kW]	$A_{cond,1}$	$A_{cond,2}$	A_{cond} Total	$A_{cond,1}$	$A_{cond,2}$	A_{cond}	\dot{V}_{ar} [m ³ /s]
		$U_{cond}=75$ W/(m ² .K)	$U_{cond}=75$ W/(m ² .K)	$U_{cond}=75$ W/(m ² .K)	$U_{cond}=150$ W/(m ² .K)	$U_{cond}=150$ W/(m ² .K)	$U_{cond}=150$ W/(m ² .K)	
1	3,07	0,56	0,23	0,79	0,28	0,12	0,40	0,24
2	5,02	0,92	1,50	2,42	0,46	0,75	1,21	0,40
3	7,00	1,29	2,09	3,38	0,64	1,04	1,68	0,56
4	8,45	1,55	2,52	4,07	0,78	1,26	2,04	0,67
5	9,60	1,76	2,86	4,62	0,88	1,43	2,31	0,76
6	5,39	0,99	1,61	2,60	0,50	0,80	1,30	0,43
7	10,32	1,90	3,08	4,98	0,95	1,54	2,49	0,82
8	13,92	2,56	4,15	6,71	1,28	2,07	3,35	1,11
9	17,87	3,28	5,33	8,61	1,64	2,66	4,30	1,42
10	21,21	3,90	6,32	10,22	1,95	3,16	5,11	1,69
11	9,45	1,74	2,81	4,55	0,87	1,41	2,28	0,75
12	21,74	4,00	6,48	10,48	2,00	3,24	5,24	1,73
13	33,34	6,13	9,93	16,06	3,06	4,97	8,03	2,65

Analisando a Tabela 3.12, verifica-se que quanto maior for o valor de U_{cond} menor é a A_{cond} necessária. A área máxima obtida para U_{cond} igual a 150 W/(m².K) é aceitável – um

condensador com esta área de superfície não possui tamanho demasiado elevado.

Escolhe-se então o valor de área de $8,03 \text{ m}^2$, calculado para um valor de U_{cond} igual a $150 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$. Este valor de área, devido à ação do efeito de convecção forçada, será menor, desde que seja utilizada uma ventoinha que debite um caudal volúmico máximo de ar igual a $2,65 \text{ m}^3/\text{s}$ – este valor é o necessário para retirar do condensador todo o calor do fluido de trabalho, portanto, o caudal volúmico de ar necessário será sempre inferior, visto que a ventoinha repartirá a tarefa de remoção de calor da água com o próprio condensador. Neste caso, o valor de $8,03 \text{ m}^2$ será mantido, tornando-se um valor sobredimensionado. O sobredimensionamento do condensador irá garantir uma melhor aproximação do valor de eficiência do equipamento ao valor admitido de $0,9$.

O condensador selecionado, representado na Figura 3.13, é um permutador de calor do sistema de ar condicionado de um automóvel Citroën Xsara.

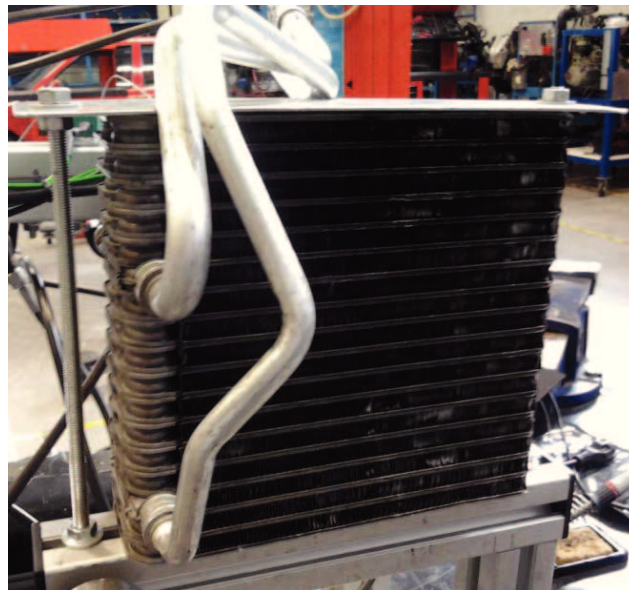


Figura 3.13 – Condensador selecionado para o RC experimental.

As suas dimensões e características são representadas na Tabela 3.13.

Tabela 3.13 – Características dimensionais do condensador selecionado.

Comprimento [m]	0,22
Largura [m]	0,07
Altura [m]	0,21
Número estimado de alhetas	2550
Número de placas	18
Área de transferência de calor [m ²]	4,93

A área de transferência deste condensador é de aproximadamente 4,93 m², mostrando-se inferior ao valor escolhido no dimensionamento. Como o valor calculado foi sobredimensionado, pelos motivos explicados anteriormente, o facto de este condensador ser um pouco mais pequeno poderá não afetar a eficiência prevista, desde que seja instalada uma ventoinha em conjunto para criar uma situação de troca de calor por convecção forçada. Pelas dimensões do condensador pode verificar-se que este é extremamente compacto para a área de superfície de transferência de calor que possui, o que, se se verificar um componente eficiente, o torna ideal para este tipo de sistema de RC, visto que é possível montá-lo com facilidade na zona frontal de um veículo automóvel ligeiro.

3.1.5 Seleção da bomba

Para obter toda a informação necessária à escolha da bomba, falta aferir a potência elétrica necessária para a elevação de pressão que se pretende. Esta é função da potência hidráulica, dada pela equação 3.17, onde ρ_f representa a massa volúmica do fluido de trabalho:

$$P_h = \frac{\dot{m}_f \cdot \Delta p_B}{\rho_f} \quad [\text{W}] \quad (3.17)$$

Sabe-se que a potência elétrica é dada pela equação 3.18, onde η_B representa o rendimento da bomba:

$$P_e = \frac{P_h}{\eta_B} \quad [\text{W}] \quad (3.18)$$

Para a condição de \dot{m}_f máximo igual a 12,06 g/s e ρ_f igual a 1000 kg/m³, Δp_B é igual a 4 bar e o rendimento da bomba é igual a 0,7 [Sprouse III e Depcik (2013)].

A Tabela 3.14 mostra os valores obtidos para a potência hidráulica e elétrica necessárias da bomba, que servirão para tirar conclusões sobre a sua escolha.

Tabela 3.14 – Requisitos de potência de funcionamento da bomba elétrica.

P_h [W]	4,82
P_e [W]	6,89

É então necessária uma bomba elétrica que consuma 6,89 W. Para além deste valor, é importante escolher uma bomba com alimentação de 12 V DC, para que seja compatível com a bateria instalada no veículo. Foi seleccionada para o RC uma bomba de diafragma da marca Xylem, modelo Flojet R3811. Para este tipo de bombas o fenómeno de cavitação não constitui um problema. De qualquer forma, no sistema de RC será montado um depósito de água com volume adequado antes da bomba, para garantir que esta admita sempre água no estado líquido e a uma temperatura adequada. Esta bomba gera uma pressão máxima de 10,34 bar e um caudal mássico máximo de 5,5 L/min, suporta uma temperatura máxima de fluido de 60 °C (333,15 K) e funciona alimentada a 12 V DC utilizando no máximo 8 A, o que resulta num valor de potência elétrica máxima de 96 W. A bomba e a sua curva característica são mostradas na Figura 3.14.

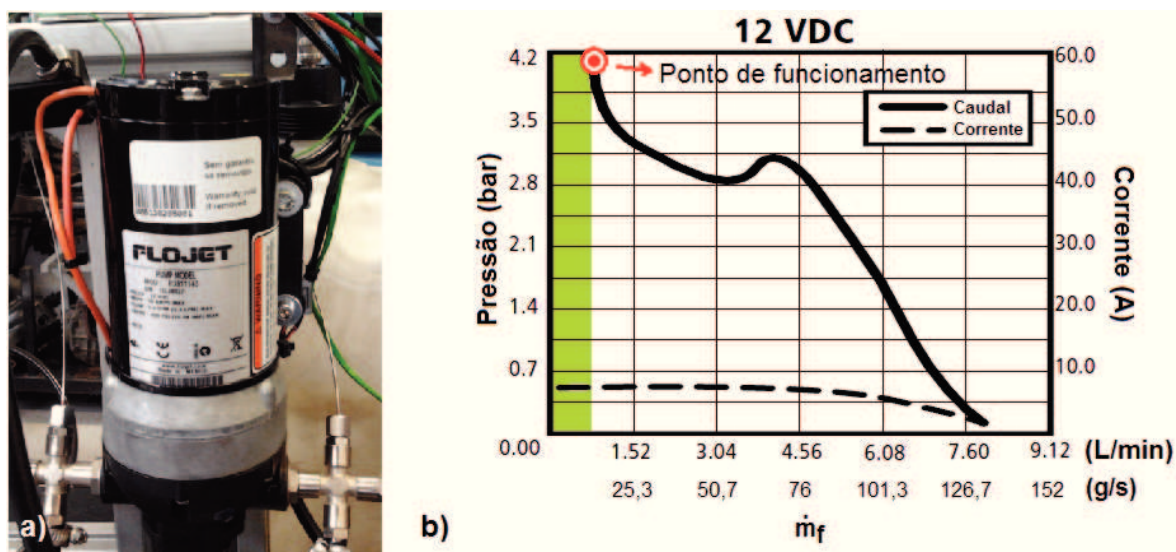


Figura 3.14 – a) Bomba elétrica Xylem Flojet R3811 e b) curva característica para 12 VDC.

Os parâmetros característicos da bomba selecionada satisfazem os requisitos do sistema, e analisando a curva característica conclui-se que, para o caudal máximo desejado, a bomba funciona com a sua corrente máxima. Este facto deve-se ao valor de \dot{m}_f máximo ser de 12,06 g/s (0,72 L/min), que fará a bomba funcionar apenas na área a verde da curva característica, à esquerda do ponto de funcionamento indicado na Figura 3.14 b), ou seja, com pressão sempre superior a 4,3 bar e corrente de funcionamento de 8 A.

3.1.6 Dimensionamento e seleção das tubagens

Devido ao caudal mássico baixo requerido pelo RC, o diâmetro dos tubos será bastante reduzido. É necessário que aguentem pelo menos uma pressão de 5 bar e temperatura de 200 °C (473,15 K). Para efeitos de dimensionamento, e com base no caudal mássico de água, o diâmetro mínimo necessário dos tubos é dado pela equação 3.19, que depende do valor de velocidade de escoamento do fluido de trabalho (V_f):

$$d_t = \sqrt{\left(\frac{4 \times \dot{m}_f}{\pi \cdot \rho_f \cdot V_f}\right)} \quad [\text{m}] \quad (3.19)$$

De acordo com a equação 3.19, a Figura 3.15 representa um gráfico dos valores de diâmetro obtidos em função da velocidade de escoamento da água, considerando um caudal mássico de água máximo e lembrando que o valor de $\rho_f = 1000 \text{ kg/m}^3$. Para o estado de vapor sobreaquecido, ρ_f é obtido pelo inverso do valor de volume específico de vapor, para uma pressão de 5 bar e temperatura de 200 °C [Çengel e Boles (2011)]. Então, obteve-se um valor de $\rho_f = 2,353 \text{ kg/m}^3$.

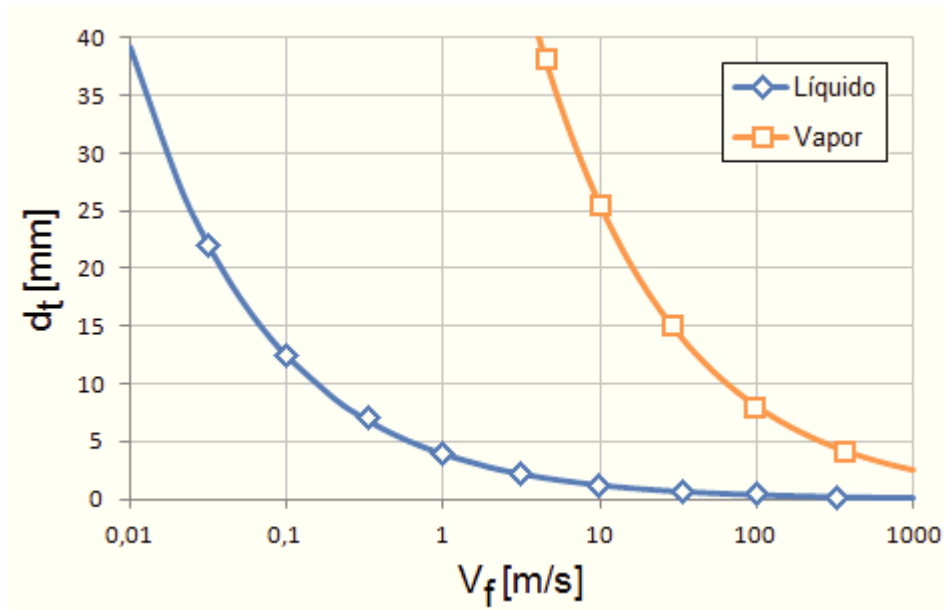


Figura 3.15 – Gráfico representativo do diâmetro dos tubos em função da velocidade de escoamento de água.

Atendendo a que no RC a velocidade de escoamento estimada será superior a 1 m/s, considerou-se um valor mínimo de velocidade para dimensionamento igual a 2 m/s – segundo o gráfico da Figura 3.15, para este valor o diâmetro mínimo necessário dos tubos será de 2,77 mm para o fluido de trabalho (água) no estado líquido. Então, foi selecionado do catálogo da empresa Barboflex, sediada em Vila Nova de Gaia (Portugal) [Empresa Barboflex (2013)], um tubo flexível do tipo PTFE liso (Smooth) com um diâmetro interior de 3,5 mm, adequado para utilização com velocidades de escoamento iguais ou superiores a 2 m/s. Este tipo de tubo tem uma pressão máxima de serviço de 233 bar, e suporta temperaturas até aos 260 °C (533,15 K), o que satisfaz os requisitos de funcionamento do RC. Está preparado para ser assembled com terminais hidráulicos – com o diâmetro selecionado, foram utilizados terminais hidráulicos de 1/8" fêmea de porca solta para uma montagem mais simples e eficaz. No entanto, um aspecto importante a ter em conta será o raio de curvatura do tubo aquando da montagem, visto que um raio muito elevado poderá causar uma perda de carga maior. Este tipo de tubo permite um raio de curvatura mínimo de 38 mm.

3.1.7 Módulo de controlo e sensores

Foi implementado no *software* LabVIEW um sistema de controlo do RC que possibilita a

variação eletrónica da velocidade da bomba e que lê sinais de vários sensores através de uma placa de aquisição de dados. Para o efeito, foram montados dois sensores (temperatura e pressão) entre o evaporador e o elemento expensor, dois entre o elemento expensor e o condensador, dois entre o condensador e a bomba e dois entre a bomba e o evaporador. Outros dois pares de sensores de pressão e temperatura, que se encontram montados no sistema de escape do veículo, leem os respetivos valores antes e depois do evaporador. O sensor de caudal é montado entre o condensador e a bomba para que registre valores a baixa pressão e temperatura. A interface de controlo lê também os valores de um sensor de caudal de ar admitido no MCI para que se possa calcular o valor de \dot{m}_g . De acordo com a equação 3.20, este valor pode ser obtido utilizando o valor de caudal mássico de combustível \dot{m}_{fuel} e da razão de massa de ar/combustível $\frac{A}{F}$:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{fuel} \cdot \left(1 + \frac{A}{F} \right) \quad [\text{kg/s}] \quad (3.20)$$

Para obter o valor da razão de massa de ar/combustível, pode ler-se o valor do sensor de oxigénio presente no escape do veículo, ou considerar-se um valor estequiométrico. A partir desta razão, sabendo o caudal mássico de um dos dois intervenientes na combustão consegue calcular-se o caudal mássico do outro. Então, sendo necessário o caudal mássico de combustível para a equação 3.20, é necessário medi-lo ou calculá-lo. Sabendo que existe um sensor instalado no veículo de medição do caudal mássico do ar admitido \dot{m}_{ar} no MCI, através do valor desse sensor pode obter-se, para a mesma unidade de tempo, o caudal mássico de combustível, utilizando a equação 3.21:

$$\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{fuel}} = \frac{A}{F} \quad (3.21)$$

Todos os sensores de temperatura são termopares do tipo K de classe 1. O tipo de termopar varia de acordo com o tipo de materiais utilizados que irão gerar a tensão de saída. Este tipo de sensor foi escolhido devido à sua ampla gama de medição de temperatura, boa precisão e tempo de resposta, aliados a um preço reduzido e facilidade de instalação. Os termopares possuem uma gama de medição de -50 a 1200 °C e incerteza de $\pm 1,5$ °C (aplicável de -40 a 375 °C) e de $\pm 0,004 \times T$ (aplicável de 375 °C a 1000 °C). A Figura 3.16 mostra a sua curva característica de acordo com a norma IEC 584.

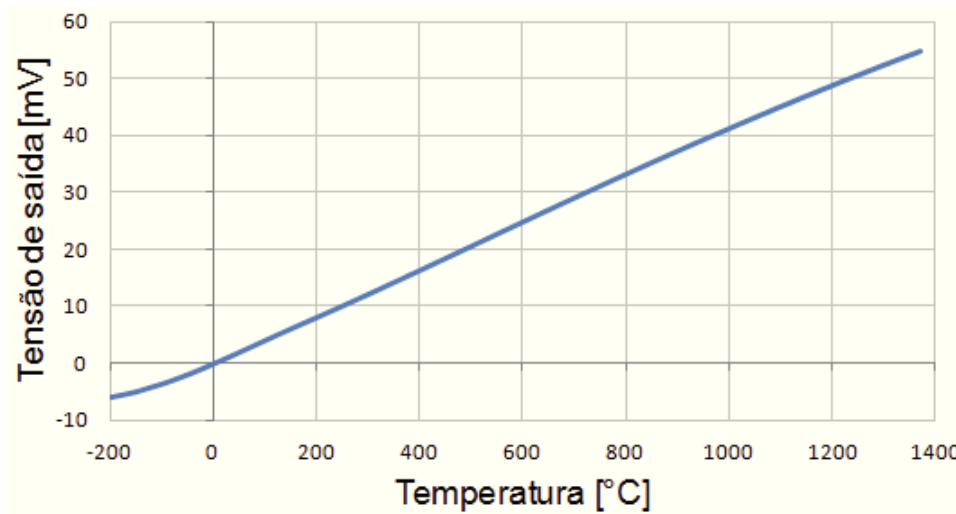


Figura 3.16 – Curva característica de um termopar do tipo K segundo a norma IEC 584.

A gama de temperatura que pode ser medida por este tipo de termopar adequa-se às exigências de medição experimental do sistema de RC e sistema de escape do veículo. A sua sensibilidade tem um valor médio de $40 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$ com tempo de resposta de cerca de 0,8 s [Fabricante Correge (2013)]. A Figura 3.17 mostra o desenho técnico do tipo de termopares utilizado, em que ØD é igual a 1,5 mm e L é igual a 0,5 m. A profundidade a que o elemento sensor deve ser montado é igual a $10 \times \text{ØD}$ [Fabricante Correge (2013)], ou seja, 15 mm.

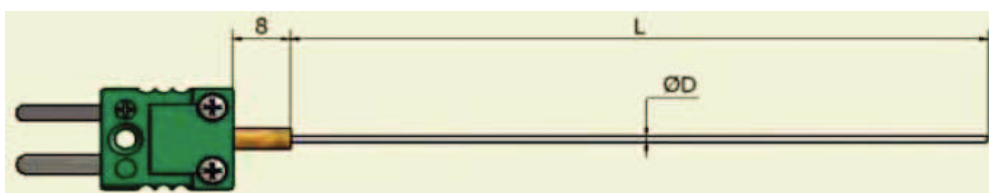


Figura 3.17 – Desenho técnico do termopar do tipo K [Fabricante Correge (2013)].

No que diz respeito aos sensores de pressão, no escape foram utilizados sensores piezoresistivos Freescale MPX4250AP. Estes sensores foram escolhidos de acordo com o seu tamanho e custos reduzidos, oferecendo uma boa precisão de aquisição de dados. Apresentam uma gama de medição de 20 a 250 kPa (0,2 a 2,5 bar), com resposta linear em tensão com incrementos de 20 mV/kPa e valor máximo de incerteza de $\pm 3,45$ kPa (aplicável de 0°C a 85°C) para uma tensão de alimentação recomendada de 5,1 V. A gama

de pressão medida por este tipo de sensores adequa-se aos valores de pressão típicos existentes no sistema de escape de um veículo automóvel. O seu tempo de resposta é de cerca de 1 ms. A gama de temperatura de funcionamento deste tipo de sensor, de -40 a 125 °C, mostra que o sensor deve ser montado a alguma distância dos gases de escape do veículo para que não haja corrupção de dados adquiridos, visto que a temperatura dos gases de escape, como visto anteriormente, é muito superior à temperatura máxima de funcionamento do sensor. Tendo em conta este facto, e sabendo que a pressão a obter é a pressão estática do escoamento no interior do tubo de escape, será obtido o seu valor médio pela união de quatro pontos equidistantes no tubo para dois, e de dois para um, união esta que irá ligar ao sensor com um comprimento de tubo tal que permita o arrefecimento dos gases de escape para não danificar o sensor. Na Figura 3.18 pode observar-se o esquema de montagem com um desenho de um sensor MPX4250AP. O diâmetro necessário dos furos é também indicado, sendo igual a 0,1 vezes o diâmetro interior do tubo de escape.

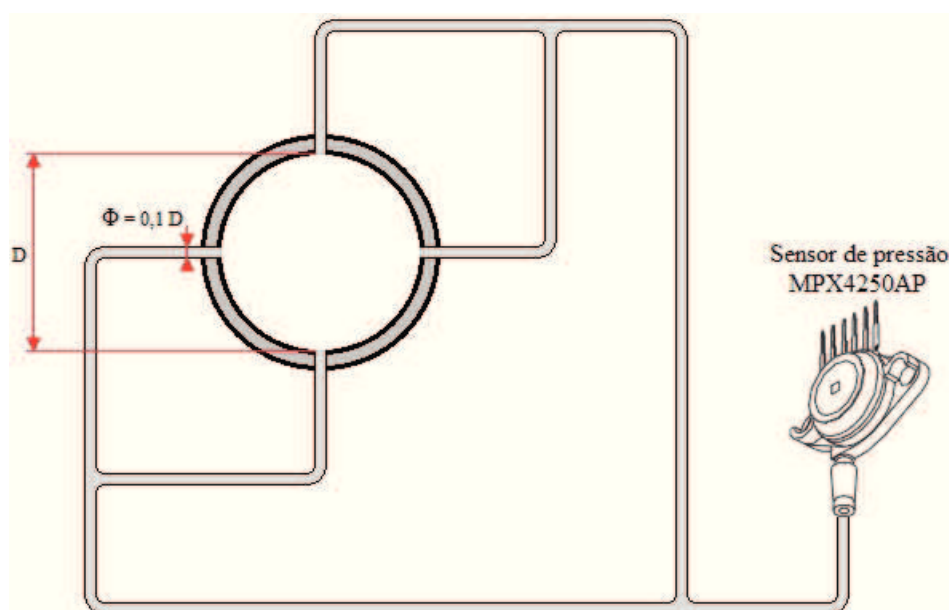


Figura 3.18 – Esquema da montagem para medição de pressão no escape com um sensor MPX4250AP.

Na fase do RC onde existe vapor, foram utilizados dois sensores de pressão piezoresistivos RS Components DS2805 HPS-A com saída linear em corrente, compreendida entre 4 e 20 mA, e alta resistência a químicos e corrosão. Nesta fase do ciclo a pressão e temperatura são mais elevadas, o que exige sensores adequados – este tipo de sensor possui uma gama de medição de pressão absoluta de 1 a 9 bar com incerteza de $\pm 0,25\%$ e temperatura de

funcionamento de -20 a 125 °C. Pode ser alimentado com tensão contínua desde 10 a 32 VDC. É extremamente difícil encontrar no mercado sensores para este tipo de utilização que suportem temperaturas mais elevadas mas estima-se que os sensores selecionados suportem as temperaturas de funcionamento na fase de vapor do RC. Na fase líquida pós-condensação e pré-evaporação da água, onde as temperaturas são mais baixas, foram utilizados sensores de pressão diferencial piezoresistivos para líquido Honeywell 24PCGFA6D com saída linear em tensão, compreendida entre 145 e 280 mV com sensibilidade típica de 0,85 mV/psi. A gama de medição deste tipo de sensores compreende-se entre 0 e 250 psi (0 a 17,2 bar) com uma incerteza de $\pm 0,2\%$ e a temperatura de funcionamento mínima e máxima são iguais a -40 e 85 °C, respectivamente. A tensão de alimentação pode compreender-se entre os 10 e os 12 VDC, e o seu tempo de resposta é de 1 ms. Na Figura 3.19 são mostrados os dois tipos de sensores de pressão descritos.

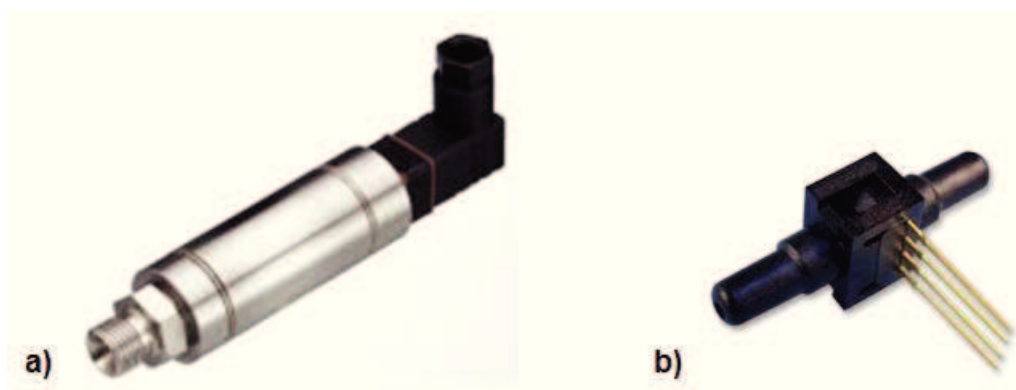


Figura 3.19 – Sensores de pressão de fluido de trabalho do RC – a) vapor, e b) líquido.

O sensor de caudal utilizado foi um Bürkert Low-flow type 8031 783721V, adequado para medir caudais baixos em líquidos. A sua gama de medição varia entre 10 e 100 L/h com incerteza de $\pm 2\%$, e suporta pressão e temperatura de fluido de 55 °C e 10 bar, respectivamente. Pode ser alimentado com tensões contínuas de 12 a 24 VDC, e tem saída digital em tensão dada pelo número de pulsos por litro. A Figura 3.20 mostra o sensor de caudal utilizado e a sua curva característica. A área a verde no gráfico da curva característica do sensor mostra a sua zona de funcionamento para o intervalo de valores de \dot{m}_f calculados, de 1,11 a 12,06 g/s (3,9 a 43,4 L/h).

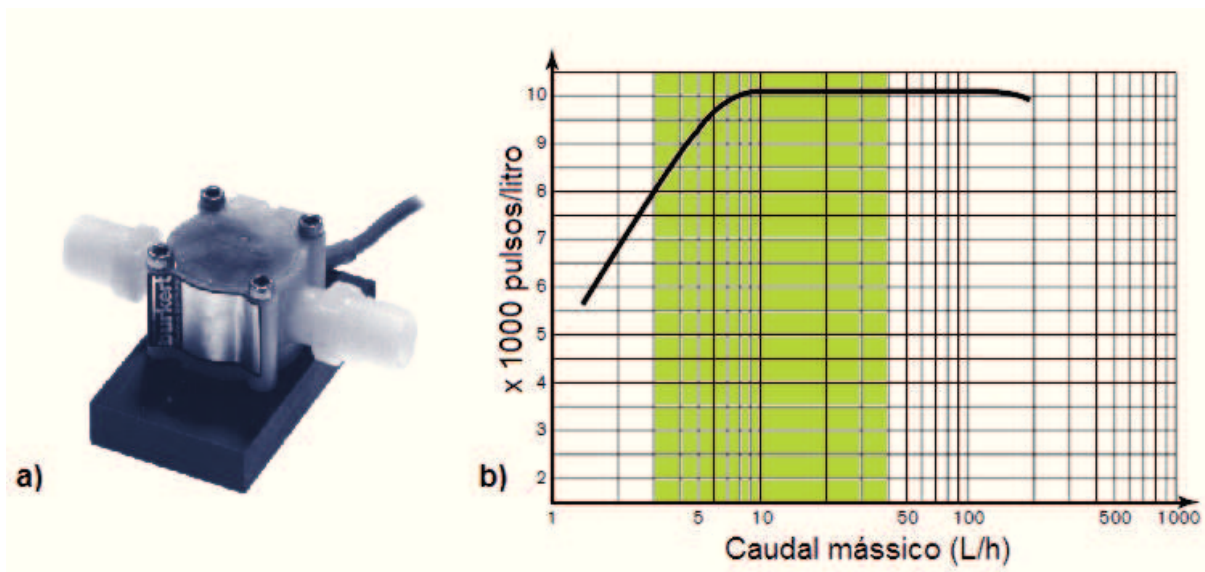


Figura 3.20 – a) Sensor de caudal Bürkert Low-flow type 8031, e b) curva característica.

Para o controlo da bomba, foi montado no sistema um módulo controlador dedicado, que ajusta a velocidade da bomba variando a tensão pulsada (PWM) de alimentação do seu motor eléctrico de corrente contínua. Foi utilizado o módulo United Automation DCM 24-40, alimentado com tensões contínuas entre 6 e 24 VDC e com frequências de funcionamento de 180 ou 350 Hz, que permite controlar motores que consumam corrente máxima de 40 A. Visto que a bomba utilizada consome apenas 8 A, o módulo seleccionado adequa-se para o seu controlo. A Figura 3.21 mostra o módulo de controlo seleccionado.



Figura 3.21 – Módulo de controlo United Automation DCM 24-40.

O esquema experimental do RC simples a implementar é mostrado na Figura 3.22.

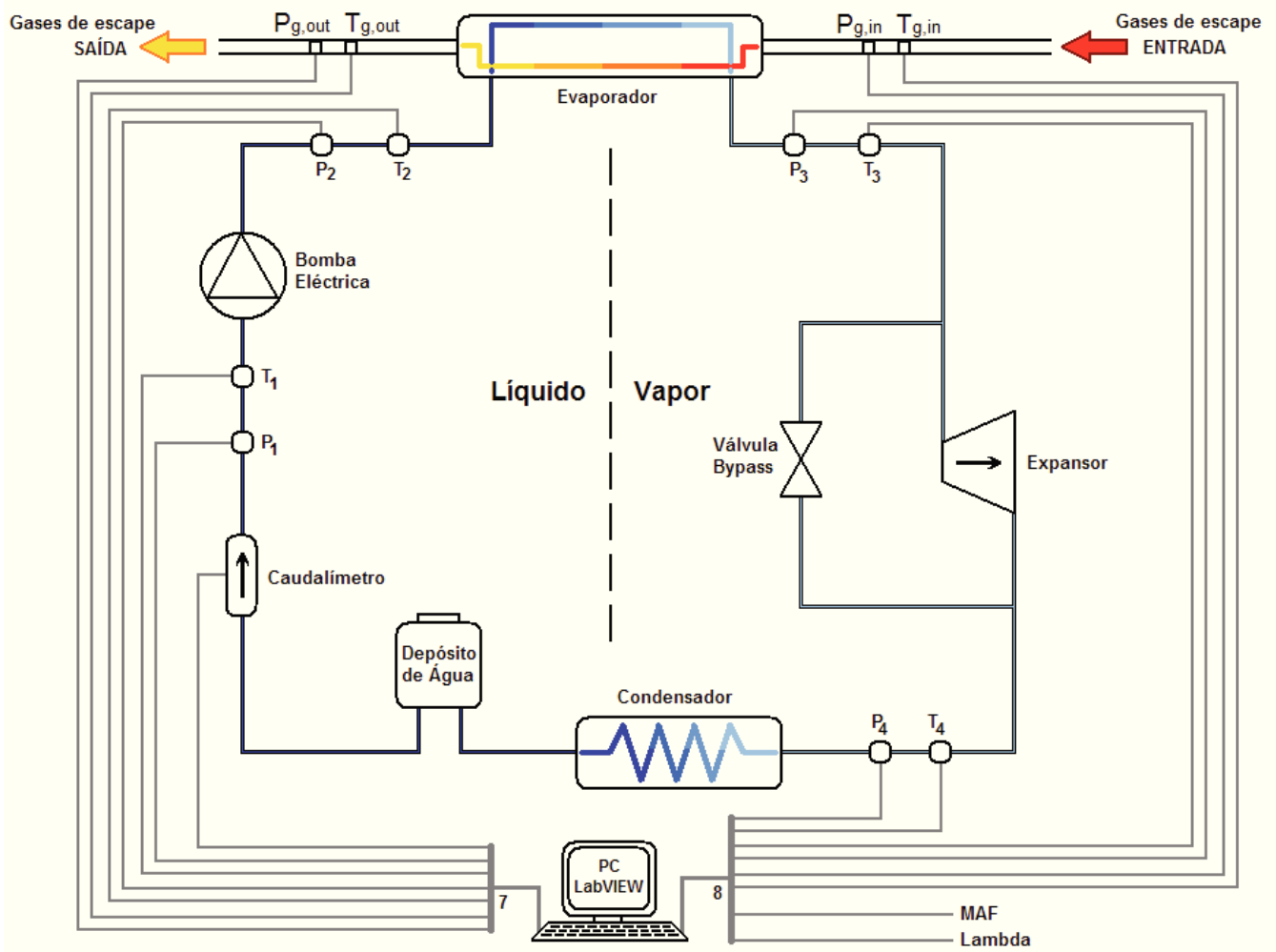


Figura 3.22 – Esquema do sistema de RC simples a implementar experimentalmente.

Na Figura 3.23 pode observar-se a interface gráfica do programa desenvolvido em LabVIEW.

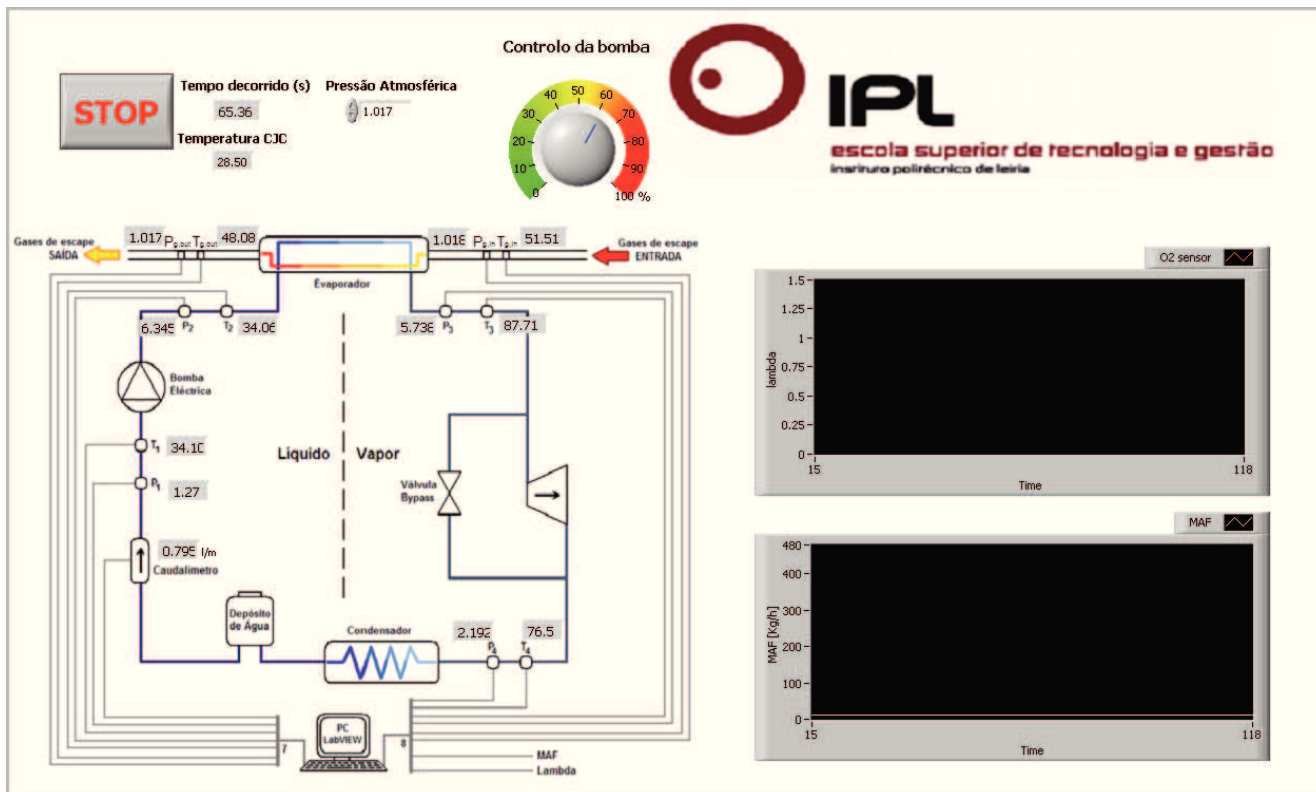


Figura 3.23 – Interface gráfica do programa desenvolvido em LabVIEW.

A Tabela 3.15 mostra a lista de variáveis para aquisição e as características principais dos respetivos sensores.

Tabela 3.15 – Lista de variáveis para aquisição e características principais dos respetivos sensores.

Variáveis	Sensor	Marca	Gama de medição	Temperatura de funcionamento
$P_{g,in}$, $P_{g,out}$	MPX4250AP	Freescalé	0,2 a 2,5 bar $\pm 0,345$ bar	-40 a 125 °C
p_1 , p_2	24PCGFA6D	Honeywell	0 a 17,2 bar $\pm 0,2\%$	-40 a 85 °C
p_3 , p_4	DS2805 HPS-A	RS	1 a 9 bar (abs.) $\pm 0,25\%$	-20 a 125 °C
$T_{g,in}$, $T_{g,out}$	Termopar tipo K	Correge	-50 a 1200 °C	-
T_1 , T_2 , T_3 , T_4			$\pm 1,5$ °C (-40 a 375 °C) $\pm 0,004 \times T$ (375 a 1000 °C)	
\dot{m}_f	Low-flow type 8031 783721V	Bürkert	10 a 100 L/h $\pm 2\%$	55 °C máx.

3.2 Montagem experimental

O veículo de teste selecionado para acoplamento do RC é um Ford Sierra, equipado com um MCI de 2000 cm³ de cilindrada, SOHC SI-ICE, com uma ECU MOTEC M4, programada e calibrada para que o MCI funcione em todas as velocidades de teste em aceleração máxima com uma razão ar/combustível estequiométrica e com tempo de ignição ajustado para binário máximo. O sistema de escape do veículo foi alterado para que o tubo passe no lado direito ao invés da parte inferior do veículo, para que o evaporador do sistema experimental possa ser ligado em série com o tubo, como mostra a Figura 3.24.



Figura 3.24 – Veículo de teste Ford Sierra com o sistema de escape alterado.

O sistema de RC será montado num suporte com rodas, para garantir a sua fácil mobilidade pelo laboratório e fácil ligação em qualquer veículo, ao invés dos seus componentes serem montados de forma integrada no veículo de testes. Assim é mais fácil monitorizar o funcionamento do sistema e trocar componentes, se necessário. No anexo A-1 é mostrado o esquema do sistema a montar, com todas as ligações hidráulicas efetuadas.

A montagem experimental implica que o evaporador fique com a mesma altura ao solo do sistema de escape do veículo para acoplamento direta. De modo a implementar a montagem determinada pelo esquema referido anteriormente, foram fixados no suporte os componentes do RC experimental e ligados entre si com os tubos selecionados. Para efetuar as ligações hidráulicas foram necessários vários adaptadores e acessórios, para que os sensores ficassem montados nos locais exatos pretendidos e para que as roscas

normalizadas pudessem bater certo em todas as ligações de modo a evitar fugas e a manter a pressão no RC. A Figura 3.25 mostra o sistema experimental montado, com todos os componentes, acessórios, tubos, sensores e controlador da bomba, e a Figura 3.26 mostra o sistema montado no veículo e pronto para efetuar testes no banco de ensaio de potência.

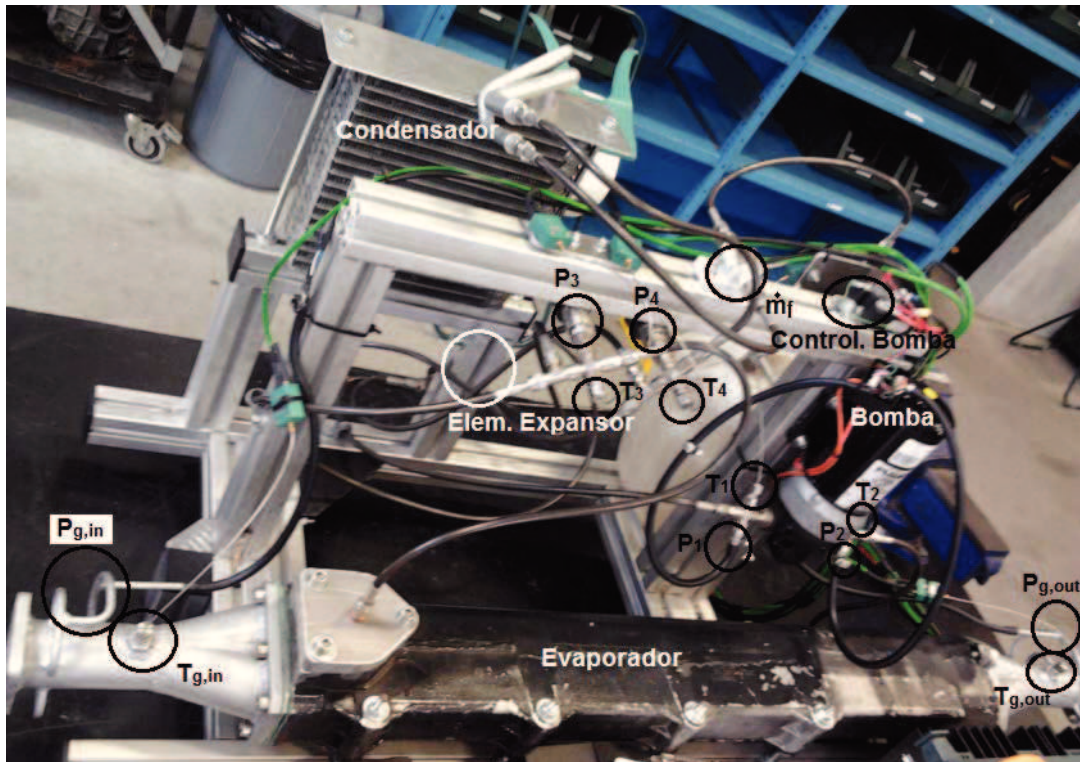


Figura 3.25 – Pormenor do sistema de RC experimental.



Figura 3.26 – Sistema de RC experimental preparado para efetuar testes em banco de ensaio de potência.

Note-se que os sensores de pressão montados no escape necessitam de um tubo com algum comprimento para dissipação de temperatura, e os sensores de pressão de líquido do RC são frágeis, requerendo uma caixa para o seu encapsulamento. A vibração gerada pelo veículo de testes poderá constituir um problema, o que requer cuidado no que diz respeito aos locais de fixação dos sensores. A Figura 3.27 mostra em pormenor a forma de montagem dos sensores de pressão do escape e da fase líquida do RC, de modo a satisfazer os requisitos impostos.

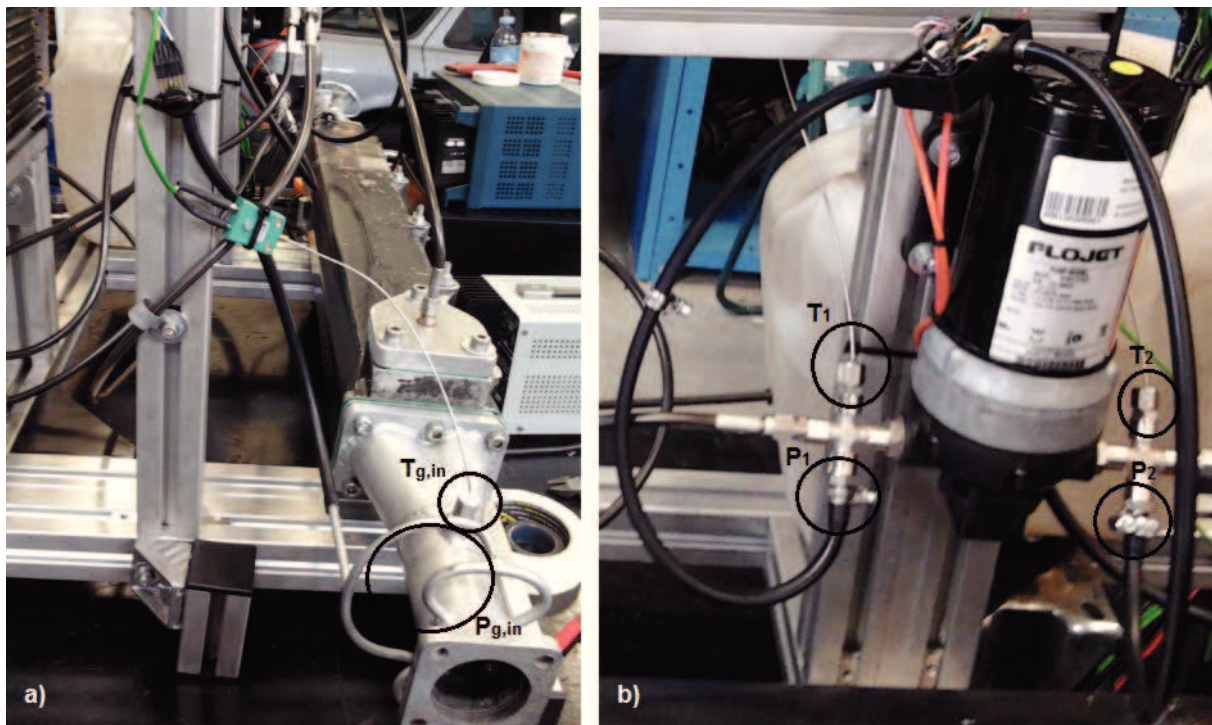


Figura 3.27 – Montagem de sensores – a) sensores de pressão no escape, e b) sensores de pressão de fluido de trabalho no estado líquido.

3.3 Descrição dos testes experimentais

Os testes a efetuar serão delineados de acordo com os objetivos do trabalho – estudar a influência do RC no desempenho do veículo de testes. Isso significa que terá de ser avaliada a eficiência do evaporador e a conseqüente diferença de pressão no escape. Então, os testes implicarão a medição, em aceleração máxima (WOT) durante um determinado período de tempo, dos valores do sensor de medição de massa de ar, pressão e temperatura dos gases de escape antes e depois do evaporador e pressão e temperatura do fluido de

trabalho nos vários pontos-chave do sistema de RC. Para tal, serão efetuados cinco testes ao veículo, às velocidades de rotação do MCI de 1500, 2000, 2500, 3000 e 4000 rpm, e medidos os valores dos sensores referidos. O valor do sensor de oxigénio não será medido, visto que o veículo de testes foi afinado para que a relação ar/combustível seja estequiométrica, igual a 14,7. Este valor, aliado ao valor lido do sensor de medição de massa de ar, determinará o cálculo do valor do caudal mássico de gases de escape durante os testes. Para que os testes se assemelhem a uma condição normal de circulação em estrada, a carga do banco de ensaio de potência foi ajustada para 1000 N. Visto que o elemento expensor escolhido não é o mais adequado para o funcionamento normal do RC, ficará ligado de forma direta, sem imposição de queda de pressão, tal como a torneira de "bypass", para que a perda de carga seja minimizada nessa secção. A eficiência do evaporador espera-se mais elevada para temperaturas de gases de escape mais baixas, visto que se aproximam mais dos valores de temperatura do fluido de trabalho. Caso a temperatura dos gases de escape atinja valores muito acima dos valores de temperatura do fluido de trabalho à saída do evaporador, a elevada diferença de temperatura entre a fonte quente e a fonte fria significará uma grande quantidade de calor disponível que o sistema de RC pode não conseguir aproveitar. A bomba funcionará sempre a 100% da sua velocidade, para que seja mantido durante os testes o maior valor de caudal mássico de água, de forma a aproveitar a maior quantidade de calor possível.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Análise e Discussão de Resultados

4.1 Análise de resultados dos testes experimentais

No presente capítulo serão expostos e analisados os resultados dos testes experimentais efetuados. Foram realizados cinco testes, a velocidades de rotação do MCI constantes – 1500, 2000, 2500, 3000 e 4000 rpm – com aquisição de valores de aproximadamente 0,2 em 0,2 segundos. O *software* de aquisição de dados utilizado foi o LabVIEW. O tempo decorrido em cada teste foi determinado pelas seguintes condições:

- 1) As limitações dos sensores de pressão da fase de vapor do RC impõem um valor máximo que é possível medir de 9 bar – os testes foram interrompidos quando se atingiu um valor aproximado, para que os sensores não chegassem ao seu limite de escala de medição, determinado como sendo aproximadamente 7 bar;
- 2) O limite de temperatura das tubagens é igual a 260 °C – a temperatura do vapor de água não podia aproximar-se deste valor.

De modo a cumprir estas condições, cada teste teve uma duração diferente, nunca ultrapassando os 550 segundos, ou seja, 9,16 minutos. A taxa de amostragem é elevada (5 Hz), o que em cada teste gera uma grande série de amostras, inviável para expor em tabelas. Por conseguinte, serão mostrados, para cada teste, gráficos dos valores lidos de temperatura, pressão e caudal, para que possa ser feita uma análise do comportamento do RC no que diz respeito às grandezas lidas ao longo do tempo. Os valores de temperatura são afetados por uma incerteza de $\pm 1,5$ °C, os sensores p_3 e p_4 medem com incerteza de $\pm 0,25\%$ do valor de pressão obtido, os sensores p_1 e p_2 medem com uma incerteza de

$\pm 0,2\%$ do valor de pressão obtido, os sensores $p_{g,in}$ e $p_{g,out}$ medem com uma incerteza de $\pm 3,45$ kPa, e o sensor de caudal de fluido de trabalho mede com uma incerteza de $\pm 2\%$ do valor de caudal obtido. O próprio banco de ensaios de potência mede com uma incerteza de $\pm 2\%$ do valor obtido para cada grandeza.

A Tabela 4.1 mostra a configuração de testes efetuada e os dados obtidos do veículo de testes para cada situação.

Tabela 4.1 – Condições de teste do Ford Sierra 2.0 em regime estacionário.

Condição	N [rpm]	PME [bar]	P_v [kW]	\dot{m}_g [g/s]	$T_{g,in}$ [K]
1	1500	8,28	20,7	24,18	837,15
2	2000	9,70	32,3	35,64	948,15
3	2500	9,80	40,8	44,11	988,15
4	3000	10,25	51,2	56,07	1014,15
5	4000	10,69	71,2	79,48	1071,15

A Tabela 4.2 mostra os valores previstos de \dot{Q}_{evap} , \dot{Q}_f e \dot{m}_f para o veículo de testes, de acordo com as condições de eficiência do evaporador e valores de entalpia considerados na seção 3.1.3.

Tabela 4.2 – Valores de potência térmica e caudal mássico de fluido de trabalho estimados para as várias condições de teste.

Condição	\dot{Q}_{evap} [kW]	\dot{Q}_f [kW]	\dot{m}_f [g/s]
1	11,35	7,94	2,98
2	22,14	15,49	5,81
3	29,89	20,92	7,84
4	40,07	28,05	10,52
5	63,38	44,36	16,63

4.1.1 Condição 1

Este teste decorreu com uma duração de cerca de 550 segundos. As Figuras 4.1, 4.2, 4.3,

4.5 e 4,6 mostram os resultados obtidos pela leitura dos sensores de temperatura, pressão e caudal. O teste foi interrompido aos 550 segundos devido a ter sido verificada uma estabilização dos valores medidos de temperatura e pressão. Em cada situação será feita uma análise dos resultados obtidos de forma a verificar o comportamento experimental do componente do RC associado.

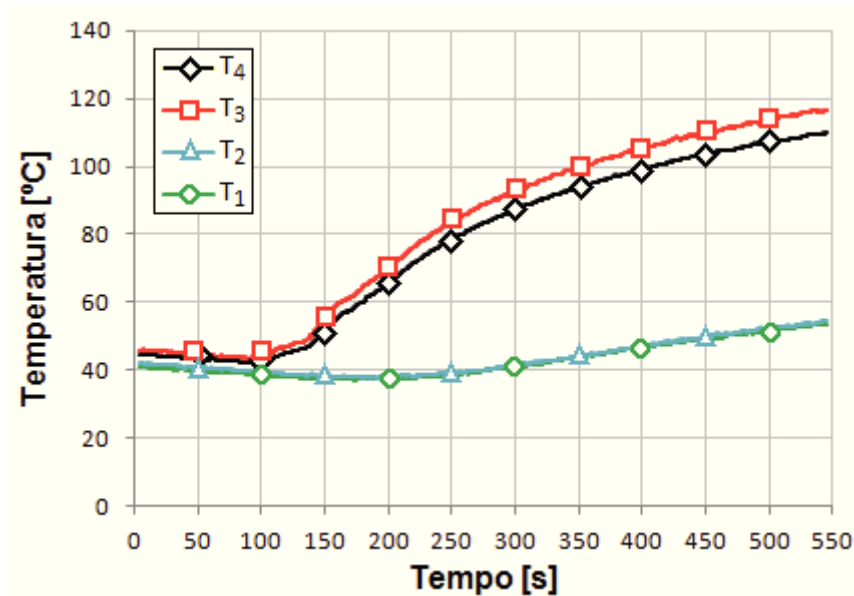


Figura 4.1 – Variação da temperatura do fluido de trabalho (T_1 , T_2 , T_3 e T_4) em função do tempo para 1500 rpm.

A Figura 4.1 mostra a variação da temperatura do fluido de trabalho (T_1 , T_2 , T_3 e T_4) em função do tempo para 1500 rpm. Os valores de T_1 e T_2 não ultrapassam os 60 °C, visto que são os pontos medidos antes e depois da bomba, e nestes pontos não eram esperados valores de temperatura muito elevados. Já os valores de T_3 e T_4 são mais elevados, visto que é no ponto 3 que termina a troca de calor no evaporador, e é depois do ponto 4 que se inicia a troca de calor no condensador. O valor máximo registado de T_3 foi de 118 °C. Verifica-se que existe um aumento significativo da temperatura de T_2 para T_3 , consequência do efeito do evaporador. O valor de T_4 é ligeiramente inferior a T_3 devido ao efeito do elemento expensor, embora a baixa diferença de temperatura possa provar que o elemento escolhido pode ser desadequado ao sistema.

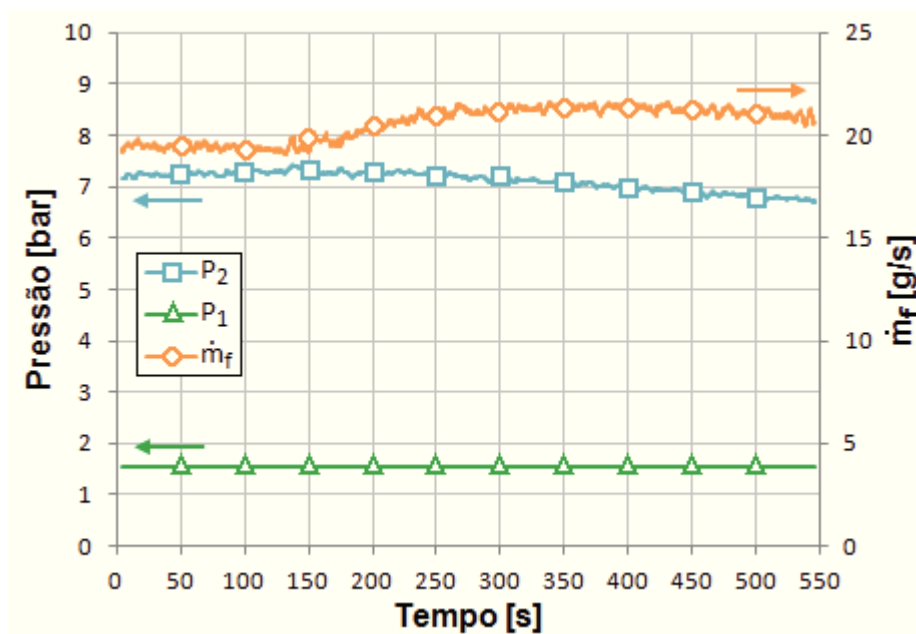


Figura 4.2 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho na bomba (p_1 , p_2 e \dot{m}_f) em função do tempo para 1500 rpm.

A Figura 4.2 permite observar o processo de compressão do fluido de trabalho (água) pela bomba. Antes de passar na bomba, o fluido de trabalho encontra-se a uma pressão p_1 de cerca de 1,5 bar. Depois da compressão, a pressão do fluido de trabalho aumenta para $p_2 \cong 7$ bar – este valor é mais elevado que o valor estabelecido de 5 bar aquando do dimensionamento do sistema. O valor do caudal mássico de fluido de trabalho mantém-se em cerca de 21 g/s, mais elevado que o esperado devido à velocidade de rotação da bomba ser máxima. Se a velocidade de rotação da bomba diminuir, o valor de \dot{m}_f diminui também. No instante $t = 150$ s verifica-se um aumento do valor de \dot{m}_f , consequência da aceleração do veículo para o estado de WOT.

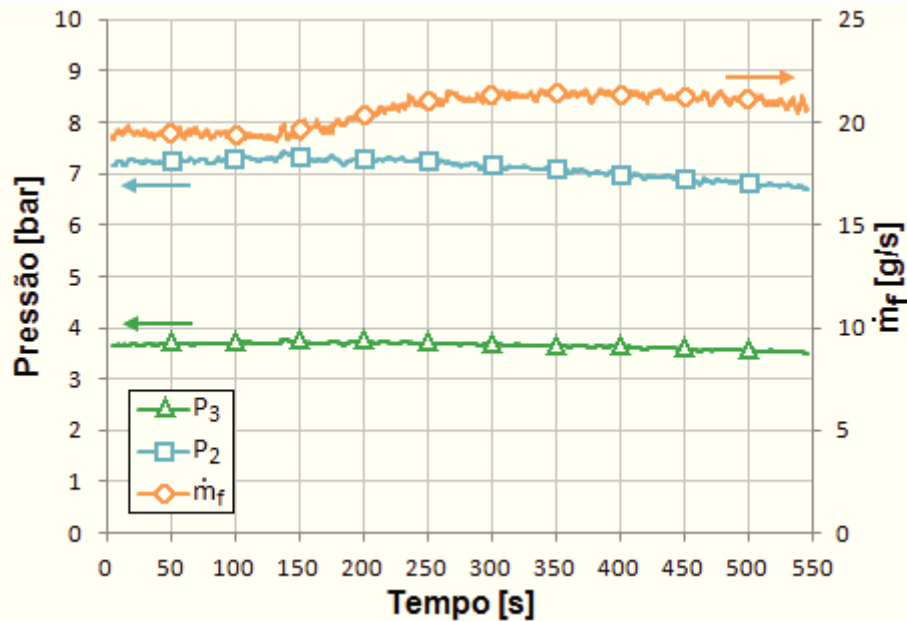


Figura 4.3 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho no evaporador (p_2 , p_3 e \dot{m}_f) em função do tempo para 1500 rpm.

Na Figura 4.3 podem observar-se as alterações de pressão do fluido de trabalho (água) durante a passagem pelo evaporador. Verifica-se que, ao passar no evaporador, o fluido de trabalho sofre uma diminuição de pressão de cerca de 7 bar (p_2) para cerca de 3,5 bar (p_3).

A Tabela 4.2 mostra os valores dos sensores de temperatura, pressão e caudal mássico de fluido de trabalho no instante em que se regista um valor máximo de $T_{g,in}$ para esta condição de teste ($t = 426$ s, segundo a tabela de registo de valores do software LabVIEW). Estes valores serão considerados para os cálculos da eficiência do evaporador.

Tabela 4.3 – Valores máximos de temperatura e pressão do fluido de trabalho e respetivos valores de entalpia a 1500 rpm.

Ponto do RC	\dot{m}_f [g/s]	T_2 [°C]	p_2 [bar]	h_2 [kJ/kg]	T_3 [°C]	p_3 [bar]	h_3 [kJ/kg]
Ponto 2	21,98	46,78	6,84	190	–	–	–
Ponto 3	21,98	–	–	–	109,83	3,56	461

O diagrama T-s representado na Figura 4.4 mostra como variam as temperaturas dos gases

de escape e fluido de trabalho, possibilitando uma melhor análise do processo de mudança de fase do fluido de trabalho.

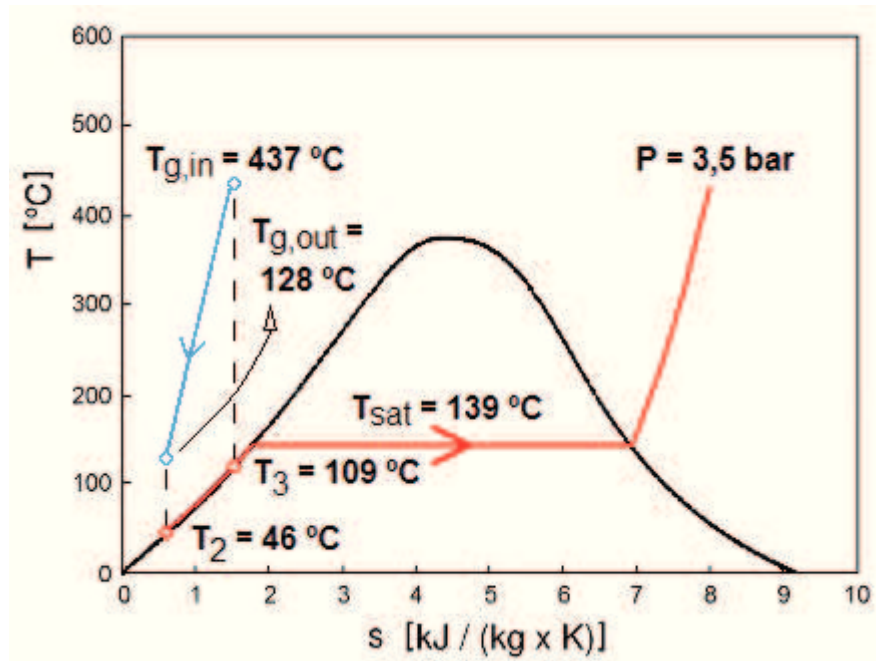


Figura 4.4 – Diagrama T-s representativo das alterações de temperatura dos gases de escape e fluido de trabalho para 1500 rpm.

Como mostra a Figura 4.4, e de acordo com o valor medido de p_3 , a pressão registada é de cerca de 3,5 bar, o que corresponde a uma temperatura de saturação de 139 °C. Tendo em conta que é a partir deste valor de temperatura que se realiza o processo de mudança de fase da água, e sabendo que o valor de T_3 é igual a 109 °C, nesta condição de operação do veículo de testes não se verifica mudança de fase da água, o que mostra que esta se encontra no estado de líquido saturado.

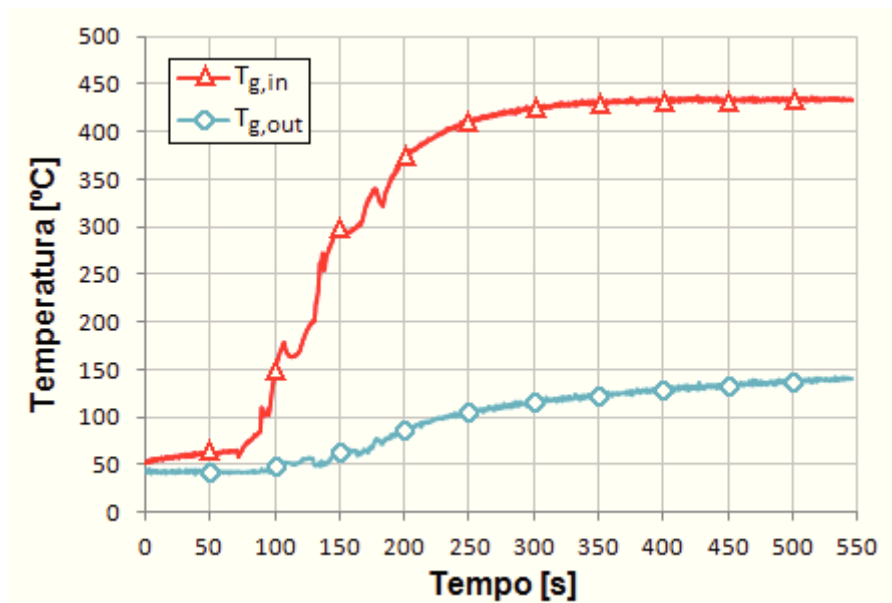


Figura 4.5 – Variação da temperatura dos gases de escape ($T_{g,in}$ e $T_{g,out}$) em função do tempo para 1500 rpm.

As temperaturas de entrada e saída dos gases de escape no evaporador, como mostra a Figura 4.5, aumentam a partir do instante de aumento de aceleração do veículo de testes. Os valores de $T_{g,in}$ mostram-se bastante elevados, atingindo cerca de 437 °C. Os valores de $T_{g,out}$ baixam para cerca de 147 °C. Esta diferença, de cerca de 290 °C, mostra que o evaporador consegue arrefecer consideravelmente os gases de escape.

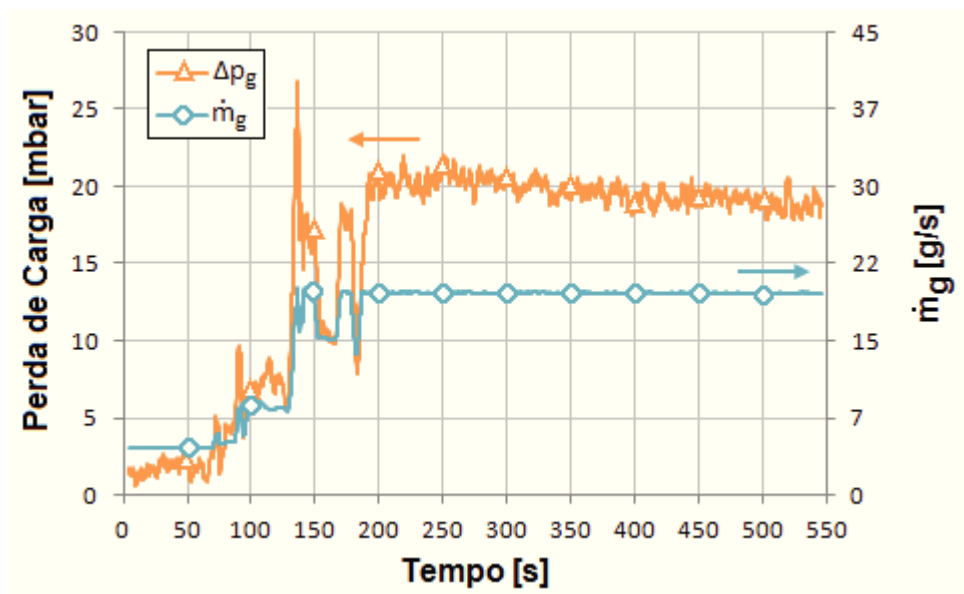


Figura 4.6 – Variação da perda de carga e caudal dos gases de escape ($\Delta p_g = p_{g,in} - p_{g,out}$ e \dot{m}_g) em função do tempo para 1500 rpm.

Na Figura 4.6 verifica-se a situação de aceleração do veículo no instante $t = 100$ s, devido ao aumento do caudal mássico de gases de escape. A Figura 4.6 mostra também a diferença de pressão medida pelos sensores $p_{g,in}$ e $p_{g,out}$. Pode observar-se que o valor de Δp_g é, em média, de 19 mbar, depois de se verificar uma estabilização dos valores medidos.

A Tabela 4.3 mostra os valores dos sensores de temperatura, pressão e caudal mássico de gases de escape no instante em que se regista um valor máximo de $T_{g,in}$ para esta condição de teste ($t = 426$ s, segundo a tabela de registo de valores do software LabVIEW). Estes valores serão considerados para os cálculos da eficiência do evaporador.

Tabela 4.4 – Valores máximos de temperatura, caudal e variação de pressão dos gases de escape a 1500 rpm.

\dot{m}_g [g/s]	$T_{g,in}$ [°C]	$T_{g,out}$ [°C]	Δp_g [mbar]
19,17	437,27	128,68	19

4.1.2 *Condição 2*

Este teste decorreu com uma duração de cerca de 340 segundos, tendo sido interrompido devido a ter sido atingida a pressão-limite estabelecida no sensor p_3 . Os gráficos das Figuras 4.7, 4.8, 4.9, 4.11 e 4.12 mostram os resultados obtidos pela leitura dos sensores de temperatura, pressão e caudal. Em cada situação será feita uma análise dos resultados obtidos de forma a verificar o comportamento experimental do componente do RC associado.

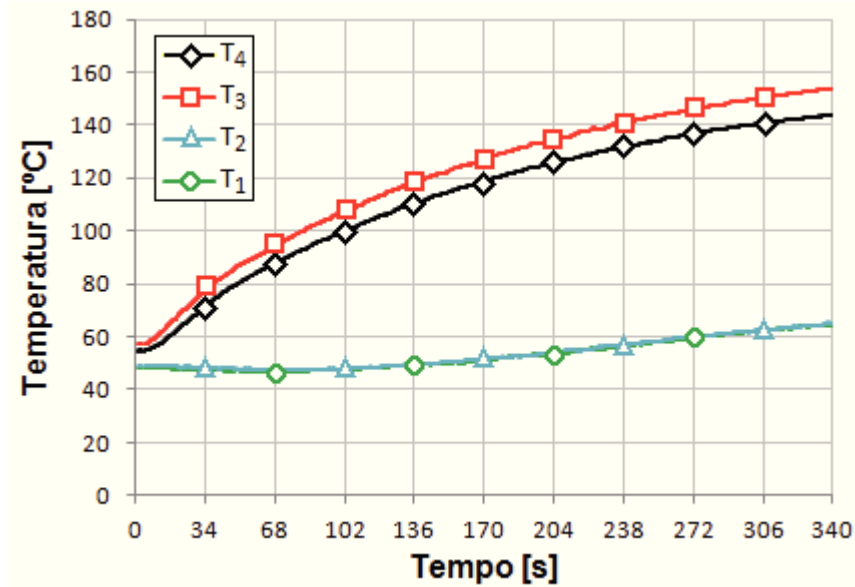


Figura 4.7 – Variação da temperatura do fluido de trabalho (T_1 , T_2 , T_3 e T_4) em função do tempo para 2000 rpm.

De acordo com a Figura 4.7, os valores de T_1 e T_2 mantêm-se baixos, visto que são os pontos medidos antes e depois da bomba. Já os valores de T_3 e T_4 são mais elevados que T_2 , devido ao efeito do evaporador. O valor de T_4 é ligeiramente inferior a T_3 devido ao efeito do elemento expansor, embora a baixa diferença de temperatura possa provar que o elemento escolhido pode ser desadequado ao sistema.

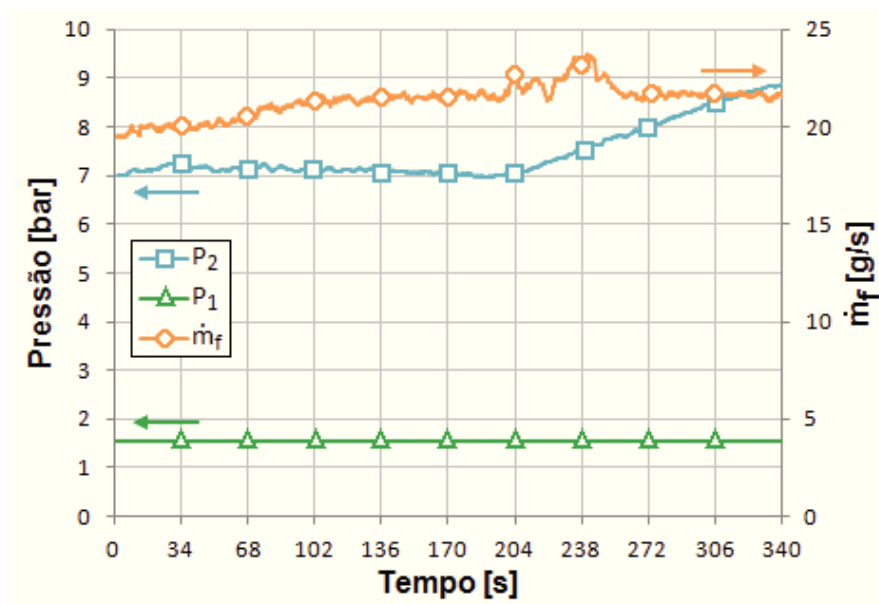


Figura 4.8 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho na bomba (p_1 , p_2 e \dot{m}_f) em função do tempo para 2000 rpm.

A Figura 4.8 mostra o processo de compressão do fluido de trabalho (água) pela bomba. Antes de passar na bomba, o fluido de trabalho encontra-se a uma pressão próxima da pressão atmosférica, tal como na condição de operação anterior do veículo. Depois da compressão, o valor de p_2 máximo registado é de cerca de 8,9 bar, de novo mais elevado que o esperado. O valor de \dot{m}_f mantém-se em cerca de 22 g/s, também mais elevado que o esperado, podendo posteriormente ser ajustado pela diminuição da velocidade de rotação da bomba.

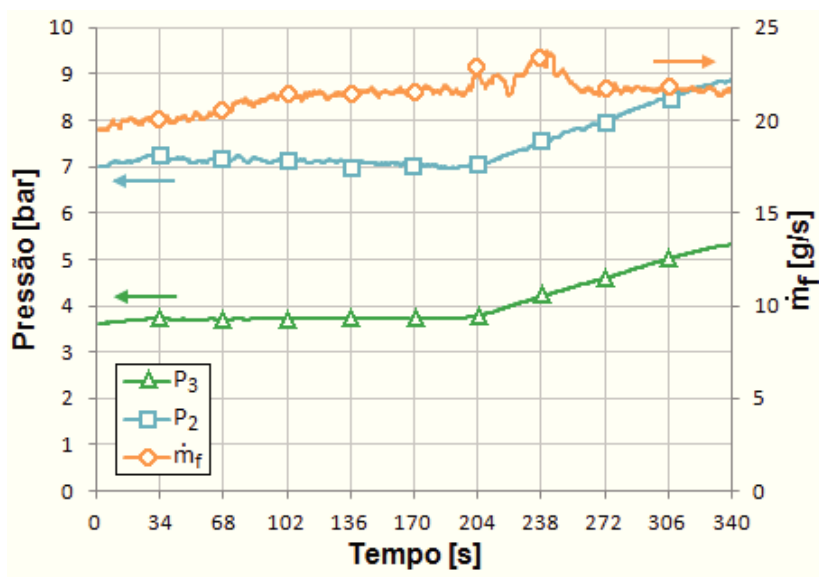


Figura 4.9 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho no evaporador (p_2 , p_3 e \dot{m}_f) em função do tempo para 2000 rpm.

Na Figura 4.9 podem observar-se as alterações de pressão do fluido de trabalho (água) durante a passagem pelo evaporador. Verifica-se que, ao passar no evaporador, o fluido de trabalho sofre uma diminuição de pressão de cerca de 8,9 bar (p_2) para cerca de 5,3 bar (p_3).

A Tabela 4.4 mostra os valores dos sensores de temperatura, pressão e caudal mássico de fluido de trabalho no instante em que se regista um valor máximo de $T_{g,in}$ para esta condição de teste ($t = 338$ s, segundo a tabela de registo de valores do software LabVIEW). Estes valores serão considerados para os cálculos da eficiência do evaporador.

Tabela 4.5 – Valores máximos de temperatura e pressão do fluido de trabalho e respectivos valores de entalpia a 2000 rpm.

Ponto do RC	\dot{m}_f [g/s]	T_2 [°C]	p_2 [bar]	h_2 [kJ/kg]	T_3 [°C]	p_3 [bar]	h_3 [kJ/kg]
Ponto 2	21,90	63,53	8,94	256	–	–	–
Ponto 3	21,90	–	–	–	155,26	5,33	654

O diagrama T-s representado na Figura 4.10 mostra como variam as temperaturas dos gases de escape e fluido de trabalho, possibilitando uma melhor análise do processo de mudança de fase do fluido de trabalho.

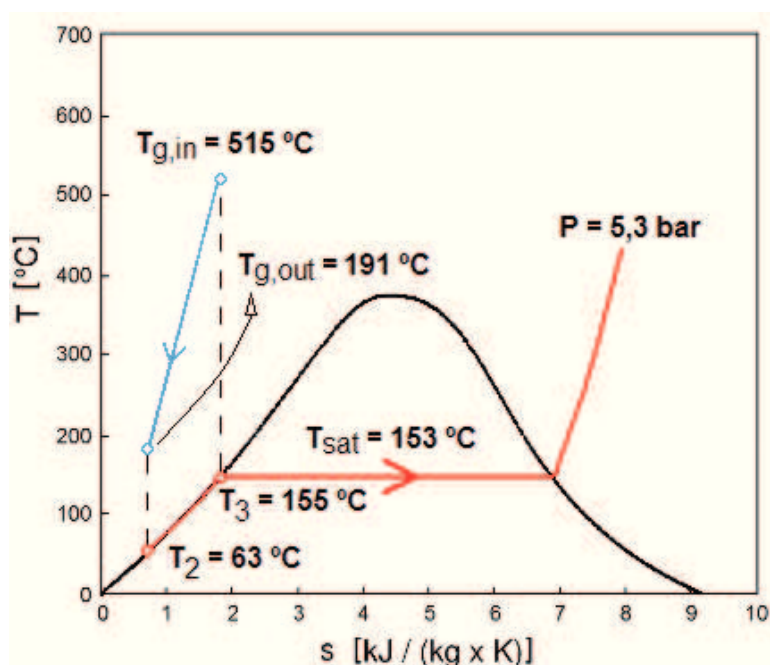


Figura 4.10 – Diagrama T-s representativo das alterações de temperatura dos gases de escape e fluido de trabalho para 2000 rpm.

Como mostra a Figura 4.10, e de acordo com o valor medido de p_3 , a pressão registada é de cerca de 5,3 bar, o que corresponde a uma temperatura de saturação de 153 °C. Tendo em conta que é a partir deste valor de temperatura que se realiza o processo de mudança de fase da água, e sabendo que o valor de T_3 é igual a 155 °C, embora ligeiramente superior ao valor de temperatura de saturação da água para o valor registado de pressão, não se verifica mudança de fase da água, o que mostra que esta se encontra no estado de líquido saturado.

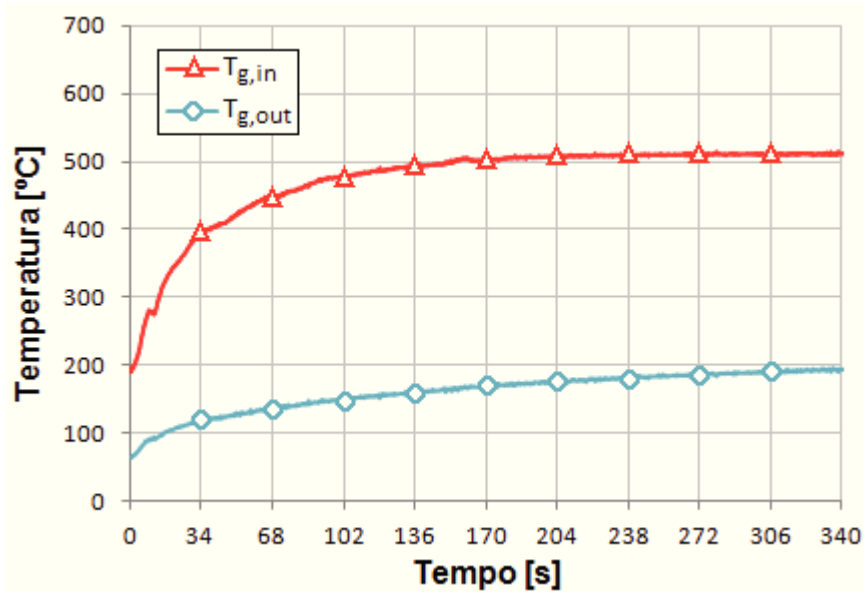


Figura 4.11 – Variação da temperatura dos gases de escape ($T_{g,in}$ e $T_{g,out}$) em função do tempo para 2000 rpm.

As temperaturas de entrada e saída dos gases de escape no evaporador, como mostra a Figura 4.11, aumentam a partir do instante inicial do teste. Os valores de $T_{g,in}$ mostram-se bastante elevados, atingindo cerca de 515 °C. Os valores de $T_{g,out}$ baixam para cerca de 191 °C. Esta diferença, de cerca de 324 °C mostra, mais uma vez, que o evaporador consegue arrefecer consideravelmente os gases de escape.

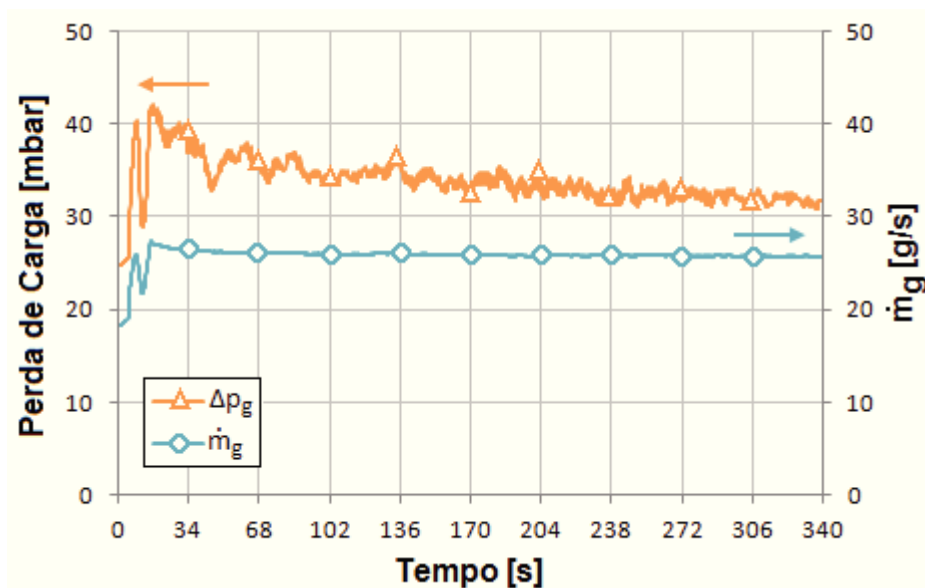


Figura 4.12 – Variação da perda de carga e caudal dos gases de escape ($\Delta p_g = p_{g,in} - p_{g,out}$ e \dot{m}_g) em função do tempo para 2000 rpm.

Na Figura 4.12 verifica-se a situação de aceleração do veículo no início do teste, devido ao aumento do caudal mássico de gases de escape. A Figura 4.12 mostra também a diferença de pressão medida pelos sensores $p_{g,in}$ e $p_{g,out}$. Pode observar-se que o valor de Δp_g na fase de WOT é, em média, de 32 mbar.

A Tabela 4.5 mostra os valores dos sensores de temperatura, pressão e caudal mássico de gases de escape no instante em que se regista um valor máximo de $T_{g,in}$ para esta condição de teste ($t = 338$ s, segundo a tabela de registo de valores do software LabVIEW). Estes valores serão considerados para os cálculos da eficiência do evaporador.

Tabela 4.6 – Valores máximos de temperatura, caudal e variação de pressão dos gases de escape a 2000 rpm.

\dot{m}_g [g/s]	$T_{g,in}$ [°C]	$T_{g,out}$ [°C]	Δp_g [mbar]
25,15	515,13	191,09	33

4.1.3 Condição 3

Este teste decorreu com uma duração de cerca de 130 segundos, tendo sido interrompido devido a ter sido atingida a pressão-limite estabelecida no sensor p_3 . Os gráficos das Figuras 4.13, 4.14, 4.15, 4.17 e 4.18 mostram os resultados obtidos pela leitura dos sensores de temperatura, pressão e caudal. Em cada situação será feita uma análise dos resultados obtidos de forma a verificar o comportamento experimental do componente do RC associado.

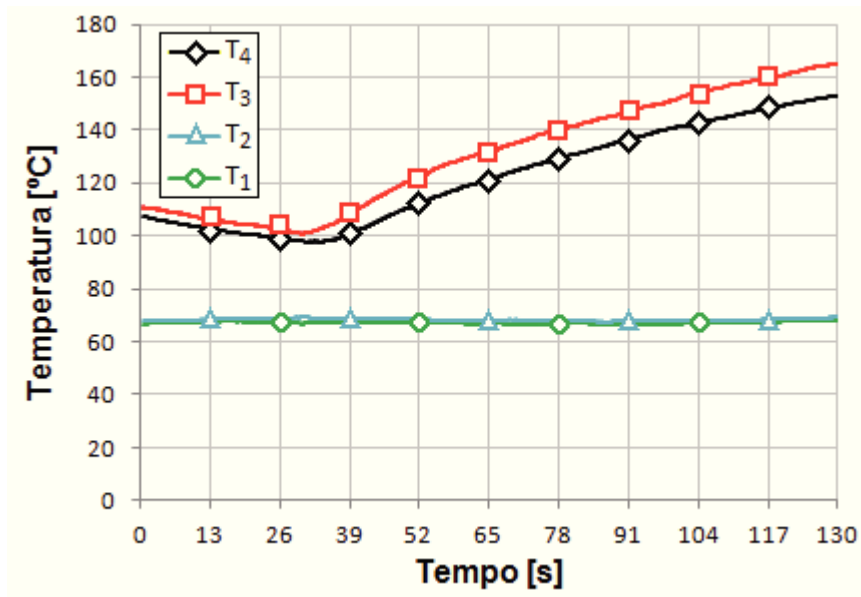


Figura 4.13 – Variação da temperatura do fluido de trabalho (T_1 , T_2 , T_3 e T_4) em função do tempo para 2500 rpm.

A Figura 4.13 mostra que os valores de T_1 e T_2 se mantêm inferiores ao ponto de evaporação da água, visto que são os pontos medidos antes e depois da bomba. Já os valores de T_3 e T_4 são mais elevados, devido ao efeito do evaporador, verificando-se que T_3 atinge um valor máximo de cerca de 166 °C. O valor de T_4 é ligeiramente inferior a T_3 devido ao efeito do elemento expensor, embora a baixa diferença de temperatura possa provar que o elemento escolhido pode ser desadequado ao sistema.

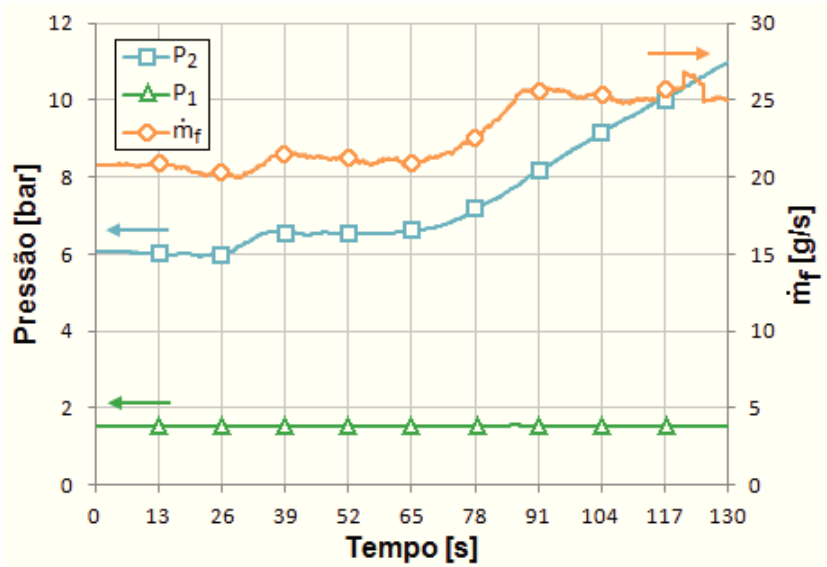


Figura 4.14 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho na bomba (p_1 , p_2 e \dot{m}_f) em função do tempo para 2500 rpm.

A Figura 4.14 permite observar o processo de compressão do fluido de trabalho (água) pela bomba. Antes de passar na bomba, o fluido de trabalho encontra-se a uma pressão próxima da pressão atmosférica. Depois da compressão, o valor de p_2 máximo registado é de cerca de 11 bar, de novo mais elevado que o esperado. O valor de \dot{m}_f sobe de cerca de 20 g/s para cerca de 25 g/s, também mais elevado que o esperado devido à velocidade de rotação elevada da bomba.

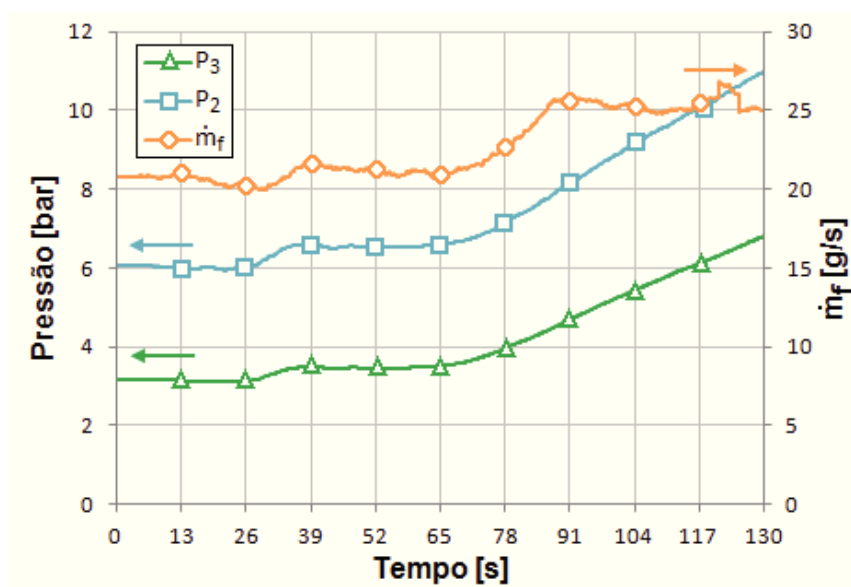


Figura 4.15 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho no evaporador (p_2 , p_3 e \dot{m}_f) em função do tempo para 2500 rpm.

Na Figura 4.15 podem observar-se as alterações de pressão do fluido de trabalho (água) durante a passagem pelo evaporador. Verifica-se que o fluido de trabalho sofre uma diminuição de pressão de cerca de 11 bar (p_2) para cerca de 6,8 bar (p_3).

A Tabela 4.6 mostra os valores dos sensores de temperatura, pressão e caudal mássico de fluido de trabalho no instante em que se regista um valor máximo de $T_{g,in}$ para esta condição de teste ($t = 130$ s, segundo a tabela de registo de valores do software LabVIEW). Estes valores serão considerados para os cálculos da eficiência do evaporador.

Tabela 4.7 – Valores máximos de temperatura e pressão do fluido de trabalho e respetivos valores de entalpia a 2500 rpm.

Ponto do RC	\dot{m}_f [g/s]	T_2 [°C]	p_2 [bar]	h_2 [kJ/kg]	T_3 [°C]	p_3 [bar]	h_3 [kJ/kg]
Ponto 2	23,28	68,94	11,25	290	–	–	–
Ponto 3	23,28	–	–	–	166,61	6,83	700

O diagrama T-s representado na Figura 4.16 mostra como variam as temperaturas dos gases de escape e fluido de trabalho, possibilitando uma melhor análise do processo de mudança de fase do fluido de trabalho.

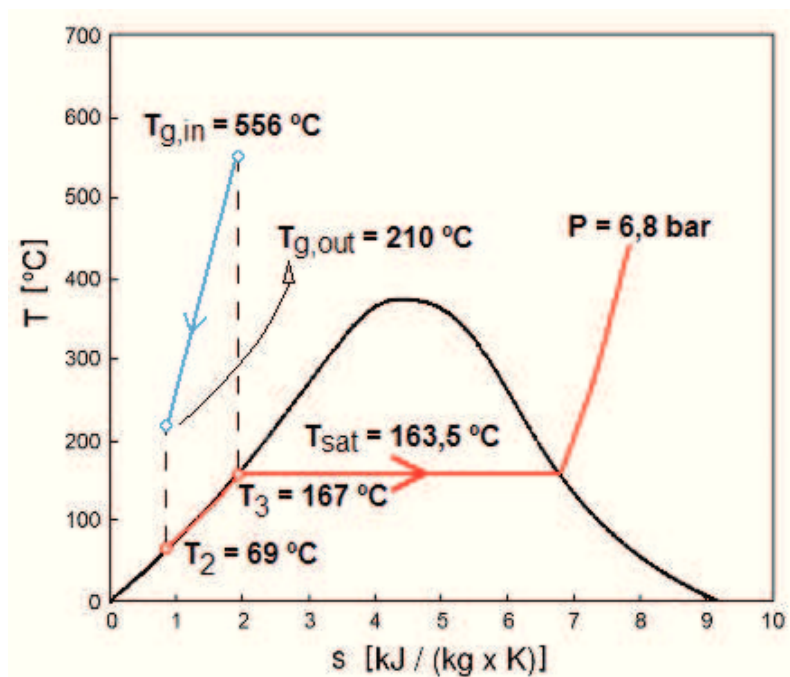


Figura 4.16 – Diagrama T-s representativo das alterações de temperatura dos gases de escape e fluido de trabalho para 2500 rpm.

Como mostra a Figura 4.16, e de acordo com o valor medido de p_3 , a pressão registada é de cerca de 6,8 bar, o que corresponde a uma temperatura de saturação de 163,5 °C. Tendo em conta que é a partir deste valor de temperatura que se realiza o processo de mudança de fase da água, e sabendo que o valor de T_3 é igual a 167 °C, embora ligeiramente superior ao valor de temperatura de saturação da água para o valor registado de pressão, não se verifica mudança de fase da água, o que mostra que esta se encontra no estado de líquido saturado.

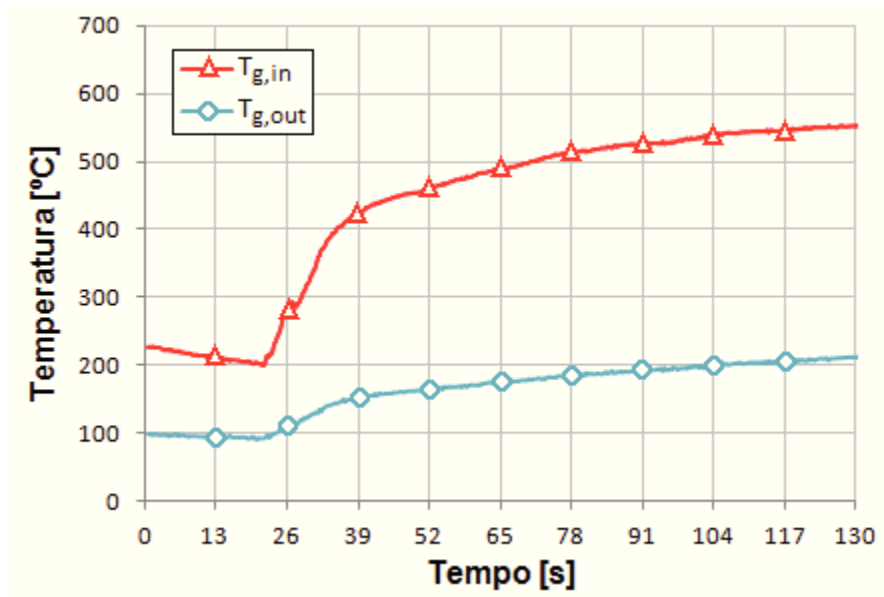


Figura 4.17 – Variação da temperatura dos gases de escape ($T_{g,in}$ e $T_{g,out}$) em função do tempo para 2500 rpm.

As temperaturas de entrada e saída dos gases de escape no evaporador, como mostra a Figura 4.17, aumentam a partir do instante $t = 22$ s. Os valores de $T_{g,in}$ mostram-se bastante elevados, atingindo cerca de 556 °C. Os valores de $T_{g,out}$ baixam para cerca de 209 °C.

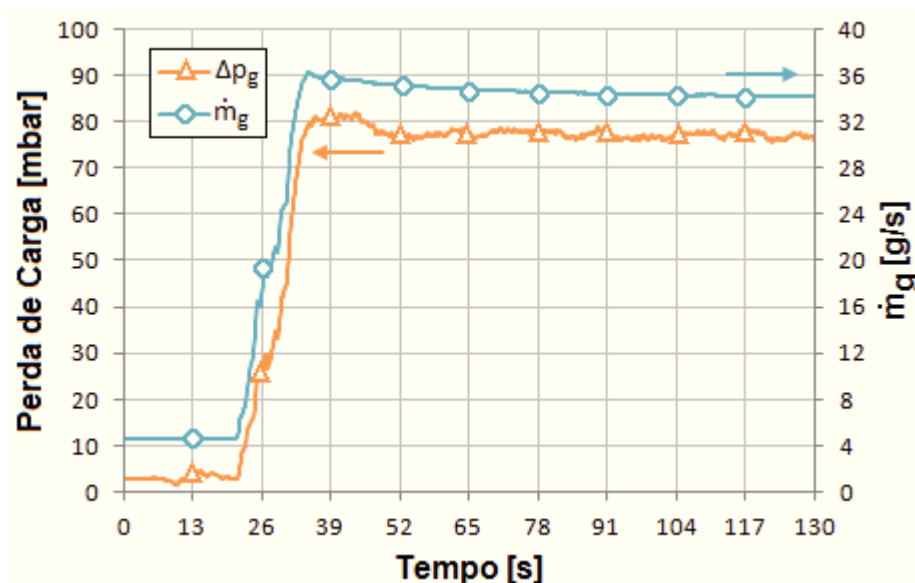


Figura 4.18 – Variação da perda de carga e caudal dos gases de escape ($\Delta p_g = p_{g,in} - p_{g,out}$ e \dot{m}_g) em função do tempo para 2500 rpm.

Na Figura 4.18 verifica-se a situação de aceleração do veículo no instante $t = 22$ s, devido ao aumento do caudal mássico de gases de escape. A Figura 4.18 mostra também a diferença de pressão medida pelos sensores $p_{g,in}$ e $p_{g,out}$. Pode observar-se que o valor de Δp_g na fase de WOT é, em média, de 77 mbar.

A Tabela 4.7 mostra os valores dos sensores de temperatura, pressão e caudal mássico de gases de escape no instante em que se regista um valor máximo de $T_{g,in}$ para esta condição de teste ($t = 130$ s, segundo a tabela de registo de valores do software LabVIEW). Estes valores serão considerados para os cálculos da eficiência do evaporador.

Tabela 4.8 – Valores máximos de temperatura, caudal e variação de pressão dos gases de escape a 2500 rpm.

\dot{m}_g	$T_{g,in}$	$T_{g,out}$	Δp_g
[g/s]	[°C]	[°C]	[mbar]
34,11	556,43	209,77	77

4.1.4 Condição 4

Este teste decorreu com uma duração de cerca de 115 segundos, tendo sido interrompido devido a ter sido atingida a pressão-limite estabelecida no sensor p_3 . Os gráficos das Figuras 4.19, 4.20, 4.21, 4.23 e 4.24 mostram os resultados obtidos pela leitura dos sensores de temperatura, pressão e caudal. Em cada situação será feita uma análise dos resultados obtidos de forma a verificar o comportamento experimental do componente do RC associado.

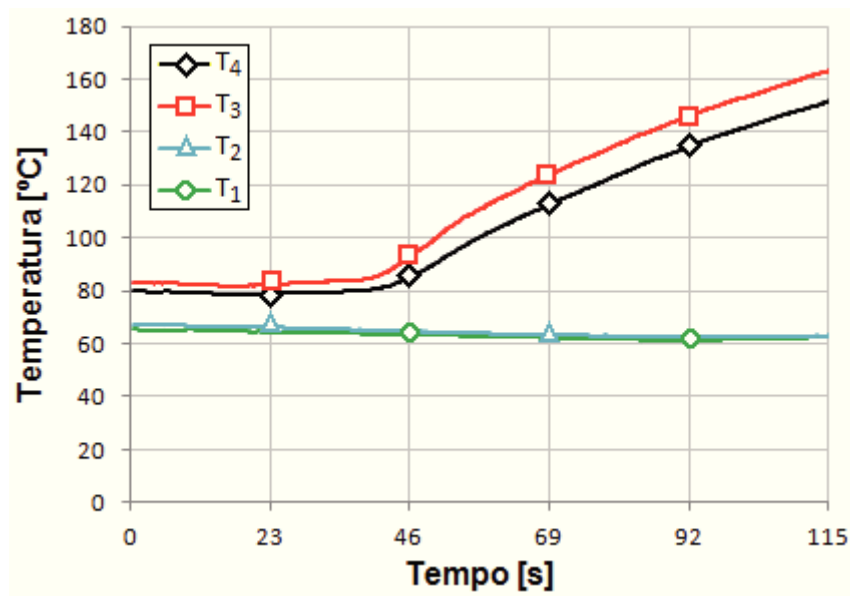


Figura 4.19 – Variação da temperatura do fluido de trabalho (T_1 , T_2 , T_3 e T_4) em função do tempo para 3000 rpm.

Na Figura 4.19, os valores de T_1 e T_2 mantêm-se inferiores ao ponto de evaporação da água, visto que são os pontos medidos antes e depois da bomba. Já os valores de T_3 e T_4 são mais elevados, devido ao efeito do evaporador, verificando-se que T_3 atinge um valor máximo de cerca de 164 °C. O valor de T_4 é ligeiramente inferior a T_3 devido ao efeito do elemento expensor, embora a baixa diferença de temperatura possa provar que o elemento escolhido pode ser desadequado ao sistema.

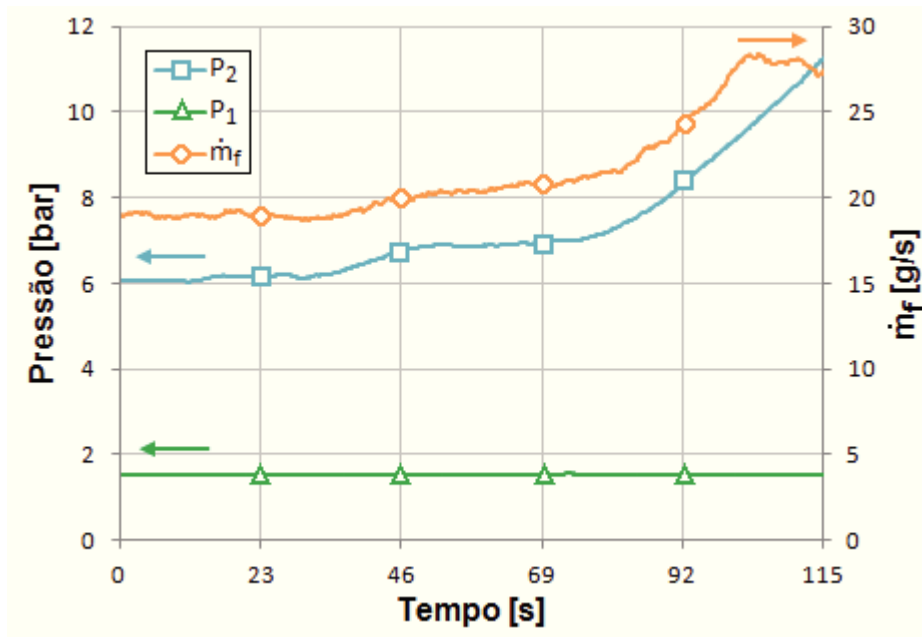


Figura 4.20 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho na bomba (p_1 , p_2 e \dot{m}_f) em função do tempo para 3000 rpm.

A Figura 4.20 mostra o processo de compressão do fluido de trabalho (água) pela bomba. Durante a compressão, a pressão sobe para um valor de p_2 máximo registado de cerca de 11 bar, de novo mais elevado que o esperado. O valor de \dot{m}_f sobe de cerca de 19 g/s para cerca de 28 g/s, também mais elevado que o esperado devido à velocidade de rotação elevada da bomba.

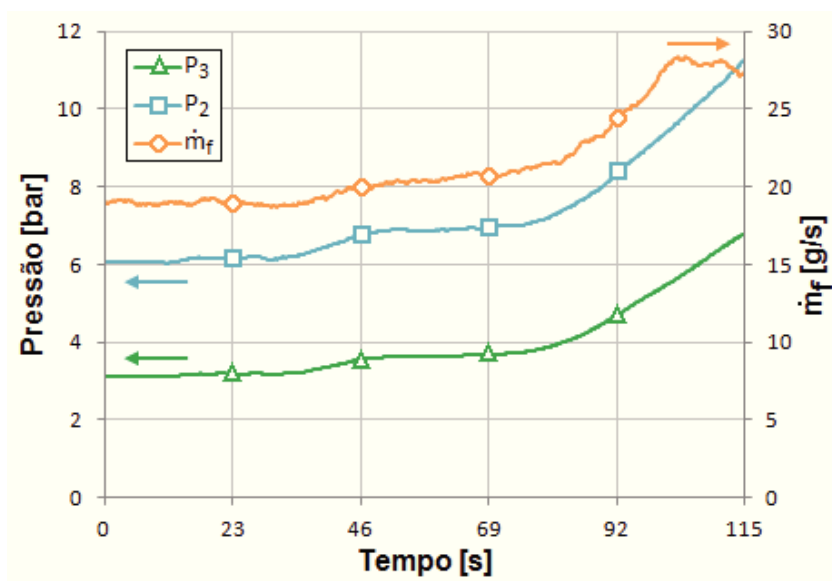


Figura 4.21 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho no evaporador (p_2 , p_3 e \dot{m}_f) em função do tempo para 3000 rpm.

Na Figura 4.21 podem observar-se as alterações de pressão do fluido de trabalho (água) durante a passagem pelo evaporador. Verifica-se que o fluido de trabalho sofre uma diminuição de pressão de cerca de 11 bar (p_2) para cerca de 6,8 bar (p_3).

A Tabela 4.8 mostra os valores dos sensores de temperatura, pressão e caudal mássico de fluido de trabalho no instante em que se regista um valor máximo de $T_{g,in}$ para esta condição de teste ($t = 113$ s, segundo a tabela de registo de valores do software LabVIEW). Estes valores serão considerados para os cálculos da eficiência do evaporador.

Tabela 4.9 – Valores máximos de temperatura e pressão do fluido de trabalho e respetivos valores de entalpia a 3000 rpm.

Ponto do RC	\dot{m}_f [g/s]	T_2 [°C]	p_2 [bar]	h_2 [kJ/kg]	T_3 [°C]	p_3 [bar]	h_3 [kJ/kg]
Ponto 2	28	62,21	11,36	253	–	–	–
Ponto 3	28	–	–	–	163,72	6,83	680

O diagrama T-s representado na Figura 4.22 mostra como variam as temperaturas dos gases de escape e fluido de trabalho, possibilitando uma melhor análise do processo de mudança de fase do fluido de trabalho.

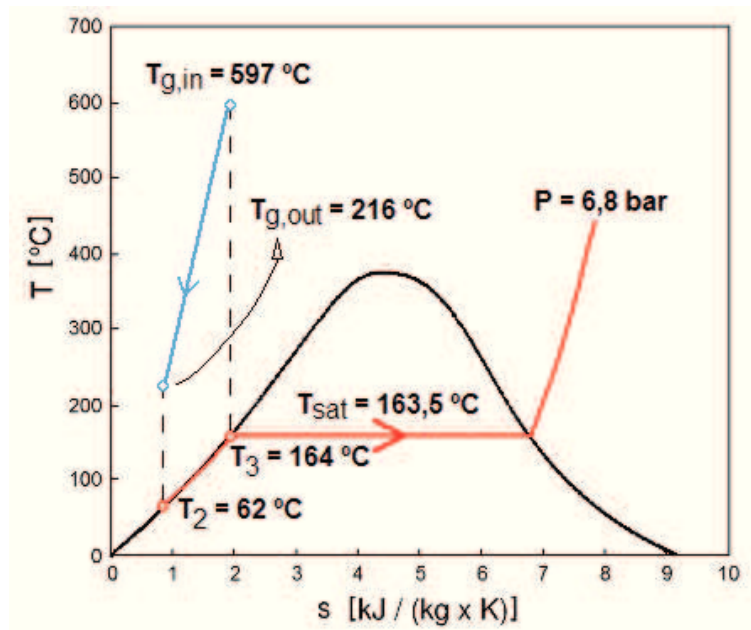


Figura 4.22 – Diagrama T-s representativo das alterações de temperatura dos gases de escape e fluido de trabalho para 3000 rpm.

Como mostra a Figura 4.22, e de acordo com o valor medido de p_3 , a pressão registada é de cerca de 6,8 bar, o que corresponde a uma temperatura de saturação de 163,5 °C. Tendo em conta que é a partir deste valor de temperatura que se realiza o processo de mudança de fase da água, e sabendo que o valor de T_3 é igual a 164 °C, embora ligeiramente superior ao valor de temperatura de saturação da água para o valor registado de pressão, não se verifica mudança de fase da água, o que mostra que esta se encontra no estado de líquido saturado.

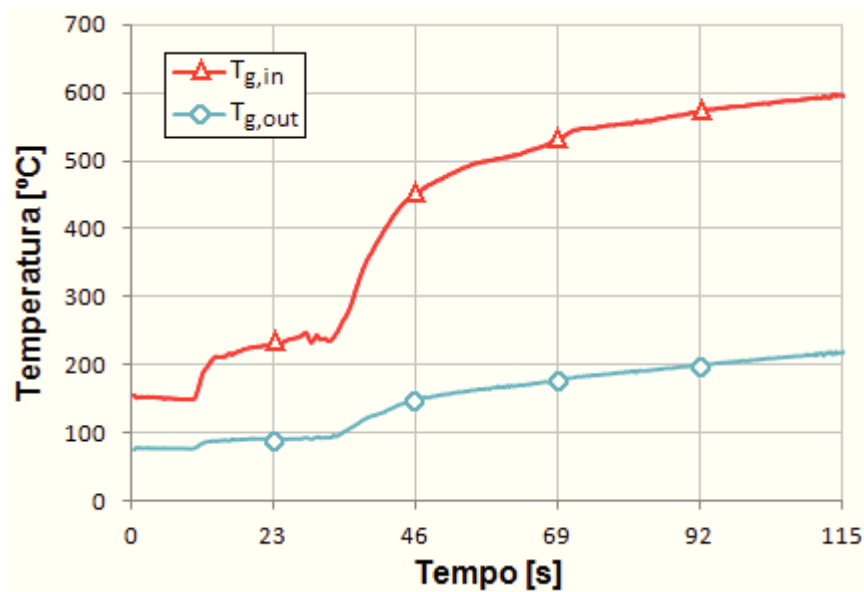


Figura 4.23 – Variação da temperatura dos gases de escape ($T_{g,in}$ e $T_{g,out}$) em função do tempo para 3000 rpm.

As temperaturas de entrada e saída dos gases de escape no evaporador, como mostra a Figura 4.23, aumentam a partir do instante $t = 11$ s. Os valores de $T_{g,in}$ mostram-se bastante elevados, atingindo cerca de 597 °C. Os valores de $T_{g,out}$ baixam para cerca de 215 °C.

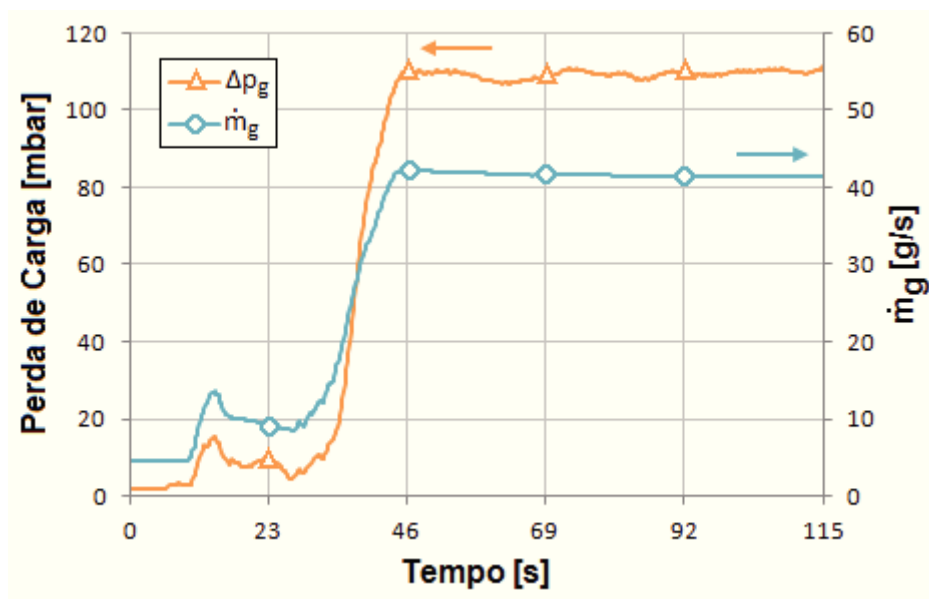


Figura 4.24 – Variação da perda de carga e caudal dos gases de escape ($\Delta p_g = p_{g,in} - p_{g,out}$ e \dot{m}_g) em função do tempo para 3000 rpm.

Na Figura 4.24 verifica-se a situação de aceleração do veículo no instante $t = 11$ s, devido ao aumento do caudal mássico de gases de escape. A Figura 4.24 mostra também a diferença de pressão medida pelos sensores $p_{g,in}$ e $p_{g,out}$. Pode observar-se que o valor de Δp_g na fase de WOT é, em média, de 109 mbar.

A Tabela 4.9 mostra os valores dos sensores de temperatura, pressão e caudal mássico de gases de escape no instante em que se regista um valor máximo de $T_{g,in}$ para esta condição de teste ($t = 113$ s, segundo a tabela de registo de valores do software LabVIEW). Estes valores serão considerados para os cálculos da eficiência do evaporador.

Tabela 4.10 – Valores máximos de temperatura, caudal e variação de pressão dos gases de escape a 3000 rpm.

\dot{m}_g	$T_{g,in}$	$T_{g,out}$	Δp_g
[g/s]	[°C]	[°C]	[mbar]
41,51	597,62	215,82	113

4.1.5 Condição 5

O último teste decorreu com uma duração de cerca de 80 segundos, tendo também sido interrompido devido a ter sido atingida a pressão-limite estabelecida no sensor p_3 . Os gráficos das Figuras 4.25, 4.26, 4.27, 4.29 e 4.30 mostram os resultados obtidos pela leitura dos sensores de temperatura, pressão e caudal. Em cada situação será feita uma análise dos resultados obtidos de forma a verificar o comportamento experimental do componente do RC associado.

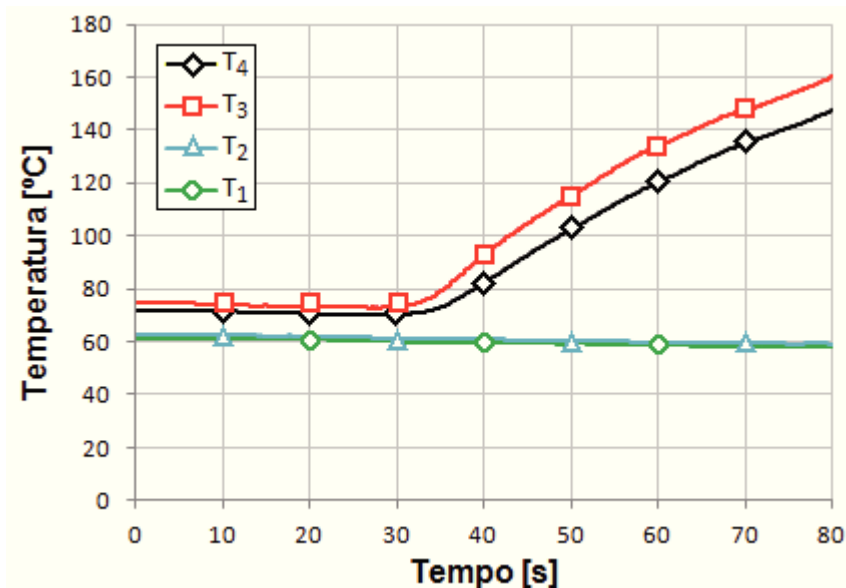


Figura 4.25 – Variação da temperatura do fluido de trabalho (T_1 , T_2 , T_3 e T_4) em função do tempo para 4000 rpm.

A Figura 4.25 mostra que os valores de T_1 e T_2 mantêm-se em cerca de 60 °C, visto que são os pontos medidos antes e depois da bomba. Já os valores de T_3 e T_4 são mais elevados, devido ao efeito do evaporador, verificando-se que T_3 atinge um valor máximo de cerca de 163 °C. O valor de T_4 é ligeiramente inferior a T_3 devido ao efeito do elemento expansor, embora a baixa diferença de temperatura possa provar que o elemento escolhido pode ser desadequado ao sistema.

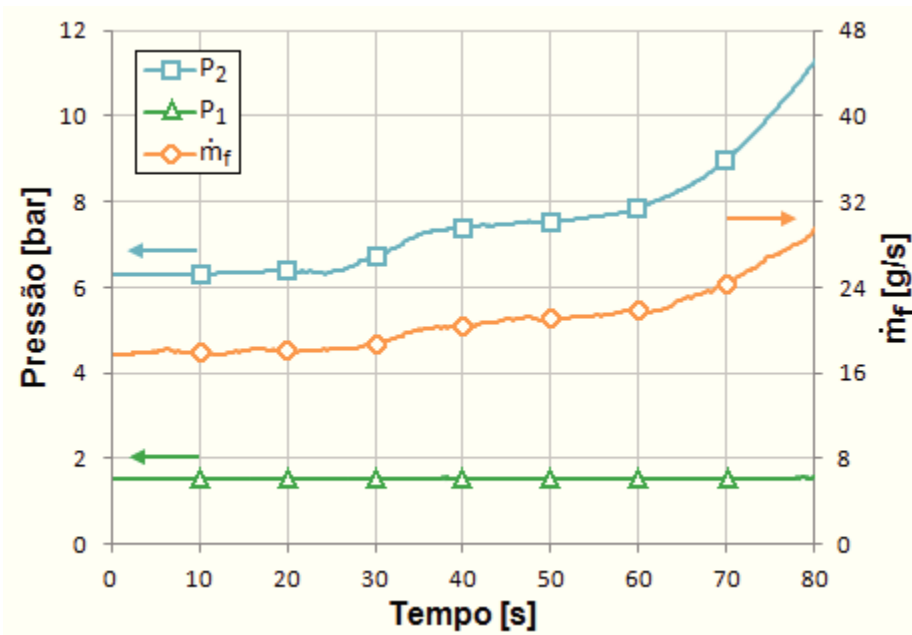


Figura 4.26 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho na bomba (p_1 , p_2 e \dot{m}_f) em função do tempo para 4000 rpm.

A Figura 4.26 mostra o processo de compressão do fluido de trabalho (água) pela bomba. Durante a compressão, a pressão sobe para um valor de p_2 máximo registado de cerca de 11,5 bar, de novo mais elevado que o esperado. O valor de \dot{m}_f sobe de cerca de 19 g/s para cerca de 30 g/s, o que significa que o fluido de trabalho se encontra a circular corretamente no RC com velocidade máxima de rotação da bomba.

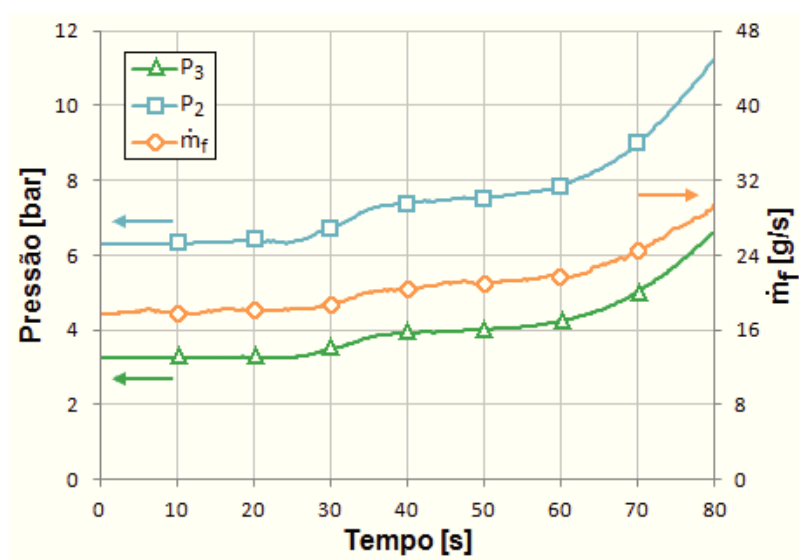


Figura 4.27 – Variação da pressão e caudal mássico do fluido de trabalho no evaporador (p_2 , p_3 e \dot{m}_f) em função do tempo para 4000 rpm.

Na Figura 4.27 podem observar-se as alterações de pressão do fluido de trabalho (água) durante a passagem pelo evaporador. Verifica-se que o fluido de trabalho sofre uma diminuição de pressão de cerca de 11,5 bar (p_2) para cerca de 6,8 bar (p_3).

A Tabela 4.10 mostra os valores dos sensores de temperatura, pressão e caudal mássico de fluido de trabalho no instante em que se regista um valor máximo de $T_{g,in}$ para esta condição de teste ($t = 80$ s, segundo a tabela de registo de valores do software LabVIEW). Estes valores serão considerados para os cálculos da eficiência do evaporador.

Tabela 4.11 – Valores máximos de temperatura e pressão do fluido de trabalho e respetivos valores de entalpia a 4000 rpm.

Ponto do RC	\dot{m}_f [g/s]	T_2 [°C]	p_2 [bar]	h_2 [kJ/kg]	T_3 [°C]	p_3 [bar]	h_3 [kJ/kg]
Ponto 2	30,42	58,96	11,56	249	–	–	–
Ponto 3	30,42	–	–	–	163,14	6,83	679

O diagrama T-s representado na Figura 4.28 mostra como variam as temperaturas dos gases de escape e fluido de trabalho, possibilitando uma melhor análise do processo de mudança de fase do fluido de trabalho.

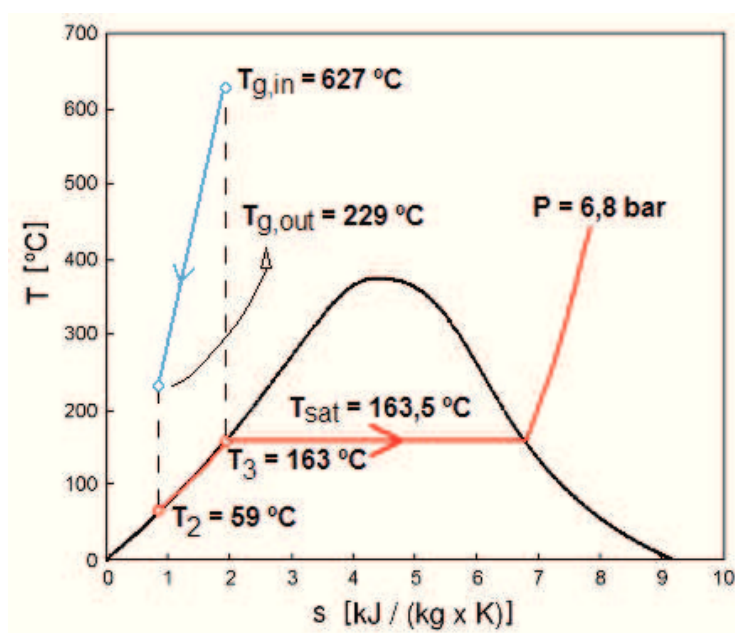


Figura 4.28 – Diagrama T-s representativo das alterações de temperatura dos gases de escape e fluido de trabalho para 4000 rpm.

Como mostra a Figura 4.28, e de acordo com o valor medido de p_3 , a pressão registada é de cerca de 6,8 bar, o que corresponde a uma temperatura de saturação de 163,5 °C. Tendo em conta que é a partir deste valor de temperatura que se realiza o processo de mudança de fase da água, e sabendo que o valor de T_3 é igual a 163 °C, inferior ao valor de temperatura de saturação da água para o valor registado de pressão, não se verifica mudança de fase da água, o que mostra que esta se encontra no estado de líquido saturado.

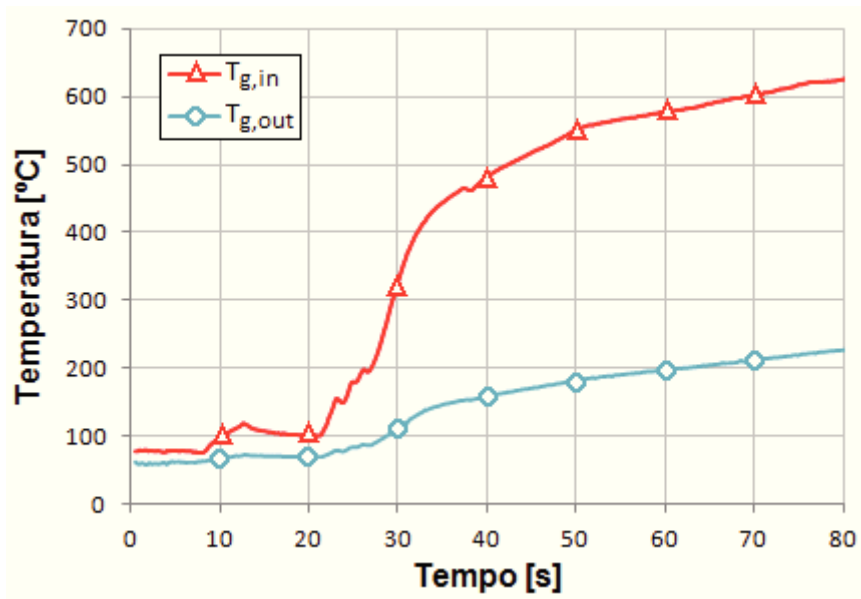


Figura 4.29 – Variação da temperatura dos gases de escape ($T_{g,in}$ e $T_{g,out}$) em função do tempo para 4000 rpm.

As temperaturas de entrada e saída dos gases de escape no evaporador, como mostra a Figura 4.29, aumentam a partir do instante $t = 20$ s. Os valores de $T_{g,in}$ mostram-se bastante elevados, atingindo cerca de 627 °C – $T_{g,in}$ atinge neste último teste o máximo registado em todos os ensaios experimentais. Os valores de $T_{g,out}$ baixam para cerca de 228 °C.

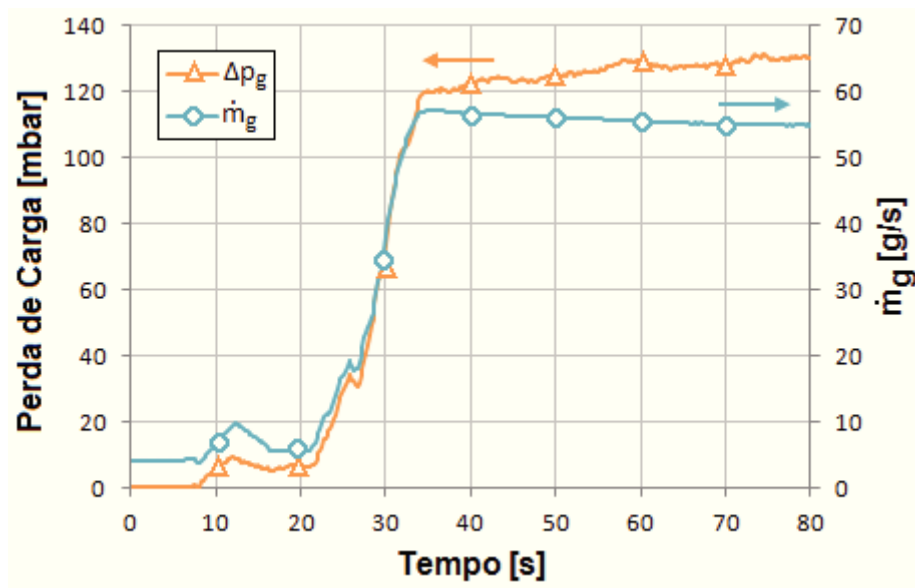


Figura 4.30 – Variação da perda de carga e caudal dos gases de escape ($\Delta p_g = p_{g,in} - p_{g,out}$ e \dot{m}_g) em função do tempo para 4000 rpm.

Na Figura 4.30 verifica-se a situação de aceleração do veículo no instante $t = 20$ s, devido ao aumento do caudal mássico de gases de escape. A Figura 4.29 mostra também a diferença de pressão medida pelos sensores $p_{g,in}$ e $p_{g,out}$. Pode observar-se que o valor de Δp_g na fase de WOT é, em média, de 125 mbar, atingindo o seu valor mais alto neste teste final.

A Tabela 4.11 mostra os valores dos sensores de temperatura, pressão e caudal mássico de gases de escape no instante em que se regista um valor máximo de $T_{g,in}$ para esta condição de teste ($t = 80$ s, segundo a tabela de registo de valores do software LabVIEW). Estes valores serão considerados para os cálculos da eficiência do evaporador.

Tabela 4.12 – Valores máximos de temperatura, caudal e variação de pressão dos gases de escape a 4000 rpm.

\dot{m}_g	$T_{g,in}$	$T_{g,out}$	Δp_g
[g/s]	[°C]	[°C]	[mbar]
55,13	627,57	228,84	136

4.2 Influência do evaporador na pressão de escape

Analisar a influência da inclusão do evaporador na linha de escape do veículo é um dos objetivos principais deste trabalho e, para isso, devem analisar-se os valores de perda de carga do evaporador, e compará-los com os valores do escape original, sem a inclusão do evaporador. Deve frisar-se que, se Δp_g medido com o evaporador montado no escape for inferior ao valor medido com o sistema de escape original do veículo, pode verificar-se um aumento de binário do veículo de testes.

A Tabela 4.12 mostra os valores de Δp_g com o sem evaporador, e o gráfico da Figura 4.31 compara-os. Os valores de Δp_g no escape do veículo sem inclusão do evaporador foram consultados num trabalho elaborado com o mesmo veículo de testes [Santos *et al.* (2013)], nas mesmas condições de carga e velocidade de rotação, obtidos por simulação do mesmo MCI utilizando o *software* Lotus Engine Simulation (LES). Serão também incluídos os valores de Δp_g obtidos por simulação com inclusão do evaporador [Santos *et al.* (2013)].

Tabela 4.13 – Valores de Δp_g no escape com e sem evaporador.

N [rpm]	Δp_g escape original (Simulação LES) [mbar]	Δp_g escape com evaporador (Simulação LES) [mbar]	Δp_g escape com evaporador [mbar]
1500	9,75	40,00	19,66
2000	13,00	45,00	32,39
2500	16,25	55,00	77,11
3000	20,00	70,00	109,36
4000	23,00	125,00	125,98

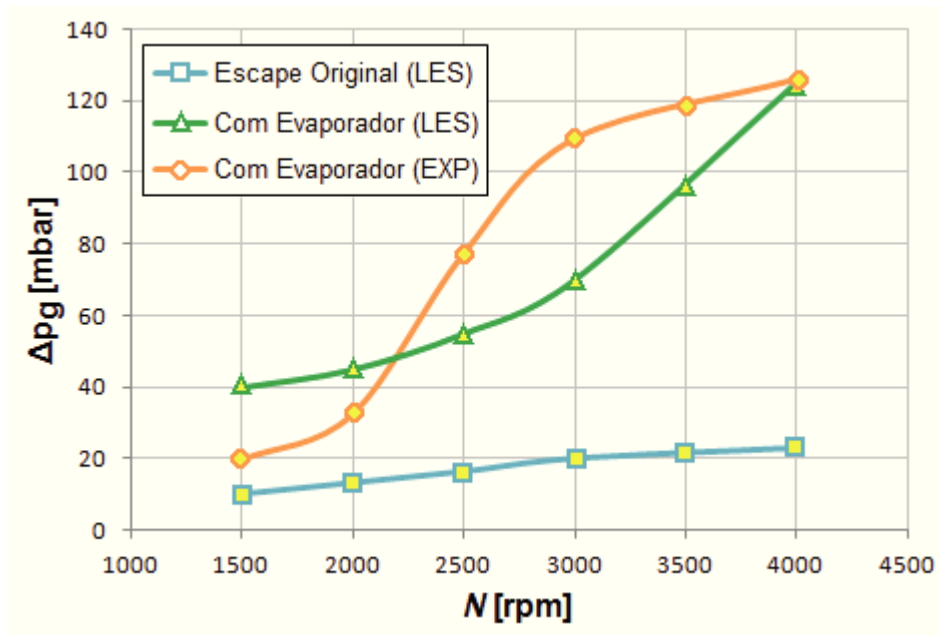


Figura 4.31 – Gráfico representativo dos valores de Δp_g no escape com e sem evaporador (LES e experimental) em função da velocidade de rotação do MCI.

Analisando os resultados obtidos experimentalmente verifica-se que, seja qual for a velocidade de rotação do MCI, a perda de carga no escape com o evaporador é sempre superior à perda de carga sem evaporador. Portanto, pode concluir-se que a influência da presença do evaporador no escape não é positiva, embora o valor de perda de carga do evaporador não se mostre muito elevado. O gráfico da Figura 4.32 mostra o valor de Δp_g do evaporador em função do caudal mássico de gases de escape – a sua análise possibilitará concluir sobre a influência das características dimensionais do evaporador no seu valor de perda de carga.

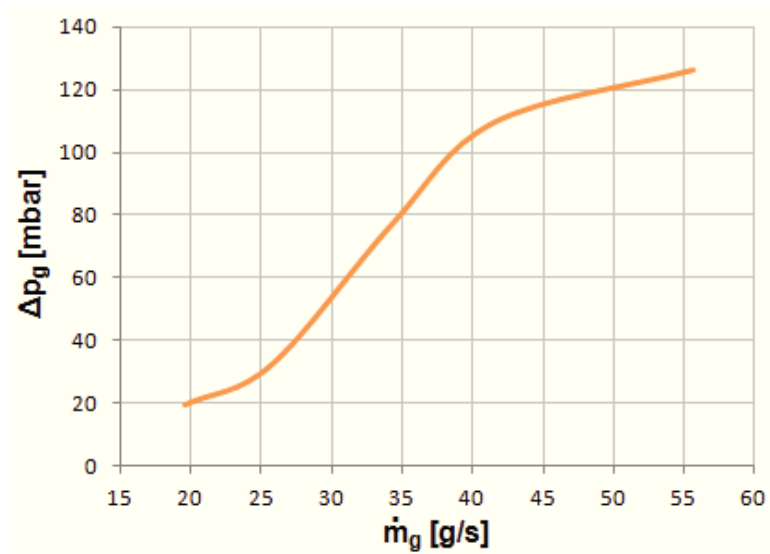


Figura 4.32 – Gráfico representativo dos valores de Δp_g em função de \dot{m}_g .

Pode afirmar-se que, caso as características dimensionais de um evaporador o permitam, o valor de perda de carga do mesmo deve aproximar-se o mais possível do valor original de perda de carga do escape onde será montado, para minimizar perdas – ao selecionar um evaporador para um RC aplicado num veículo automóvel, pode estabelecer-se um limite de perda de carga do mesmo. Admitindo que os valores de perda de carga do evaporador são baixos, o facto de este retirar calor dos gases de escape fará com que a pressão dos gases de escape baixe e, por conseguinte, pode tornar-se ainda mais baixa que o valor apenas com o escape original, o que fará com que o binário do veículo aumente – com o evaporador ideal, pode não só aproveitar-se o calor perdido dos gases de escape, mas também baixar ainda mais a pressão dos mesmos, aumentando o binário do veículo. No caso do evaporador em estudo, esta situação não se verifica, como mostra a Tabela 4.13, onde são exibidos os valores de potência do veículo de testes (P_v) com e sem evaporador.

Tabela 4.14 – Valores de potência do veículo de testes com e sem evaporador.

N [rpm]	P_v sem evaporador [kW]	P_v com evaporador [kW]
1500	20,7	19,6
2000	32,3	32,0
2500	40,8	40,6
3000	51,2	48,6
4000	71,2	67,6

4.3 Eficiência do evaporador

Outro facto importante a estudar é a eficiência do evaporador. Para tal, foi necessário efetuar um balanço energético na zona do gás e do líquido para cada teste, escolhendo para efeitos de cálculo as amostras em que os valores de temperatura dos gases de escape são máximos para cada velocidade de rotação. Então, a eficiência do evaporador calcula-se avaliando a potência térmica disponível para aproveitar nos gases de escape (\dot{Q}_{evap}), e confrontando esse valor com o valor de potência térmica recuperada pelo evaporador (\dot{Q}_f).

Utilizaram-se para o cálculo de \dot{Q}_{evap} e \dot{Q}_f as respetivas equações já referidas (3.1 e 3.3, respectivamente), com os devidos ajustes às condições de cálculo atual. Para o cálculo dos valores de Cp_g foi utilizada a equação 3.2, e os valores de entalpia do vapor de água foram retirados das Tabelas A-4 e A-5 [Çengel e Boles (2011)], de acordo com as pressões e temperaturas T_2 , T_3 , p_2 e p_3 .

Para completar o cálculo, é importante referir os valores de incerteza associados a cada equação. Esses valores são expressos pelas equações 4.1 e 4.2, excepto o valor da incerteza associada ao cálculo de Cp_g , expresso pela equação 3.7.

$$\Delta\dot{Q}_{evap} = \left| \dot{m}_g \cdot T_{g,in} \right| \cdot \Delta Cp_{g,in} + \left| \dot{m}_g \cdot Cp_{g,in} \right| \cdot \Delta T_{g,in} + \left| -\dot{m}_g \cdot T_{g,out} \right| \cdot \Delta Cp_{g,out} + \left| -\dot{m}_g \cdot Cp_{g,out} \right| \cdot \Delta T_{g,out} \quad [\text{W}] \quad (4.1)$$

$$\Delta\dot{Q}_f = |h_3 - h_2| \cdot \Delta\dot{m}_f \quad [\text{W}] \quad (4.2)$$

Para calcular a eficiência do evaporador será utilizada a equação 4.3, cuja incerteza é representada pela equação 4.4:

$$\varepsilon_{evap} = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_{evap}} \quad (4.3)$$

$$\Delta \varepsilon_{evap} = \left| -\frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_{evap}^2} \right| \cdot \Delta \dot{Q}_{evap} + \left| \frac{1}{\dot{Q}_{evap}} \right| \cdot \Delta \dot{Q}_f \quad (4.4)$$

A Tabela 4.14 mostra as variáveis necessárias ao cálculo de \dot{Q}_{evap} , e a Tabela 4.15 mostra as variáveis necessárias ao cálculo de \dot{Q}_f .

Tabela 4.15 – Variáveis necessárias aos cálculos do calor disponível nos gases de escape.

N [rpm]	\dot{m}_g [g/s]	$C_{p_{g,in}}$ [J/(kg.K)]	$\Delta C_{p_{g,in}}$ [J/(kg.K)]	$C_{p_{g,out}}$ [J/(kg.K)]	$\Delta C_{p_{g,out}}$ [J/(kg.K)]	$T_{g,in}$ [°C]	$T_{g,out}$ [°C]
1500	19,17	1184,0	±0,455	1088,0	±0,478	437,2	128,6
2000	25,15	1207,5	±0,449	1107,8	±0,473	515,1	191,0
2500	34,11	1219,8	±0,446	1113,7	±0,472	556,4	209,7
3000	41,51	1232,0	±0,443	1115,6	±0,471	597,6	215,8
4000	55,13	1240,9	±0,440	1119,7	±0,470	627,5	228,8

Tabela 4.16 – Variáveis necessárias aos cálculos do calor transmitido ao fluido de trabalho.

N [rpm]	\dot{m}_f [g/s]	T_2 [°C]	p_2 [bar]	h_2 [kJ/kg]	T_3 [°C]	p_3 [bar]	h_3 [kJ/kg]
1500	21,98	46,78	6,84	190	109,8	3,56	461
2000	21,90	63,53	8,94	256	155,2	5,33	654
2500	23,28	68,94	11,25	290	166,6	6,83	700
3000	28,00	62,21	11,36	253	163,7	6,83	680
4000	30,42	58,96	11,56	249	163,1	6,83	679

A Tabela 4.16 mostra os resultados obtidos no cálculo de \dot{Q}_f e da eficiência do evaporador, aliados ao respectivo valor de incerteza. O valor de ε_{evap} e $\Delta \varepsilon_{evap}$ figuram em percentagem, para melhor análise.

Tabela 4.17 – Resultados do balanço energético no evaporador, sua eficiência e respectivos valores de incerteza.

N [rpm]	\dot{Q}_{evap} [kW]	$\Delta\dot{Q}_{evap}$ [kW]	\dot{Q}_f [kW]	$\Delta\dot{Q}_f$ [kW]	ε_{evap} [%]	$\Delta\varepsilon_{evap}$ [%]
1500	7,24	±0,07	5,96	±0,11	82,25	±2,50
2000	10,32	±0,10	8,72	±0,17	84,44	±2,52
2500	15,18	±0,14	9,55	±0,19	62,87	±1,84
3000	20,57	±0,17	11,96	±0,24	58,11	±1,65
4000	28,81	±0,23	13,94	±0,28	48,38	±1,35

A Tabela 4.17 mostra o cálculo do valor de U_{evap} experimental, de acordo com a equação 3.9, calculado a partir do valor obtido de \dot{Q}_f . Para tal, têm-se em consideração os valores de temperatura dos gases de escape e fluido de trabalho obtidos experimentalmente e sabe-se que a área de transferência de calor do evaporador é igual a 0,501 m².

Tabela 4.18 – Cálculo do coeficiente global de transferência de calor experimental do evaporador.

N [rpm]	$T_{g,in}$ [°C]	$T_{g,out}$ [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	ΔT_{ml} [K]	U_{evap} [W/(m ² .K)]
1500	437,2	128,6	46,78	109,8	177,1	67,14
2000	515,1	191,0	63,53	155,2	223,9	77,70
2500	556,4	209,7	68,94	166,6	244,5	77,94
3000	597,6	215,8	62,21	163,7	269,9	88,44
4000	627,5	228,8	58,96	163,1	292,8	95,00

Como pode verificar-se na Tabela 4.16, todos os valores de incerteza são relativamente baixos. Verifica-se também que o valor máximo de eficiência do evaporador foi superior aos 70% esperados aquando do dimensionamento, tendo atingido um valor de 84,44% ± 2,52% às 2000 rpm, o que constitui um resultado bastante positivo. Segundo a Tabela 4.17, o intervalo obtido de U_{evap} variou desde 67 a 95 W/(m².K), intervalo este diferente do que foi considerado na fase de dimensionamento (100 a 150 W/(m².K)) mas, embora diferente dos valores teóricos, o intervalo experimental de U_{evap} apresentou valores não muito distantes. De acordo com os valores obtidos no teste efetuado às 2000 rpm, o evaporador conseguiu diminuir a temperatura dos gases de escape de 515 para 191 °C, e conseguiu aumentar a temperatura da água de 64 para 155 °C. Na Figura 4.33 pode observar-se a

evolução do valor da eficiência do evaporador com o aumento da velocidade de rotação do MCI.

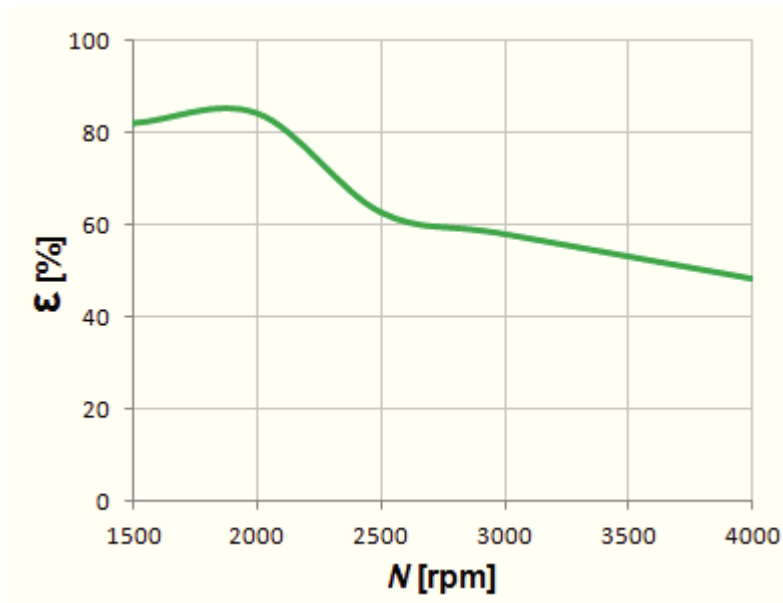


Figura 4.33 – Eficiência do evaporador em função da velocidade de rotação do MCI.

Como pode verificar-se no gráfico, o evaporador é mais eficiente em baixas velocidades de rotação do MCI. Esta situação era esperada, visto que a velocidades de rotação mais baixas a temperatura dos gases de escape é mais baixa, logo a diferença de temperaturas entre os gases de escape e a água será menor, não ficando tanto calor por aproveitar. Em velocidades de rotação mais elevadas, a causa da eficiência mais baixa será o limite de pressão do sistema experimental de RC nesta primeira iteração – caso se continuassem os testes, os tubos poderiam não aguentar o excesso de pressão – e a elevada perda de carga que foi verificada nas tubagens. Utilizar tubos com maior diâmetro para diminuir a perda de carga permitiria o aumento do caudal mássico de água, o que iria, muito possivelmente, regular a pressão e temperatura do RC e permitir um valor de eficiência mais uniformizado ao longo da faixa de rotação do MCI.

4.4 Comportamento do sistema de RC

O sistema experimental, nesta primeira iteração desenvolvida, necessita ainda de diversos ajustes. O primeiro ponto importante que foi verificado foi a enorme perda de carga causada pelos tubos, que afetou essencialmente os valores de pressão lidos pelos sensores.

Verificou-se, em todos os testes, que a pressão da água após a bomba era superior à pressão após o evaporador, pressão essa aumentada ou pelo diâmetro demasiado pequeno dos tubos, ou por um sensor p_2 desadequado.

Outro pormenor que se verificou é que a bomba selecionada, para o valor de caudal escolhido, permite atingir valores de pressão mais elevados do que aqueles que os tubos suportam e que os sensores p_3 e p_4 conseguem ler, o que obrigou à interrupção dos testes após atingir o valor de pressão estabelecido como coeficiente de segurança. A troca destes dois sensores e novos tubos permitiriam um comportamento diferente do sistema de RC, mais adequado às possibilidades de aproveitamento de calor oferecidas pelos gases de escape.

Um expansor é um componente muito importante em falta, já que a sua inclusão permitiria aproveitar a energia gerada pela deslocação do vapor de água, e permitiria a pressão e temperatura de água desejadas antes do condensador, para que o sistema funcione de forma mais estável. O expansor permitiria, também, o cálculo da eficiência do RC, e uma maior aproximação deste sistema experimental às exigências do mercado automóvel de hoje em dia.

Por fim, é notória a falta de um sistema de controlo automático do RC, para que a bomba consiga funcionar sempre no ponto ótimo requerido para cada velocidade de rotação e cada condição de condução. Podendo funcionar em condições ótimas, o sistema de RC iria conseguir maior troca de calor no evaporador e, conseqüentemente, gerar mais energia mediante a existência de um expansor.

4.5 Análise da expansão e melhoria do sistema

Para efetuar uma análise do processo de expansão nas várias condições de funcionamento, é necessário verificar o estado do fluido de trabalho (água) depois do evaporador. Verificou-se anteriormente que em nenhuma das condições de teste houve evaporação da água. Então, é necessário o ajuste do sistema para que a água consiga vaporizar, requisito essencial para que um expansor consiga gerar trabalho útil. Para tal, é necessário compreender os motivos que impediram a vaporização da água – essencialmente, o

diâmetro demasiado reduzido das tubagens e conseqüente perda de carga, a perda de carga do evaporador e o caudal mássico de fluido de trabalho demasiado elevado.

Tendo em conta que, para melhorar a perda de carga do evaporador, seria necessário um novo evaporador, e para diminuir o caudal mássico de fluido de trabalho diminui-se a velocidade de rotação da bomba, a solução mais imediata passa pela substituição dos tubos por outros de maior diâmetro. Este aumento irá resolver a questão da perda de carga demasiado elevada nas tubagens. Para efetuar essa análise, devem ser calculadas as velocidades de escoamento para o estado líquido e gasoso, com os valores de pressão obtidos experimentalmente pelos sensores P_2 e P_3 . Estes valores de pressão possibilitarão obter os valores tabelados de volume específico do fluido de trabalho (v_{sf}) em cada estado [Çengel e Boles (2011)]. Para cada valor de volume específico pode ser obtido o respetivo caudal volúmico, através da equação 4.5:

$$\dot{V}_f = v_{sf} \cdot \dot{m}_f \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (4.5)$$

A Tabela 4.18 mostra para cada velocidade de rotação os valores de \dot{m}_f , pressão nos pontos 2 e 3 do RC, e os valores de v_{sf} e \dot{V}_f para líquido e vapor, de acordo com os requisitos do expansor Green Turbine™.

Tabela 4.19 – Volumes específicos e caudais volúnicos do fluido de trabalho obtidos através de dados experimentais, de acordo com os requisitos do expansor Green Turbine™.

N [rpm]	\dot{m}_f [g/s]	p_2 [bar]	v_{sf} líquido [m ³ /kg]	\dot{V}_f líquido [m ³ /s]	p_3 [bar]	v_{sf} vapor [m ³ /kg]	\dot{V}_f vapor [m ³ /s]
1500	21,98	6,84	0,001106	$2,43 \times 10^{-5}$	3,56	0,523	$1,15 \times 10^{-2}$
2000	21,90	8,94	0,001119	$2,45 \times 10^{-5}$	5,33	0,360	$7,88 \times 10^{-3}$
2500	23,28	11,25	0,001133	$2,64 \times 10^{-5}$	6,83	0,285	$6,63 \times 10^{-3}$
3000	28,00	11,36	0,001134	$3,18 \times 10^{-5}$	6,83	0,285	$7,98 \times 10^{-3}$
4000	32,42	11,86	0,001137	$3,69 \times 10^{-5}$	6,83	0,285	$9,24 \times 10^{-3}$

Analisando a Tabela 4.18, verifica-se que os valores de caudal volúmico de vapor são superiores aos valores de caudal volúmico de líquido. Admitindo os valores mais elevados de caudal volúmico de líquido (condição 4, 4000 rpm) e vapor (condição 1, 1500 rpm),

pode calcular-se o diâmetro mínimo necessário aos tubos para cada zona específica do RC (líquido e vapor), de acordo com a equação 4.6:

$$d_t = \sqrt{\frac{4 \times \dot{V}_f}{\pi \cdot V_f}} \quad [\text{m}] \quad (4.6)$$

A Figura 4.34 representa, de acordo com a equação 4.6, um gráfico dos valores de diâmetro obtidos para líquido e vapor, em função da velocidade de escoamento V_f .

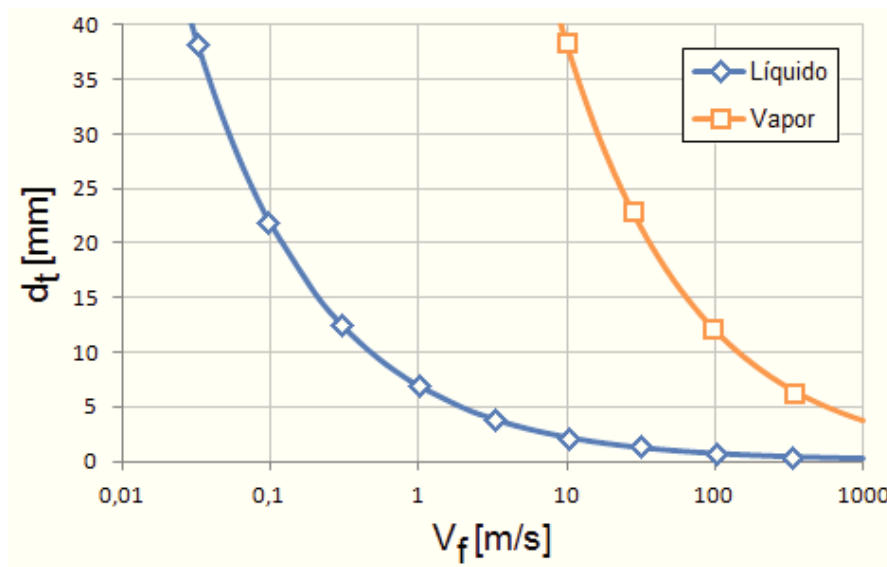


Figura 4.34 – Gráfico representativo do diâmetro da nova tubagem em função da velocidade de escoamento de água (expansor Green Turbine™).

Obteve-se para a zona de fluido de trabalho no estado líquido o valor mínimo de $d_t = 5 \text{ mm}$ ($V_f \cong 5 \text{ m/s}$), e para a zona de fluido de trabalho no estado de vapor o valor mínimo de $d_t = 11 \text{ mm}$ ($V_f \cong 100 \text{ m/s}$). Qualquer um destes valores é superior ao valor de d_t dos tubos atuais, igual a 3,5 mm. Afetando estes valores de um coeficiente de segurança a estabelecer para evitar o aumento da perda de carga, um novo sistema de tubos poderá ser o primeiro passo para melhorar o RC experimental numa próxima iteração, de modo a permitir a vaporização da água.

De acordo com os requisitos dos expansores da Bosch ($p_2 = p_3 = 50$ bar, $T_3 = 300$ °C e $T_2 = 100$ °C) podem obter-se os diâmetros mínimos necessários dos tubos para a fase de líquido e vapor do RC, caso fosse utilizado um dos dois expansores da Bosch. Primeiro, devem obter-se os valores de entalpia para os pontos 2 e 3 do sistema de RC. De acordo com as Tabelas A-4 e A-6 [Çengel e Boles (2011)], $h_2 = 419,17$ kJ/kg e $h_3 = 2925,7$ kJ/kg. Com estes valores, pode calcular-se o valor máximo de \dot{m}_f adequado aos expansores Bosch utilizando a equação 3.3. Para isso, é necessário calcular o valor máximo de \dot{Q}_f através da equação 3.4, sabendo que o valor máximo de $\dot{Q}_{evap} = 28,81$ kW e $\varepsilon_{evap} = 84\%$ para o veículo de testes e sistema de RC considerados neste trabalho. Obtém-se então um valor de $\dot{Q}_f = 24,2$ kW e, conseqüentemente, $\dot{m}_f = 9,65$ g/s.

Os requisitos dos expansores da Bosch possibilitam também obter os valores tabelados de volume específico do fluido de trabalho (v_{sf}) em cada estado (líquido e vapor) [Çengel e Boles (2011)]. Para cada valor de volume específico pode ser obtido o respetivo caudal volúmico, através da equação 4.5.

A Tabela 4.19 mostra para os pontos 2 e 3 do RC os valores de \dot{m}_f e os valores de v_{sf} e \dot{V}_f , de acordo com os requisitos dos expansores da Bosch.

Tabela 4.20 – Volumes específicos e caudais volúmicos do fluido de trabalho obtidos de acordo com os requisitos dos expansores da Bosch.

Ponto do RC	\dot{m}_f [g/s]	v_{sf} líquido [m ³ /kg]	\dot{V}_f líquido [m ³ /s]	v_{sf} vapor [m ³ /kg]	\dot{V}_f vapor [m ³ /s]
Ponto 2	9,65	0,001043	$1,00 \times 10^{-5}$	–	–
Ponto 3	9,65	–	–	0,04535	$4,38 \times 10^{-4}$

Pode verificar-se que os valores de caudal volúmico obtidos para os expansores Bosch são inferiores aos obtidos para o expansor Green Turbine™. A razão deve-se aos cálculos terem sido efetuados de acordo com as condições atuais de calor disponível para aproveitamento no veículo de testes, que é um veículo automóvel ligeiro, e os expansores da Bosch adequam-se a veículos pesados, com uma quantidade superior de calor

disponível para aproveitamento [Bosch (2013)], logo, com necessidade de um caudal mássico de fluido de trabalho também superior ao obtido. No entanto, considerando os valores obtidos de \dot{m}_f e \dot{V}_f , a Figura 4.35 representa, de acordo com a equação 4.6, um gráfico dos valores de diâmetro obtidos para líquido e vapor, em função da velocidade de escoamento V_f para este caso.

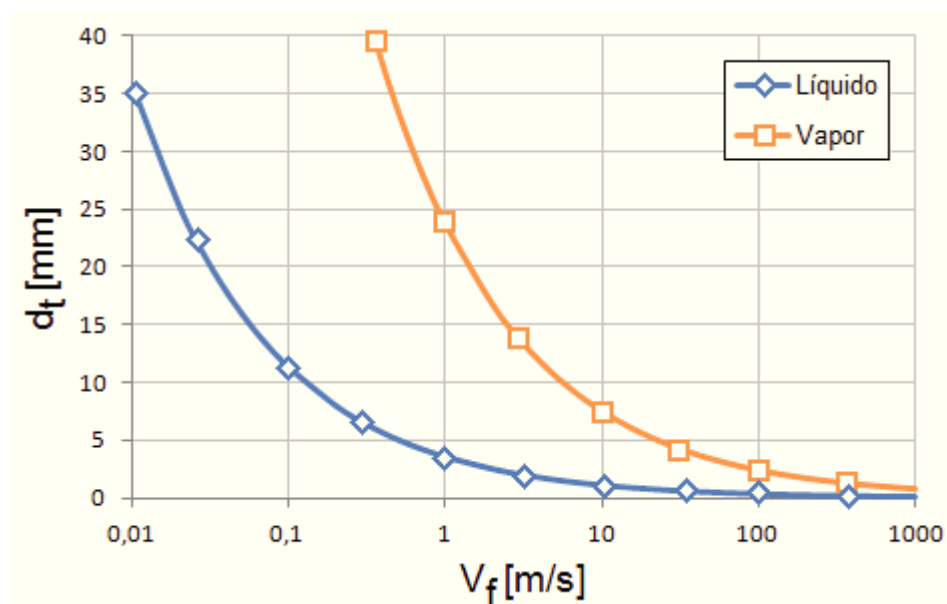


Figura 4.35 – Gráfico representativo do diâmetro da nova tubagem em função da velocidade de escoamento de água (expansores Bosch).

Obteve-se para a zona de fluido de trabalho no estado líquido o valor mínimo de $d_t = 3 \text{ mm}$ ($V_f \cong 5 \text{ m/s}$), e para a zona de fluido de trabalho no estado de vapor o valor mínimo de $d_t = 3 \text{ mm}$ ($V_f \cong 100 \text{ m/s}$). Estes valores são baixos, podendo as tubagens causar perda de carga no atual sistema de RC. Se os cálculos fossem feitos tendo em conta a quantidade de calor disponível para aproveitamento no sistema de escape de um veículo pesado, os diâmetros mínimos seriam superiores aos obtidos, devido ao valor de caudal mássico ser superior nessa situação. Os expansores Bosch mostram-se menos adequados para um sistema de RC aplicado a um veículo automóvel ligeiro do que o expansor Green Turbine™.

No que diz respeito ao elemento expansor a utilizar num trabalho futuro, caso não se opte ainda por um expansor disponível no mercado, pode ser utilizada uma válvula redutora de

pressão do mesmo tipo da que foi utilizada anteriormente, mas própria para utilização com vapor de água e que suporte os valores de temperatura exigidos para vapor sobreaquecido, ou seja, pelo menos 200 °C. Para o efeito, existe uma válvula redutora de pressão da marca Valsteam ADCA, modelo P7, mostrada na Figura 4.36. As suas características técnicas relevantes são mostradas na Tabela 4.20.

Tabela 4.21 – Características técnicas da válvula redutora de pressão Valsteam ADCA P7.

Comprimento [m]	0,175
Peso [kg]	4,8
Pressão máxima de entrada [bar]	25 bar (vapor), 31 bar (gases)
Pressão máxima de saída [bar]	17 bar
Temperatura máxima de serviço [°C]	300

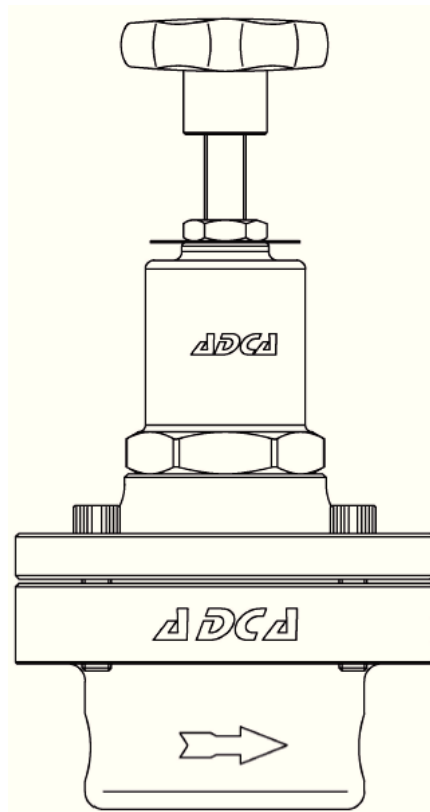


Figura 4.36 – Válvula redutora de pressão Valsteam ADCA P7.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Conclusão

Neste trabalho foi elaborado um sistema de RC experimental, com vista a verificar e estudar o funcionamento deste tipo de tecnologia tão promissora no que diz respeito a eficiência de um MCI, tanto em redução de consumo de combustível como de emissões poluentes. O sistema elaborado foi um sistema de RC simples, em que o expansor foi substituído por uma válvula redutora de pressão para simular o seu funcionamento, o que não se provou eficaz.

Foram dimensionados todos os componentes e selecionado o fluido de trabalho a utilizar e, por fim, foi montado o sistema num suporte móvel para lhe conferir portabilidade. A miniaturização pretendida foi conseguida, sendo possível a implementação futura num veículo automóvel, já que o tamanho dos componentes assim o permite. Foi testado o seu funcionamento no banco de ensaios de potência do Laboratório de Engenharia Automóvel da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria, com o veículo de testes Ford Sierra 2.0, com MCI a gasolina de ignição por fâisca.

Após a realização dos testes em cinco condições de operação do MCI diferentes – 1500, 2000, 2500, 3000 e 4000 rpm – concluiu-se que o sistema de RC consegue, através do evaporador, aproveitar grande parte do calor residual do escape em velocidades de rotação mais baixas com uma boa eficiência, de valor máximo $84,44\% \pm 2,52\%$. Concluiu-se também que os tubos utilizados não são adequados, devido à notória perda de carga que causam em todo o sistema. A sua troca, aliada à troca dos sensores de pressão p_3 e p_4 por não permitirem a leitura de pressão além cerca de 7 bar, e troca/calibração do sensor p_2 por possíveis leituras incorretas, iria aumentar significativamente a eficiência de funcionamento do RC, devido à melhor troca de calor no evaporador a velocidades de

rotação mais elevadas, pela remoção de restrição dos tubos, e registo mais eficaz dos valores de pressão.

No que diz respeito à influência da inclusão do evaporador no sistema de escape do veículo, a perda de carga máxima verificada foi de 125,98 mbar \pm 6,83 mbar. Nenhum dos valores de perda de carga se provou inferior ao valor de perda de carga verificado com o sistema de escape original, o que leva a concluir que a inclusão do evaporador no escape do veículo influencia negativamente o seu desempenho. Caso a geometria do evaporador fosse mais adequada e este apresentasse um valor menor de perda de carga, o facto de retirar calor dos gases de escape poderia diminuir a pressão no escape e aumentar o binário do MCI.

Este tipo de tecnologia, ainda em maturação, prova-se promissora no que diz respeito ao aproveitamento de energia perdida sob a forma de calor no sistema de escape de um veículo automóvel, necessitando ainda de muita investigação e aperfeiçoamento a nível de sistema, componentes e controlo. Se se provar rentável, esta tecnologia pode ser considerada uma das vertentes de futuro da dinâmica eficiente de um veículo automóvel.

5.1 Trabalhos futuros

Para concluir, os trabalhos futuros que possam dar continuidade a este trabalho recomenda-se que sejam de aperfeiçoamento do sistema já existente. Este aperfeiçoamento passa pela correção do dimensionamento/seleção de alguns componentes, como as tubagens e os sensores de pressão p_2 , p_3 e p_4 .

É, também, estritamente necessário um sistema de controlo automático eficaz, que permita que a bomba, o evaporador e um possível expansor funcionem com a máxima eficiência possível em qualquer regime de funcionamento do MCI – um controlo eficiente é a chave para o bom funcionamento de um RC.

Por fim, é essencial a inclusão de um expansor no sistema, que possa transformar a energia térmica perdida em trabalho útil, o que permitirá aferir a eficiência de RC e aperfeiçoá-lo

de acordo com as necessidades de recuperação de energia de hoje em dia. Uma vez tendo o sistema de RC completo e com os componentes selecionados de forma final, pode proceder-se à sua implementação num veículo automóvel, para que o RC possa ser aperfeiçoado e para que se possa evoluir no sentido da maturação deste tipo de tecnologia, de modo a construir um contributo internacional no que diz respeito à investigação deste tipo de sistemas.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Bibliografia

T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera e D. P. Dewitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7ª Edição, *John Wiley & Sons, Inc.*, Hoboken, New Jersey, 2011.

Bosch, disponível em: <http://www.bosch-kraftfahrzeugtechnik.de> (acedido a 21-10-2013).

T. E. Briggs, R. Wagner, K. D. Edwards, S. Curran e E. Nafziger, A Waste Heat Recovery System for Light Duty Diesel Engines, *SAE International*, 2010.

Y. A. Çengel, M. A. Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 7ª Edição, *McGraw-Hill*, New York, 2011.

N. Cirincione, Design, Construction and Commissioning of an Organic Rankine Cycle Waste Heat Recovery System With a Tesla-Hybrid Turbine Expander, *Master of Science Thesis – Colorado State University*, Fort Collins, Colorado, 2011.

A. Domingues, H. Santos e M. Costa, Analysis of Vehicle Exhaust Waste Heat Recovery Potential Using a Rankine Cycle, *Energy*, vol. 49, pp. 71-85, 2013.

S. Edwards, J. Eitel, E. Pantow, P. Geskes, R. Lutz e J. Tepas, Waste Heat Recovery: The Next Challenge for Commercial Vehicle Thermomanagement, *SAE International*, 2012.

Empresa Barboflex, disponível em: www.barboflex.pt (acedido a 03-05-2013).

T. Endo, S. Kawajiri, Y. Kojima, K. Takahashi, T. Baba, S. Ibaraki, T. Takahashi e M.

Shinohara, Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines, *SAE World Congress*, Detroit, Michigan, 16-19 de Abril, 2007.

Fabricante Correge, disponível em: www.correge.fr (acedido a 05-08-2013).

Green Turbine™, disponível em: www.greenturbine.eu (acedido a 02.08.2013).

W. Gu, Y. Weng, Y. Wang e B. Zheng, Theoretical and Experimental Investigation of an Organic Rankine Cycle for a Waste Heat Recovery System, *IMechE Journal of Power and Energy*, Vol. 223 Part A, 2009.

M. He, X. Zhang, K. Zeng e K. Gao, A Combined Thermodynamic Cycle Used for Waste Heat Recovery of Internal Combustion Engine, *Energy*, vol. 36, pp. 6821-6829, 2011.

T. A. Horst, H. Rottengruber, M. Seifert e J. Ringler, Dynamic Heat Exchanger Model for Performance Prediction and Control System Design of Automotive Waste Heat Recovery Systems, *Applied Energy*, vol. 105, pp. 293-303, 2013.

S. Hounsham, R. Stobart, A. Cooke e P. Childs, Energy Recovery Systems for Engines, *SAE World Congress*, Detroit, Michigan, 14-17 de Abril, 2008.

M. Kadota e K. Yamamoto, Advanced Transient Simulation on Hybrid Vehicle Using Rankine Cycle System, *SAE International*, 2008.

J. Li, G. Pei, Y. Li e J. Ji, Evaluation of External Heat Loss from a Small-scale Expander Used in Organic Rankine Cycle, *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 2694-2701, 2011.

M. Mrosek, S. Zahn e R. Isermann, Parameter Estimation for Physical Based Air Path Models of Turbocharged Diesel Engines – An Experience Based Guidance, *Society of Automotive Engineers, Inc.*, 2009.

T. Park, H. Teng, G. L. Hunter, B. van der Velde e J. Klaver, A Rankine Cycle System for

Recovering Waste Heat from HD Diesel Engines – Experimental Results, *SAE International*, 2011.

G. Pei, J. Li, Y. Li, D. Wang e J. Ji, Construction and Dynamic Test of a Small-scale Organic Rankine Cycle, *Energy*, vol. 36, pp. 3215-3223, 2011.

H. Santos e F. Barreiros, Thermal Energy Recovery, *Instituto Politécnico de Leiria*, Apresentação PowerPoint Energia e Reciclagem nos Transportes - MEAU, 2010.

H. Santos, F. Pereira, N. Martinho, L. Serrano e N. Pires, Development of a Vehicle Exhaust Thermal Energy Recovery System, *8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Lisboa, Portugal, 16-20 de Junho, 2013.

H. Santos, J. F. R. F. Pereira, S. Pinheiro e M. Costa, Expander Selection for Internal Combustion Engines Bottoming with Steam and Organic Rankine Cycle, *Instituto Politécnico de Leiria*, 2011.

R. K. Shah e D. P. Sekulic, Fundamentals of Heat Exchanger Design, *John Wiley & Sons, Inc.*, Hoboken, New Jersey, 2003.

C. Sprouse III e C. Depcik, Organic Rankine Cycles with Dry Fluids for Small Engine Exhaust Waste Heat Recovery, *SAE International*, 2013.

H. Teng, Waste Heat Recovery Concept to Reduce Fuel Consumption and Heat Rejection from a Diesel Engine, *SAE International*, 2010.

H. Teng, J. Klaver, T. Park, G. L. Hunter e B. van der Velde, A Rankine Cycle System for Recovering Waste Heat from HD Diesel Engines - WHR System Development, *SAE International*, 2011.

P. Tona, J. Peralez e A. Sciarretta, Supervision and Control Prototyping for an Engine Exhaust Gas Heat Recovery System Based on a Steam Rankine Cycle, *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, Kaohsiung, Taiwan, 11-

14 de Julho, 2012.

Wikimedia, disponível em: http://commons.wikimedia.org/wiki/File:TS-Wasserdampf._neu.png (acedido a 21-10-2013).

X. Zhang, K. Zeng, S. Bai, Y. Zhang e M. He, Exhaust Recovery of Vehicle Gasoline Engine Based on Organic Rankine Cycle, *SAE International*, 2011.

X. Zhang, K. Zeng e M. He, New Technology of Thermodynamic Cycle for Waste Heat Recovery of Vehicle Gasoline Engine, *IEEE*, 2009.

Anexos

(v.s.f.f.)

A-1 Esquema do sistema experimental com ligações hidráulicas

