



XVI CONBRAVA - CONGRESSO BRASILEIRO DE REFRIGERAÇÃO, AR-CONDICIONADO, VENTILAÇÃO, AQUECIMENTO E TRATAMENTO DO AR
São Paulo Expo - 10 a 13 de setembro de 2019

SIMULAÇÃO 3D E 1D DO SISTEMA DE AR CONDICIONADO VEICULAR, PARA COMPARAÇÃO DOS EFEITOS TÉRMICOS DE DOIS COMPRESSORES VARIÁVEIS DE 100CC E 135CC

Ricardo de Oliveira Silva, Rogério Gonçalves dos Santos

RESUMO

O presente trabalho visa apresentar uma metodologia de simulação 1D e 3D, para comparação dos efeitos térmicos da aplicação de dois compressores variáveis do tipo swash-plate, com cilindradas diferentes (100cc e 135cc), no mesmo ciclo de compressão de vapor, de um sistema de ar condicionado veicular (SACV). Para a análise proposta, ambas situações estão operando em regime permanente, porém em uma condição crítica de operação (marcha lenta), desta forma, ocorre uma baixa rotação do eixo do compressor, com uma carga térmica constante, similar às encontradas na região Nordeste do país. Desta análise, se obtém a quantidade de potência para impulsionar o eixo de rotação do compressor, que na maioria dos casos, provém do motor a combustão interna, tem-se uma estimativa do consumo de combustível do motor. Este trabalho, portanto, auxilia a Engenharia de Desenvolvimento do Produto na escolha do compressor mais adequado para a aplicação veicular, buscando o equilíbrio entre conforto térmico e consumo de energia.

Palavras-chave: Simulação. Compressores. Potência. Consumo. Combustível.

ABSTRACT

The present work aims to show a methodology of simulation 1D and 3D for thermal effects comparison at an application of two variable compressors type swash-plate, with different strokes (100cc and 135cc), in the same vapor compression cycle, of a vehicular air conditioning system (VACS). For the proposed analysis, both situation are working in stead state condition, although in a critical condition of operation (idle), thus, it occurs a lower rotation at the compressor shaft, with a higher constant thermal load, similar what is found at Brazilian northwest. From this analysis, it is obtained the amount of power requested to drive the compressor shaft, as this power, in majority of cases, comes from the internal combustion engine, it has an engine fuel consumption estimation. Therefore this work support the Product development in the choice of the most adequate vehicular compressor application, seeking the balance between thermal comfort and energy consumption.

Keywords: Simulation. Compressors. Power. Consumption. Fuel

1 INTRODUÇÃO

A utilização da combinação de recursos de simulação 3D (via CFD) e 1D (via diagrama de blocos) não é novo na indústria automotiva, no tocante à análise térmica do sistema de arrefecimento e do sistema de ar condicionado veicular, no entanto, o foco da análise muda de acordo com as necessidades de mercado.

Hoje, por exemplo, não se deseja apenas um sistema barato e funcional, se deseja também que seja altamente eficiente, proporcionando baixo

consumo de potência.

Potência esta, que é fornecida pelo sistema de propulsão do veículo, que ainda se apresenta predominantemente dependente da queima de hidrocarbonetos.

No entanto, de acordo com Fernandes [2017], os carros a gasolina e diesel estão com os dias contados em vários países europeus e alguns grandes emergentes. Governos anunciaram planos de proibir a venda de automóveis movidos a combustíveis fósseis nos próximos anos como parte de esforços para conter a poluição. O governo brasileiro, por sua vez, elaborou o Rota 2030, sendo esta, a nova política industrial para o setor automotivo. Mas não deve haver, pelo menos na primeira fase, regras para estimular o desenvolvimento de carros elétricos e híbridos (com motor elétrico e outro a combustão) no país.

No que diz respeito ao conforto térmico, independentemente do modo como o veículo esteja sendo colocado em movimento, a carga térmica vai se manter, logo, seja lá qual for a tecnologia, esta deverá continuar a dispende parte de sua potência para o conforto térmico. Para o Rota 2030, por exemplo, se prevê incentivos para fabricantes que comprovem, que o carro consumiu menos potência, com sistemas agregados ao motor mais eficientes.

Deste modo, o presente trabalho vem contribuir, com o desenvolvimento do produto, apresentando uma metodologia de simulação do sistema de ar condicionado, que compara e analisa a funcionalidade e a eficiência do ciclo de compressão de vapor, do sistema de ar condicionado veicular, para dois compressores do tipo *swash-plate* de 100 e 135 cc.

As simulações deste trabalho foram realizadas em regime permanente, para uma condição de carga térmica semelhante às encontradas em Teresina-PI: i) 40°C de temperatura ambiente, ii) 30% de umidade relativa e iii) ao meio dia, iv) com uma insolação de 1100W/m². O veículo está parado e a velocidade do vento em torno do veículo é nula. O hipótese proposta neste trabalho, utiliza um motor a combustão interna em marcha lenta (cerca de 1000 rpm, no eixo do motor e 1100 rpm no eixo do compressor e 30 Nm de carga no eixo do motor, que correspondente ao esforço do pedal de acoplamento da embreagem), este motor está utilizando como combustível a gasolina (E22), embora tenha tecnologia flex ou bi combustível, com cilindrada igual à 1.0l. Características facilmente encontradas em carros populares de passeio da classe hatch.

Para a presente análise, recomenda-se que seja medida a correlação entre as curvas de pressão de condensação, em função do consumo de combustível e o torque no eixo do motor, conforme Silva [2014].

Estes dados experimentais podem ser obtidos previamente, por meio de medições experimentais em uma bancada de testes do SACV, que gera a carga térmica similar ao local onde o veículo poderia estar operando, já o compressor se mantém acoplado ao motor a combustão interna, que se encontra instalado em uma bancada dinamométrica, capaz de medir o

torque e a potência do motor, e que tenha como recurso de medição, uma balança gravimétrica, por exemplo, capaz de medir o consumo de combustível, veja esquema da bancada de teste na Figura 1.

Figura 1 – Esquema da bancada de testes do sistema de SACV no dinamômetro.

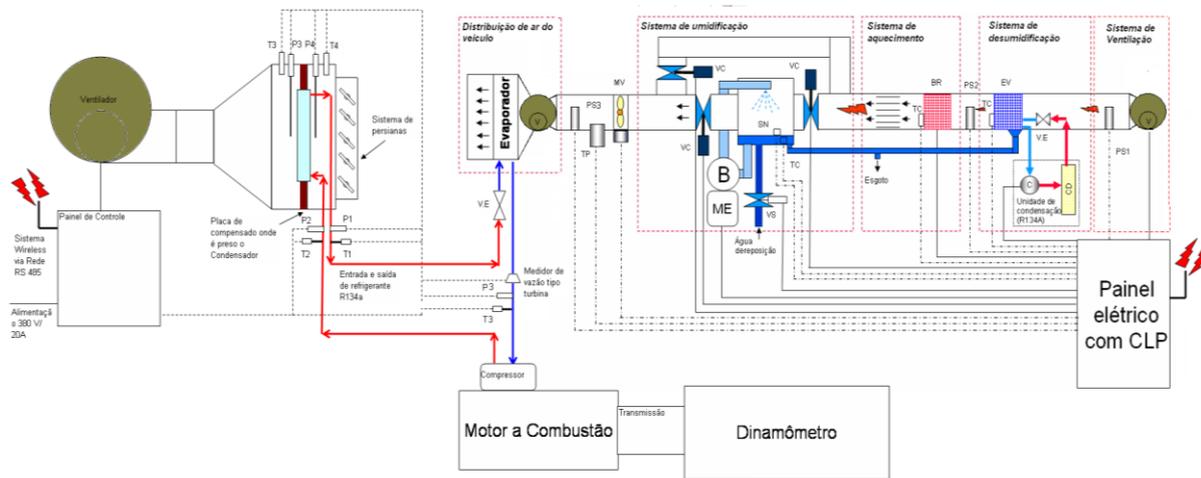
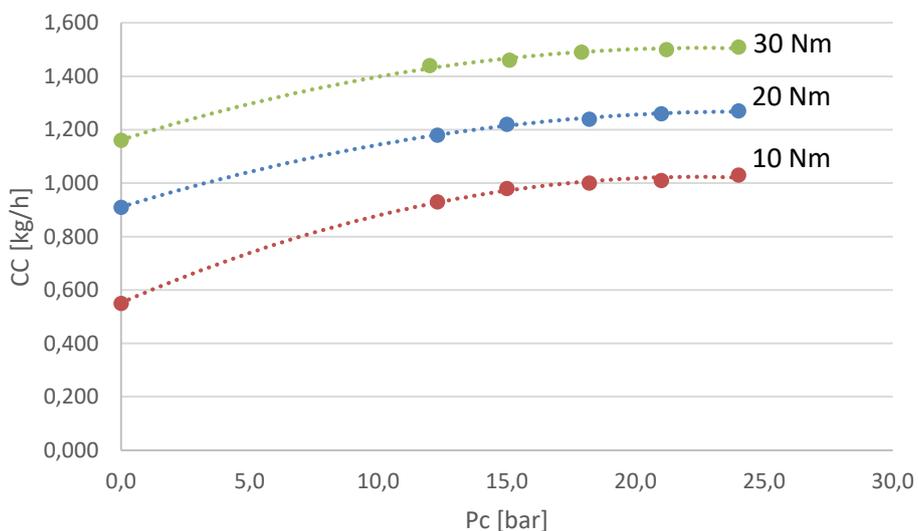


Figura 1: Extraída de Silva[2014].

Mantendo-se o torque ($T=30\text{ Nm}$) e a rotação no eixo do motor ($n=1000\text{ rpm}$) constantes, avalia-se influência do aumento da pressão condensação, no aumento de consumo de combustível (CC), veja a Figura 2.

Figura 2 – Aumento do Consumo de combustível (CC) devido ao aumento da pressão de Condensação (P_c)



Fonte: Elaborado pelos autores

Nota-se assim, que o motor corrigiu a abertura da válvula de borboleta, permitindo mais passagem de ar para queima, para manter as condições pré-fixadas que a carga adicional, proveniente do eixo do compressor do SACV

ocasionou, cerca de 30% a mais de consumo com uma pressão de condensação de 25 [bar].

Contrutivamente os compressores de 100cc e 135cc, do tipo *swash-plate* analisados, se diferenciam contrutivamente por um limitador (*stopper*) de inclinação da placa oscilante, logo os valores obtidos para o compressor de 100cc podem ser extrapolados para o de 135cc.

Da análise construtiva do compressor, pode-se concluir que o compressor de 135cc utilizado neste experimento só possui portanto maior curso de pistão.

2 PREPARAÇÃO DOS MODELO 1D DE SIMULAÇÃO DO SACV

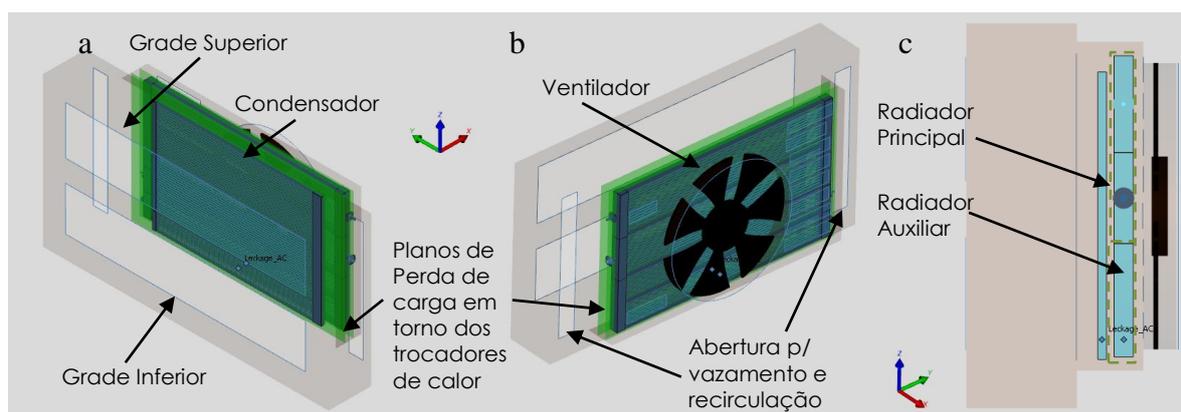
As análises 1D, desenvolvidas por meio de diagrama de blocos, normalmente fazem uso de uma ferramenta de auxílio e visualização 3D, para localização e distribuição dos componentes analisados, conforme projeto do veículo.

No presente trabalho, este recurso é utilizado principalmente para a análise do condensador do veículo e sua vizinhança, ou seja, componentes que possam influenciar no fluxo de ar através do condensador e conseqüentemente na pressão de condensação.

Estes componentes são os seguintes: *i*) o radiador (que na grande maioria das aplicações, se encontra após o condensador); *ii*) o radiador auxiliar do sistema de intercooler; *iii*) o ventilador, *iv*) a coifa do ventilador; *v*) as aberturas frontais, que correspondem às grades do veículo; *vi*) as aberturas laterais, que tanto podem servir para simular vazamento ou recirculação; *vii*) planos de perda de carga em volta dos trocadores de calor. Veja a Figura 3.

Figura 3 – Representação 3D dos componentes contidos no domínio:

a) Vista isométrica frontal; b) Vista isométrica traseira; c) Vista lateral.

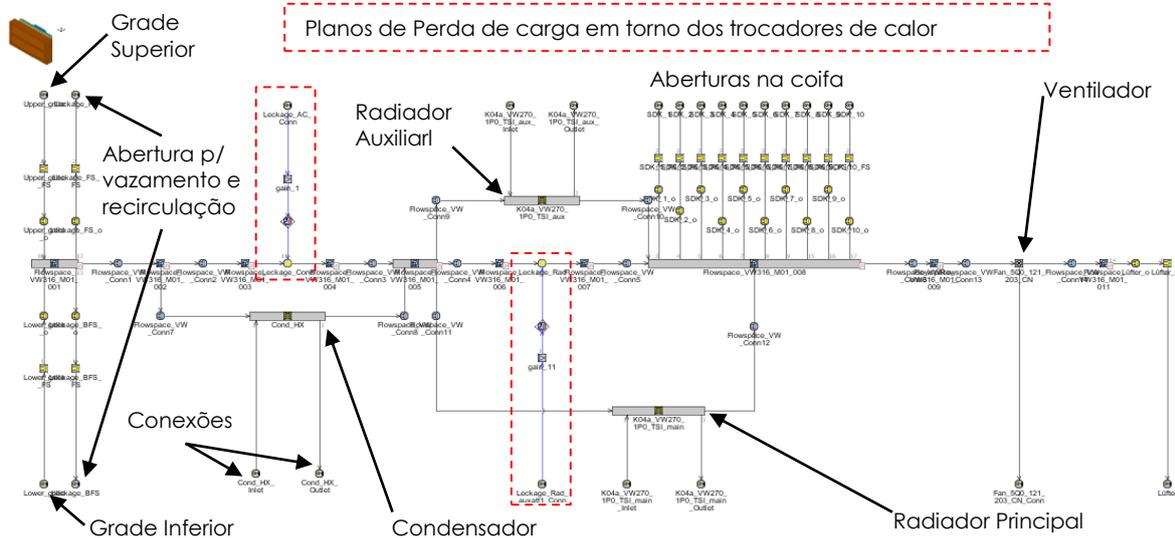


Fonte: Elaborado pelos autores

Após a distribuição espacial dos componentes, este software realiza uma discretização matricial no domínio por onde o ar flui, convertendo seus componentes em blocos, que contém as matrizes e conexões, veja a Figura 4.

Este modelo 1D rudimentar irá ser calibrado, por dados de simulação CFD (Computational Fluid Dynamics) do veículo completo, que irá informar a pressão nos planos em torno dos trocadores de calor e a vazão de ar correspondente, que passa através deles. Mais detalhes no item 3.

Figura 4 – Diagrama de blocos do domínio de escoamento de ar

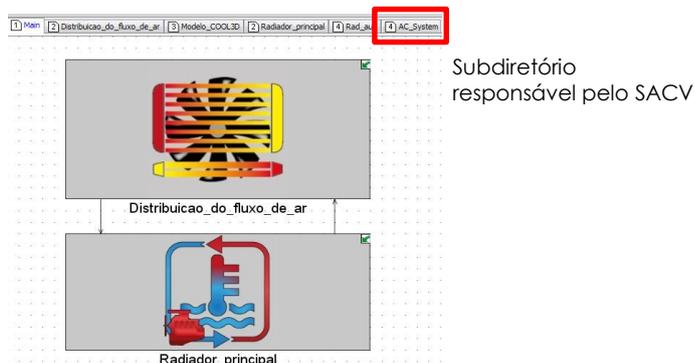


Fonte: Elaborado pelos autores

O presente trabalho utiliza um software chamado Cool 3D, para a realização da discretização matricial do domínio. Os efeitos térmicos são calculados utilizando um outro software chamado GT-Cool, pertencente também ao pacote GT-Suite. Nele o diagrama de blocos é introduzido como um subdiretório (*subassembly*), que corresponde à análise do escoamento de ar abaixo do capô do veículo, também conhecida como simulação *underhood*. A comunicação entre os subdiretórios ocorre por meio de conexões, que se encontram na entrada e saída de cada componente.

Cada sistema que representa uma fonte de calor, possui um subdiretório. Da mesma forma, há um subdiretório específico para a distribuição de ar no modelo que foi discretizado pelo GT-Cool, como mostrado na Figura 5.

Figura 5 – Conexão entre o subdiretório de distribuição do fluxo de ar e o subdiretório responsável pelo radiador principal.

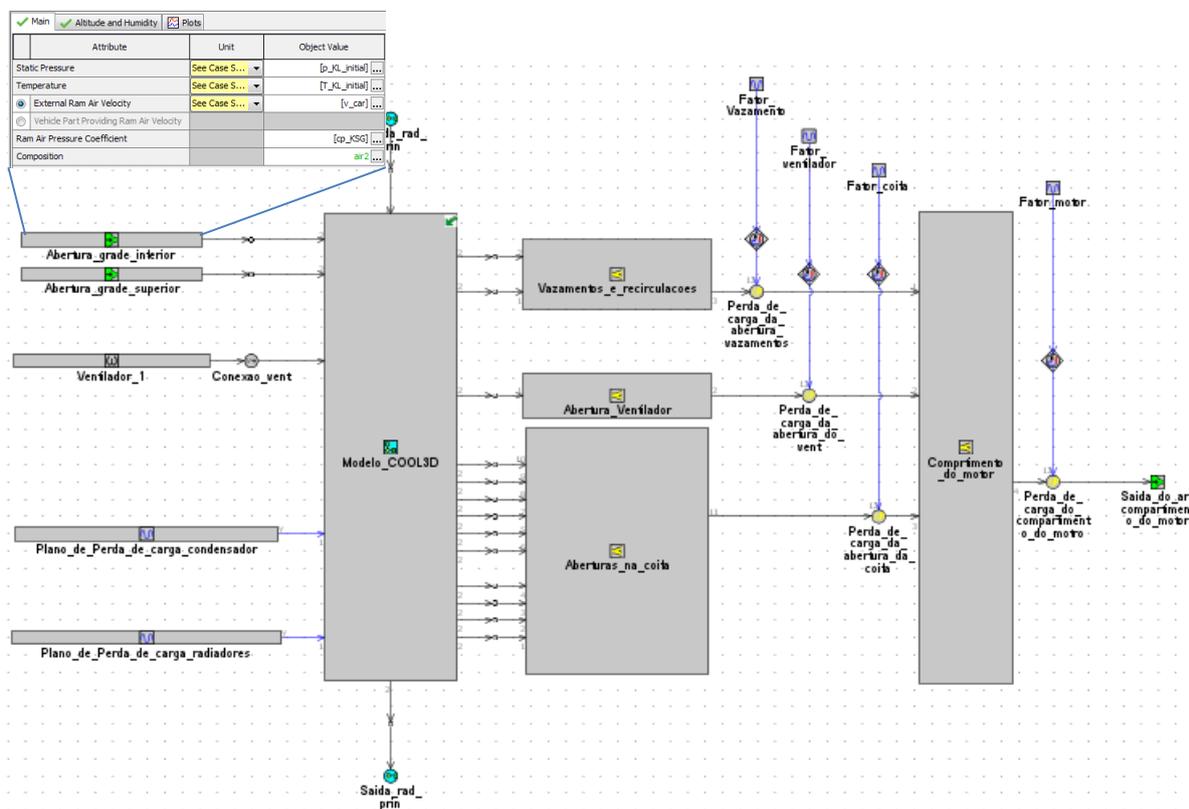


Fonte: Elaborado pelos autores

O calor rejeitado por estas fontes é enviado, através dos fluxos de massa de refrigerante e líquido de arrefecimento aos trocadores de calor, por estas conexões.

O diagrama de blocos do subdiretório responsável pela distribuição do ar pode ser observada na Figura 6.

Figura 6 – Subdiretórios responsável pela distribuição do ar.



Fonte: Elaborado pelos autores

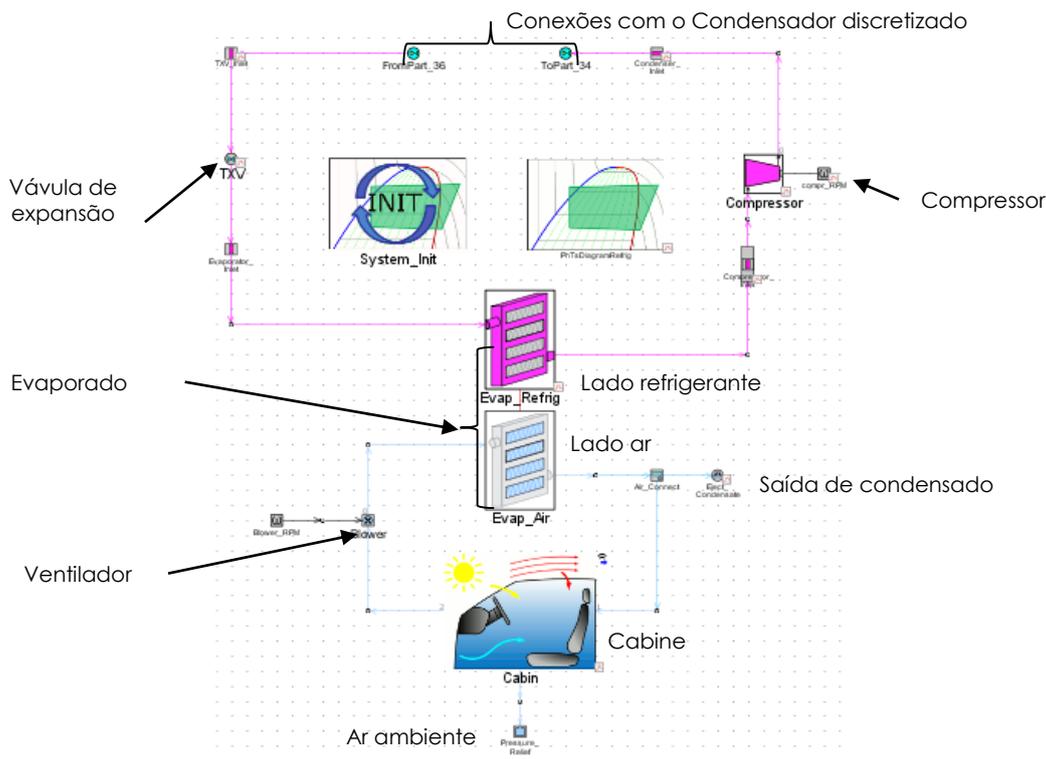
Ao clicar no bloco (função), se tem acesso aos campos que devem ser preenchidos conforme as premissas de cálculo especificadas. Nas entradas de ar superior e inferior, por exemplo, se tem acesso à i) velocidade do veículo, ii) pressão atmosférica, iii) temperatura ambiente, iv) composição do fluido em escoamento e v) arrasto do veículo.

2.1 Ciclo de compressão de vapor e seus componentes

O fluido refrigerante utilizado neste ciclo de compressão de vapor é o R134A, largamente utilizado na indústria automotiva e o fluido a ser refrigerado é o ar. Para ambos os fluidos, há tabelas termodinâmicas já disponíveis no software, no entanto, o software pede para que cada elemento do ciclo receba os valores iniciais de operação, bem como a temperatura superficial de cada componente.

Do mesmo modo que a entradas de ar, os elementos contidos no ciclo de compressão de vapor do SACV necessitam de uma configuração (setup). Estes elementos estão dispostos conforme a Figura 7.

Figura 7 – Subdiretório do SACV.



Fonte: Elaborado pelos autores

Os dados de entrada do condensador estão dispostos no Quadro 1, há também nesse quadro a configuração das correlações escolhidas para a troca de calor utilizadas no modelo.

Quadro 1 – Dados de entrada para modelamento do condensador

	Geometria (Cool-3D)	Tabela com dados Térmicos	Correlação térmica utilizada no cálculo
Condensador	Comprimento	Vazão de refrigerante (diversas condições em ordem crescente)	Para o lado refrigerante
	Largura	Temperatura de entrada do refrigerante	Fase líquida - Dittus Boelder
	Espessura	Pressão de entrada do refrigerante	Fase vapor - Dittus Boelder
	Material que foi construído	Pressão de saída do refrigerante	Duas fases de condensação - Tube, Shah, 1979
	Diâmetro da conexão de entrada	Vazão de ar	Duas fases de evaporação - Tube, Shah (ASHRAE), 1982
	Massa do trocador de calor	Temperatura de entrada do ar	Uma única fase supercrítica - adiabática
	Passo das aletas	Pressão de entrada do ar	Fator multiplicativo da fase líquida = 1
	Espessura das aletas	Pressão de saída do ar	Fator multiplicativo da fase vapor = 1
	Quantidade de tubos por passagem	Calor rejeitado de um fluido para o	Fator multiplicativo de duas fases (condensação) = 1
	Quantidade de passagens		Fator multiplicativo de duas fases (evaporação) = 1
	Volume das caixas		
Espessura dos tubos			
Número de cavidades nos tubos			

Fonte: Elaborado pelos autores

Os dados de entrada do evaporador são semelhantes aos dados do condensador, no entanto, este trocador de calor não foi modelado via discretizado. Neste caso, há um bloco específico, que considera uma distribuição uniforme de ar passando por este trocador de calor, sem a necessidade de auxílio do CFD.

Comparando um condensador com um radiador, onde não ocorre mudança

de fase, os dados de entrada seriam muito semelhantes, embora a correlação, no caso do radiador, obedeça ao método de solução de trocadores de calor ϵ -NTU.

Os dados principais do compressor são apresentados no Quadro 2.

Quadro 2 – Dados do compressor

Compressor	Dados de entrada
	Rotação no eixo do compressor
	Fluxo de massa
	Pressão de sucção
	Temperatura de sucção
	Pressão de descarga
	Temperatura de descarga
	Potência no eixo de saída

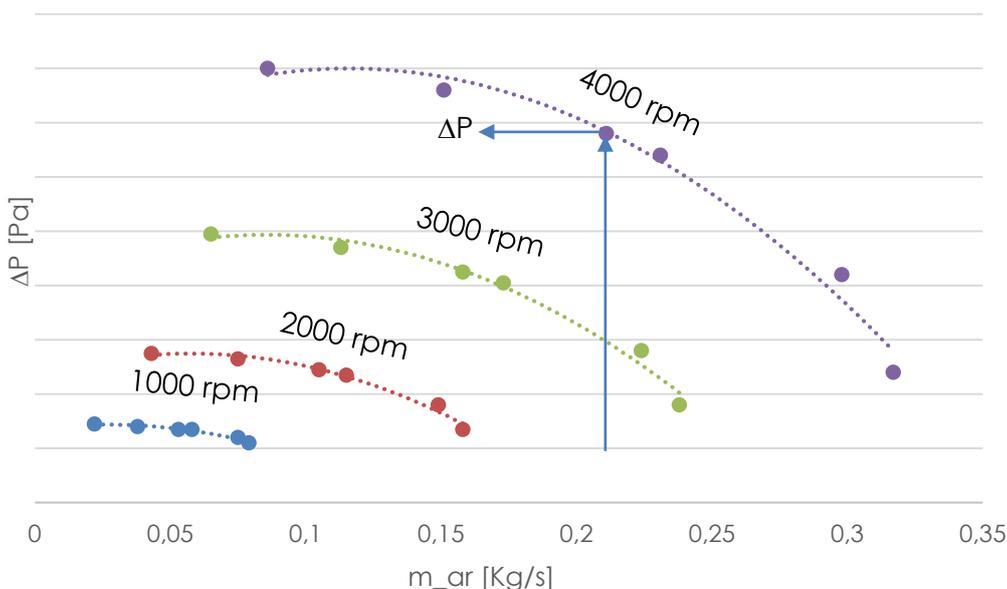
Fonte: Elaborado pelos autores

Estes dados são disponibilizados pelo fabricante do compressor em forma de planilha. Na presente análise não há a necessidade de se especificar a geometria do compressor, apenas suas condições de operação.

Os dados da válvula de expansão são apresentados conforme a influência da pressão e da temperatura em relação ao curso de abertura, ou levante.

Todo ventilador modelado nesta simulação utilizou dados, como os mostrados no mapa de escoamento de ar, apresentado na Figura 8.

Figura 8 – Dados de entrada do ventilador



Fonte: Elaborado pelos autores

2.2 Carga Térmica da Cabine

O dimensionamento da carga térmica da cabine leva em consideração os seguintes dados mostrados no quadro 3:

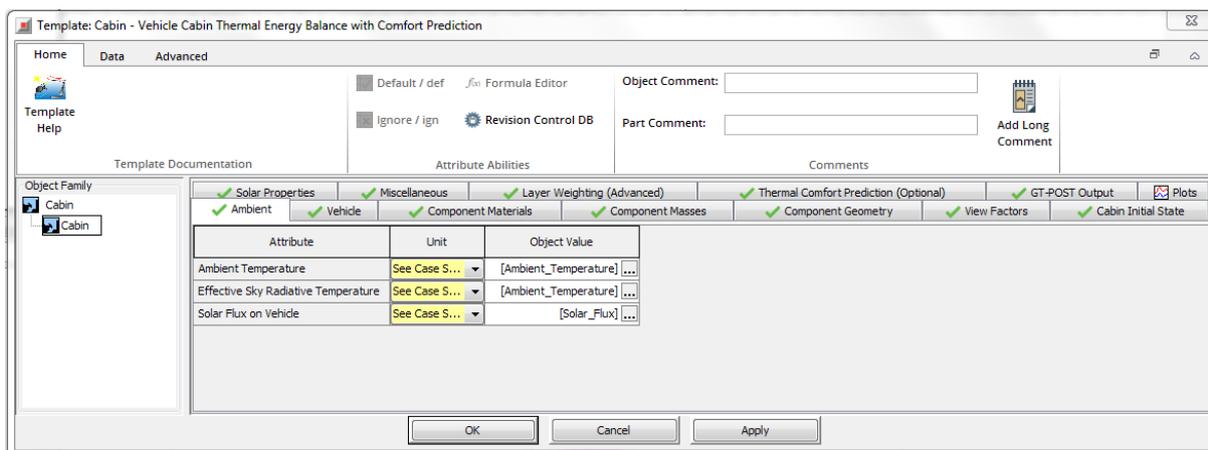
Quadro 3 – Dados de entrada da cabine

Cabine	Dados necessários para o dimensionamento da cabine
	Ambiente
	Veículo
	Materiais da cabine
	Massa dos componentes da cabine
	Geometria dos componentes da cabine
	Fatores multiplicativos do cálculo de troca térmica
	Estado inicial da cabine
	Dados térmicas dos ocupantes do veículo
	Dados da radiação solar incidente

Fonte: Elaborado pelos autores

Estes dados são inseridos no template, disponível no bloco da cabine, veja a Figura 9.

Figura 9 – Template do bloco da cabine



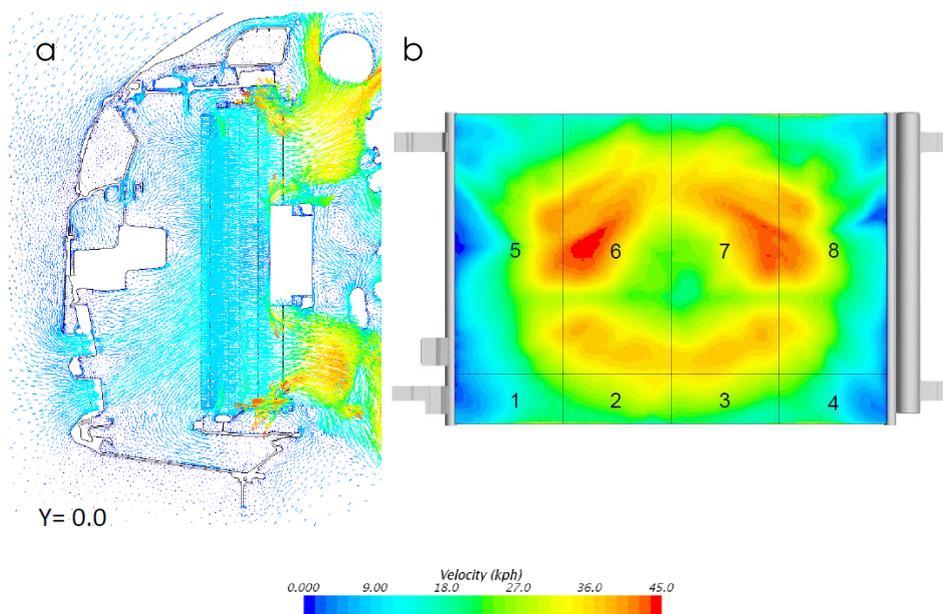
Fonte: Extraído do software GT-Cool

Alguns desses dados são de difícil obtenção, coeficiente de convecção dentro da cabine, neste caso pode-se ignorar o valor, neste caso o software calcula, ou então caso venha a dar erro de processamento, pede-se ao software que processe o dado como uma variável de otimização, onde o próprio software busca o melhor valor da variável, dentro do equilíbrio térmico proposto.

3 SIMULAÇÃO 3D VIA CFD

Foco da simulação de CFD neste trabalho é obter a vazão de ar que passe através do condensador (\dot{m}_{CD}), para calibração do modelo 1D, bem como a pressão estática em torno dos trocadores de calor (Ptc). Veja na Figura 9, o campo vetorial de velocidade do ar no plano $y=0$ do veículo (a) e o campo de pressão escalar na superfície de entrada do condensador (b).

Figura 10 – Imagens extraídas do CFD



Fonte: Elaborado pelos autores.

Esta simulação de veículo completo foi desenvolvida levando-se em consideração as referências contidas em Quim [2007].

Não há análise térmica nesta simulação 3D, apenas o escoamento com densidade constante, respeitando as equações de Navier-Stokes e de acordo com o modelo de turbulência K- ϵ , o software utilizado é o Star-CCM+, e o modelo possui em torno de 12 milhões de células.

Embora o veículo esteja parado, o eixo do ventilador é colocado em rotação, se considerarmos que este ventilador é acionado com sinal 90% de sinal PWM (Pulse Width Modulation), com tendo 300W de potência máxima, ele consegue alcançar em torno de 2740rpm.

Assim a curva (1), correspondente a perda de pressão no ventilador (ΔP_v), em função da vazão volumétrica (V) é inserida no componente (interface), relativa ao ventilador.

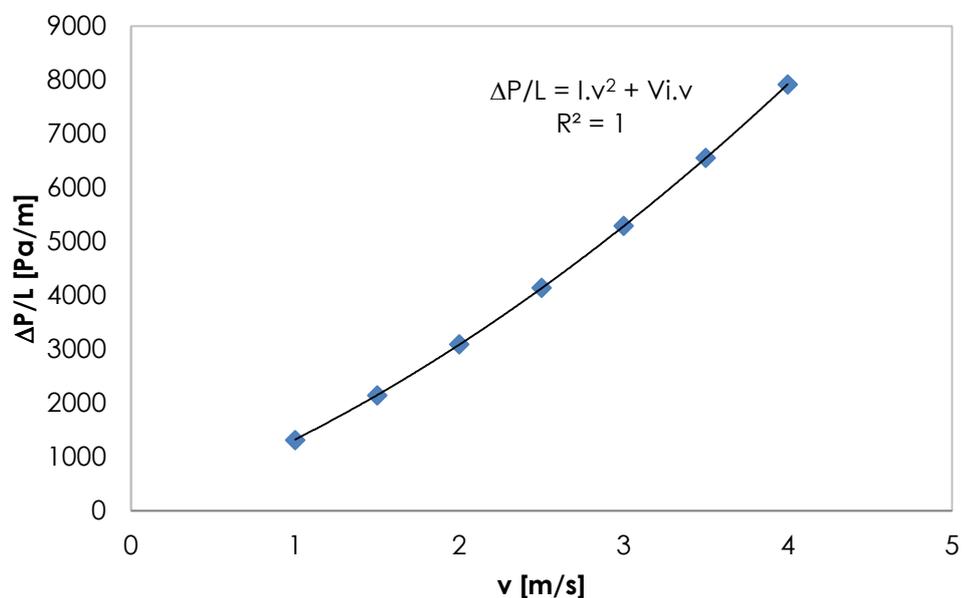
$$\Delta P_v = a.V^2 + bV + c \quad (1)$$

O condensador e os demais trocadores de calor desta simulação são considerados meios porosos, obedecendo a Lei de Darcy para meios porosos.

Os parâmetros para definição dos componentes inercial (I) e viscoso (Vi) na

equação de Darcy, vem do gráfico de Perda de carga no trocador de calor dividido pela espessura de trocador ($\Delta P/L$) e a velocidade do ar que escoou através do meio poroso (v). Na figura 11, observa-se a curva do meio poroso, correspondente ao condensador.

Figura 11 – Parâmetros para definição do meio poroso.



Fonte: Elaborado pelos autores.

4 CONCLUSÕES

Da proposta inicial de análise dos compressores de 100cc e 135cc, nota-se que a temperatura de saída no difusor da cabine, se manteve semelhante, cerca de 7°C, na vazão máxima de insuflamento cerca de 0,145 kg/s nos difusores de ar.

Indicando que os compressores estão operando em pressões de condensação semelhantes, portanto, com inclinação da placa oscilante semelhantes, ou ainda com curso de pistão semelhante.

Assim o consumo de combustível se manteve semelhante, não havendo neste caso, a necessidade de se utilizar um compressor de maior cilindrada.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu Deus e aos Santos Orixás que me permitiram escrever estas páginas. Aos meus pais e irmãs, a minha esposa querida e ao meu filho

CONBRAVA 2019 – São Paulo Expo, 10 a 13 de Setembro de 2019 - São Paulo, Brasil

amoroso, aos amigos e companheiros de jornada neste plano, por tudo que passamos juntos nesta nossa jornada encarnatória.

REFERÊNCIAS

ABIODUN, M. A. Mathematical model for Darcy Forchheimer flow with applications to well performance analysis. Master of Science Thesis. Texas Tech University. Texas, USA. Aug. 2007..

FERNANDES, DANIELA, Por que os carros movidos a gasolina e diesel estão com os dias contados em países europeus e vários emergentes. 20 novembro de 2017. Disponível em: <<https://www.bbc.com/portuguese/internacional-42046977>> . Acesso em 01 maio 2019

KANEFSKY, P. NELSON V. A., RANGER M. “**A Systems Engineering Approach to Engine Cooling Design**”. The 44th L. Ray Buckendale Lecture – SAE SP-154. Warrendale, USA. Nov. 1999.

LISA L., HELENA M. Aerodynamic Drag Reduction of a Heavy Truck with Variable Cooling Air Intake Area. Master's Thesis in the Master's program Automotive Engineering. Chalmers University of Technology, Department of Applied Mechanics, Division of Vehicle Safety. Göteborg, Sweden. 2009.

MALISKA, C. R.. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**, 2ª Ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC Brazil 2014

MOUFFOUK, M. A. Aerodynamics Development of the Seguracing F1-R01 Prototype Using CFD. University H.L of Batna. Department of Mechanical Engineering Specialty Aeronautical Engineering. Batna/Alderia. 2014.

QUIM, N.. Desenvolvimento de Uma Metodologia de Simulação Aplicada ao Sistema de Arrecimento Veicular. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo – USP, São Paulo, SP: Brazil. 2007

SILVA, R. O. Projeto, Construção e Análise de uma Bancada para Verificação de Parâmetros de Desempenho de um Sistema de Ar Condicionado Veicular. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. – Campinas, SP: Brazil 2014.

VDOVINC, A.. Cooling performance simulations in GT-Suite. Department of Applied Mechanics Division of Vehicle Engineering & Autonomous Systems. Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, Master's Thesis 2010:28. 2010.