

# Estudo e Aplicação da Convecção Forçada no Sistema de Calefação de Ônibus Rodoviário

Scheila Sandi Biazus\* e Carlos Roberto Altafini\*

## Resumo

Este trabalho tem como objetivo analisar a viabilidade técnica de substituição do sistema de calefação de ônibus rodoviários, feita por longos convectores aletados distribuídos nas laterais do salão de passageiros, por trocadores de calor mais compactos e menores, que operam por convecção forçada. Partiu-se do cálculo da capacidade térmica de um trocador de calor com os parâmetros definidos pelo fornecedor, analisando-se mudanças desses parâmetros a fim de melhorar sua eficiência. O método para análise do trocador de calor se baseou nas correlações disponíveis da convecção de calor em escoamentos internos e externos para a determinação dos respectivos coeficientes convectivos e, de consequência, do coeficiente global de transferência de calor. Na sequência, o trocador de calor na sua forma original de fábrica, foi ensaiado em bancada. A partir da carga térmica para o modelo de carroceria, foi definida a quantidade de trocadores necessária para satisfazer o conforto térmico dos passageiros. Testes em campo do sistema de calefação com o novo trocador de calor foram realizados para se obter dados reais do sistema proposto. O sistema original de fábrica com convecção forçada se apresentou eficiente no atendimento das necessidades de carga térmica e economicamente viável, de modo que a carga térmica crítica pode ser atendida com dez calefatores instalados ao longo da carroceria. Além disso, esse sistema oferece a possibilidade de variação dos parâmetros para melhor adequação ao projeto, onde a variação da vazão dos ventiladores ou o espaçamento entre as aletas do trocador de calor pode diminuir a quantidade de calefatores necessários. Ao mesmo tempo, o sistema mostrou a necessidade de um estudo posterior que avalie a sua distribuição ao longo do salão de passageiros a fim de atender uma melhor uniformidade na distribuição das temperaturas.

## Palavras-chave

Trocadores de calor, carga térmica, sistema de calefação.

# Study and Application of Forced Convection in Road Bus Heating System

## Abstract

This work deals with a replacing the heating system of intercity buses, made by long heat exchangers distributed on the sides of the passenger saloon by small and compact ones that use forced convection to heat dissipation. At the beginning the calculation was made of the heat capacity of a heat exchanger with the parameters defined by the supplier, and then conducted an analysis of change in these parameters in order to improve its efficiency. The method for examining the heat exchanger is based on the correlations available in the convection flow inside and outside to determine the respective convective coefficients, and therefore the overall coefficient of heat transfer. Following, the heat exchanger in its original form, was tested on bench. Thus, from the thermal load of the bus model studied, the amount of exchangers required has been defined to satisfy the thermal comfort of passengers. Field tests of the heating systems with new heat exchangers were performed to obtain actual data of the proposed system. The original factory system showed to be efficient in meeting the needs thermal load and economically viable, such that the critical thermal load can be met with ten heaters installed along the body. Furthermore, this system offers the possibility of varying the parameters to best fit to the project, where the flow variation of the fans or the spacing between the fins of the heat exchanger decreases the amount of heaters required. At the same time, the system showed the need for further study to assess its distribution along the passenger saloon in order to meet a best uniformity temperature distribution.

## Keywords

Heat exchangers, thermal load, heating system.

## I. INTRODUÇÃO

Cada dia mais tem crescido a preocupação dos fabricantes de veículos com o conforto dos usuários, o que está relacionado a aspectos ergonômicos de assentos, conforto

térmico, design de interiores, ruído, entre outros. Em regiões onde as baixas temperaturas são predominantes, ou chegam a níveis críticos em determinadas épocas do ano, o conforto térmico tem fundamental importância e vem sendo cada vez mais exigido pelos clientes.

\*Centro de Ciências Exatas e da Tecnologia – Universidade de Caxias do Sul

ssbiazus@ucs.br, craltafi@ucs.br

Data de envio: 26/03/2015

Data de aceite: 03/05/2015

Segundo Gonçalves [1], o atendimento das necessidades dos usuários é fundamental para a sobrevivência financeira da indústria dentro do cenário altamente competitivo dos negócios dos meios de transporte. Dessa forma, o atendimento dos padrões de conforto requeridos pelos usuários tem se tornado tão importante quanto o cumprimento dos requisitos

relacionados à eficiência e segurança.

Um ambiente confortável termicamente é comumente definido como o estado da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico [2].

Além de buscar o melhor entendimento das reais necessidades do passageiro para que este estado de satisfação seja atingido, procura-se buscar maneiras mais eficientes e menos custosas para operação dos sistemas de climatização. Alguns estudos foram conduzidos para melhorar as condições internas do salão de passageiros. Dentre os quais Stédile [3] buscou a melhoria do isolamento térmico, propondo alteração nos materiais utilizados e obteve redução de pontes térmicas ao longo da carroceria, bem como redução da perda de temperatura interna. Giacomelli [4] avaliou três diferentes configurações de montagem dos convectores com troca de calor não forçada, adotando como padrão a alternativa que apresentou melhor taxa de troca térmica, expressa em W/m. Bellé [5] desenvolveu um novo projeto de trocador de calor (convector) aletado, analisando fatores construtivos que pudessem influenciar na sua eficiência. Neste estudo a nova configuração de aletas proposta apresentou maior dissipação de calor em relação aos trocadores fabricados até então, apresentando uma taxa de troca térmica de 480 W/m.

Com a finalidade de aumentar a eficiência do sistema de aquecimento em carrocerias de ônibus altamente comercializados, torna-se interessante a aplicação de trocadores de calor que utilizam a convecção forçada para dissipação do calor.

Em geral, os trocadores de calor são utilizados em vários processos, em especial, nos processos de aquecimento de ambientes e no condicionamento de ar [6]. Para esses processos, são muito empregados os trocadores de calor de correntes cruzadas líquido-gás [7], cuja superfície de troca térmica do lado gás pode ou não ser estendida (aletas). Isso resulta em uma configuração de escoamento dos fluidos pelo trocador em modo misturado e não-misturado. No caso dos trocadores de calor de superfície estendida, as aletas são montadas sobre sua superfície primária (tubos ou placas) e sobre as quais escoam um gás, em que o coeficiente de convecção é muito baixo comparado ao dos líquidos.

Segundo Kuppam [8] os trocadores de calor podem ser classificados quanto à compactidade da superfície. Neste caso a maioria dos autores separa os trocadores compactos dos não compactos pela densidade da área de troca de calor. No projeto de um trocador de calor devem-se considerar as taxas de transferência de calor entre os fluidos e a potência de bombeamento mecânico despendida para superar o atrito de fluidos e movê-los através do trocador de calor. Considerações como estas levaram ao desenvolvimento de muitos modos para construir as superfícies de transferência de calor para aplicações de fluxo de gás, em que a densidade de área superficial é grande. Tais superfícies são referidas como trocadores de calor compactos [9].

Estes são tipicamente utilizados quando se deseja uma elevada área de transferência de calor por unidade de volume, sendo largamente utilizados na indústria, especialmente em processos em que a troca de calor acontece de gás para gás ou líquido para gás [6]–[8].

Bejan [10], da mesma forma, diz que os trocadores de calor compactos apresentam densidade de área de transferência de

calor mais alta que os demais e são essenciais nas aplicações onde o tamanho e a massa do trocador de calor é uma restrição de projeto importante.

Os trocadores de calor compactos possuem densas matrizes de tubos ou placas aletadas. A saber, nos trocadores de tubos (em geral, de seção circular) aletados existem dois conceitos básicos para construção do arranjo dos tubos: em linha ou escalonados/triangular; cuja diferença construtiva provoca uma alteração na dinâmica do escoamento do fluido. Usualmente o arranjo escalonado, é mais usado em razão da compactidade e da maior transferência de calor. Porém, se o fluxo de ar carrega sujeira ou partículas abrasivas é interessante optar pelo arranjo de tubos em linha [11]. Já os trocadores de calor com placas paralelas podem ser aletados ou corrugados, podendo ser utilizados em modos de operação de um único passe ou com múltiplos passes [6], [7], [9]–[11].

A característica peculiar que torna os trocadores de calor do tipo compacto é chamada de grau de compactidade (razão entre a área total do trocador e o seu volume total). De acordo com Shah e Sekulik [12], trocadores de calor gás/gás são definidos como do tipo compacto se o grau de compactidade é superior a  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ . Já para trocadores gás-líquido, esta razão reduz-se para  $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ .

Atualmente se encontram muitas possibilidades de formas de aletas. Em especial, para os trocadores de calor tipo tubos aletados, as aletas mais comuns são as circulares planas e contínuas planas, onduladas, com recortes, etc. Gholami et al. [13] analisaram as configurações mais comuns de ‘recortes’ feitos nas aletas para aumentar a dissipação do calor, concluindo que essas configurações de aletas aumentam a transferência de calor, em alguns casos chegando a uma melhora de 36,7 a 81,2%, e tendo como consequência a perda de pressão no sistema.

Torgal e Mishra [14] desenvolveram uma análise numérica de trocadores que utilizam nanofluidos como refrigerantes para trocadores de calor compactos. E dessa análise concluiu que o uso de nanofluidos aumentou a capacidade de refrigeração e eficácia do trocador de calor com o aumento da taxa de fluxo de massa de ar e refrigeração. Os nanofluidos são obtidos a partir da suspensão de partículas de tamanho nanométrico (entre 1 e 100 nm) em fluidos convencionais de transferência de calor, usualmente líquidos. Isso fornece capacidade de troca de calor significativamente superior a fluidos convencionais devido, principalmente, e entre outras possíveis razões, à maior ordem de grandeza da condutividade térmica dos sólidos utilizados nas suspensões.

No trabalho de Diniz e Silvestrini [15] são realizadas simulações numéricas tridimensionais do escoamento ao redor de um arranjo equilátero de cilindros limitados por placas com diferentes separações, com o objetivo fundamental de observar a variação do coeficiente adimensional de transferência de calor e do coeficiente de arraste para as diferentes configurações. Este estudo mostra que o número de Nusselt aumenta com o aumento do espaçamento entre as placas.

Para Faria [16], no projeto de um trocador de calor, a escolha de diversos parâmetros de projeto é feita de forma aleatória, havendo necessidade da criação de parâmetros que maximizem a sua eficiência. Desta forma, o autor utilizou um novo parâmetro de projeto, dado pela razão entre o coeficiente de transferência de calor e a perda de carga do escoamento

através dos tubos, determinando um diâmetro ideal para eles. Este parâmetro relaciona a busca de dois aspectos de projeto, a maximização da transferência de calor pelo uso de bombas e compressores, e a redução da perda de carga através da retirada de tubos. O aumento na velocidade do escoamento contribui com o aumento na perda de carga, induzindo a redução no diâmetro dos tubos no trocador.

Xie et al. [17], em estudo numérico utilizando simulações tridimensionais baseadas em um algoritmo simples de coordenadas cartesianas, analisou os efeitos causados no número de Reynolds e no Nusselt quando eram variados parâmetros do trocador de correntes cruzadas, como número e diâmetro dos tubos e passo de aleta. Realizadas as análises, observou redução no fator de atrito e no número de Nusselt quando houve aumento do número de fileiras de tubos, obtendo escoamento laminar quando este número foi superior a seis. Os aumentos no diâmetro do tubo e no passo de aleta ocasionaram redução na transferência de calor e perda de pressão.

Neste artigo é feita a análise de um convector do tipo tubos aletados operante à convecção forçada por meio de ventiladores axiais (*coolers*), para ser usado para o sistema de calefação do salão de passageiros de um ônibus rodoviário. A análise é feita com base em experimentos de bancada e em campo, sendo os resultados comparados aos cálculos numéricos baseados nos métodos convencionais de avaliação de trocadores de calor: método da diferença de temperatura média logarítmica (DTML) e da efetividade – número de unidades de transferência ( $\epsilon$ -NUT). Os coeficientes de transferência de calor por convecção se basearam em correlações encontradas na literatura.

## II. MATERIAL E MÉTODOS

Nesta seção é feita uma avaliação do sistema atual de calefação aplicado nos ônibus rodoviários aqui estudados, que circulam em regiões onde as temperaturas atingem níveis críticos para o conforto dos passageiros, ou seja, temperaturas menores que 0 °C. Além disso, são identificados os procedimentos tomados para satisfazer cada uma das etapas do estudo.

O ônibus analisado é do tipo rodoviário com capacidade para 46 pessoas, tendo comprimento de 13,1 metros, motor traseiro e vidros colados. A carga térmica de inverno é baseada na potência que o sistema de calefação deve possuir para garantir o conforto térmico do salão de passageiros, considerando as perdas de calor de dentro da carroceria para o ambiente externo na condição mais crítica. A carga térmica para o ônibus estudado é encontrada no trabalho feito por Bellé [5], onde são feitas considerações das trocas de calor com o ambiente em toda a carroceria. O resultado obtido em [5] foi utilizado como referência para o dimensionamento e avaliação do objeto deste trabalho.

O sistema de calefação atual é formado por todos os equipamentos agregados ao veículo com o objetivo de elevar a sua temperatura interna. Tal sistema faz uso de convecção natural, forçada ou a combinação dos dois sistemas. O sistema à convecção natural apresenta um trocador de calor (convector) composto por tubos de cobre (diâmetro externo de 22,2 mm) e aletas de alumínio (espaçadas de 10 mm entre si) distribuído por toda a lateral inferior do salão de

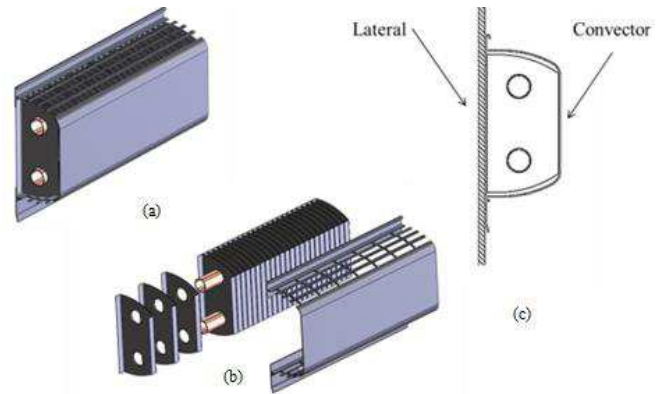


Fig. 1: Convector atualmente usado no sistema de calefação.

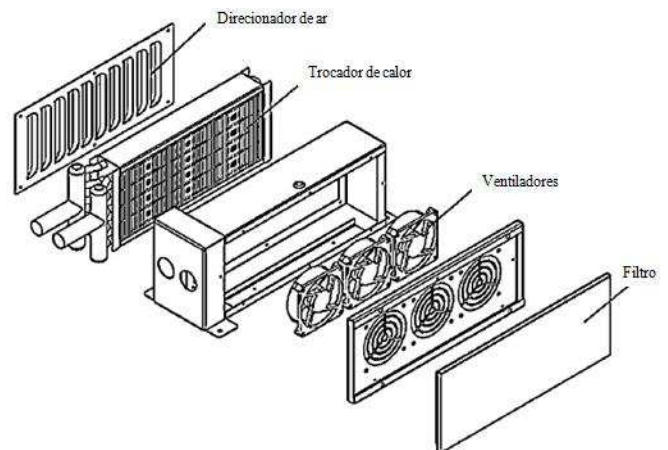


Fig. 2: Calefator à convecção forçada.

passageiros. Um segmento do trocador de calor pode ser visto na Figura 1(a); na Figura 1(b) a sua vista explodida e na Figura 1(c), sua montagem na lateral do salão de passageiros da carroceria. Os convectores forçados operam associados a ventiladores distribuídos em alguns pontos ao longo das paredes laterais do ônibus. Internamente aos tubos de cobre dos convectores circula água de arrefecimento proveniente do motor do veículo.

Sensores PT100 são distribuídos uniformemente pelo salão de passageiros, cujos sinais são captados por um controlador eletrônico que regula a vazão de água pelos convectores e, assim, regula a temperatura interna do veículo.

Portanto, a proposta deste trabalho foi substituir os convectores à convecção natural por calefadores que utilizam convecção forçada e satisfaçam a carga térmica antes atendida pelos convectores contínuos. O objetivo disso é tornar mais uniforme a distribuição de calor e temperatura no interior do salão de passageiros dos ônibus e reduzir o custo com o sistema de calefação do veículo. O sistema de calefadores por ar forçado pode ser visto na Figura 2, com seus itens principais.

O calefator é composto por um trocador de calor (convector) tipo serpentina, 270 mm de largura, 127 mm de altura e com as seguintes especificações: aletas - retangulares lisas em alumínio 3003 ( $\rho = 2,71 \text{ g/cm}^3$  e condutividade térmica a 25 °C de 234,64 W/m K); espessura de 0,11 mm; espaçamento de 4 mm; tubos de cobre ( $\rho = 8,53 \text{ g/cm}^3$  e condutividade térmica a 25 ° de 398 W/m K) distribuídos em duas fileiras,

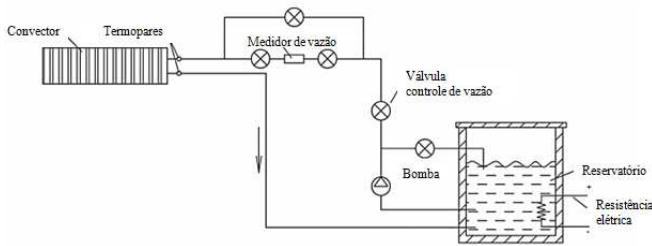


Fig. 3: Esquema da bancada de testes.

com diâmetros externos de 9,53 mm e diâmetros internos de 8,98 mm; área total de troca térmica de 0,526 m<sup>2</sup>; 3 ventiladores axiais tipo cooler de vazão volumétrica cada um de 0,0188 m<sup>3</sup>/s com uma pressão estática de 9,8 Pa.

Como primeiro passo do trabalho foi calculada a capacidade térmica de um trocador de calor com os parâmetros dimensionais fornecidos pelo fabricante. A partir desses resultados foi realizada uma análise de como o dimensional do trocador poderia variar a fim de se alcançar uma melhor eficiência. Após essa etapa inicial, foram feitos experimentos em bancada a fim de conferir e validar os cálculos realizados. A partir dos cálculos e dos experimentos realizados foi definida a quantidade de convectores necessários para aquecer o salão de passageiros, atendendo à carga térmica calculada em [5]. O Valor dessa carga térmica foi de aproximadamente 9700 W, correspondente a uma temperatura interior de 22 °C e uma temperatura externa igual a -5 °C. Com as informações necessárias, os trocadores de calor foram instalados em um ônibus e realizados os testes em campo.

Os experimentos do trocador de calor com convecção forçada em bancada foram realizados em uma sala climatizada, estabilizada em 20 ± 2 °C, tendo-se disponíveis os equipamentos e medidores a seguir:

- Reservatório de água com volume de 250 litros, com resistências elétricas para aquecimento de potência total de 15 kW;
- Controlador para temperatura tipo *on-off* (histerese máxima de ± 1 °C) para controle de operação das resistências elétricas;
- Válvulas para bloqueio total ou parcial do fluxo de saída/retorno da bancada;
- Sensores para medição de temperatura, com precisão mínima de 0,1% do fundo de escala;
- Medidor de vazão marca Dwyler, modelo MTL019RN4WFS, com precisão de 0,1% do fundo de escala.

O esquema representativo do teste de bancada pode ser visto na Figura 3.

Os seguintes procedimentos de ensaio foram observados por normas internas da empresa:

- O convector a ser testado deve estar montado nas condições para o seu funcionamento nominal, conforme determinações de projeto, observando-se a correta conexão da tubulação de saída da bancada com a entrada do componente;
- O medidor de vazão deve ser instalado em série com a tubulação de entrada da bancada, observando o sentido do fluxo;

- O sensor para medição da temperatura ambiente deve ser instalado entre três e quatro metros distante do calefator;
- Os sensores para medição da temperatura (termopares tipo k) da água devem ser instalados em contato direto com a mesma, sendo um imediatamente antes da entrada do convector e outro imediatamente após a sua saída;
- Antes do início das medições, deve ser estabilizada a temperatura do fluido na entrada do sistema em 70 ± 1 °C;
- O tempo mínimo para medição das temperaturas de entrada, saída e ambiente, foi de 90 minutos, com intervalos de leitura de um minuto. O tempo total de medição pode variar em função do tipo de sistema a ser avaliado, dependendo fundamentalmente do período necessário para estabilização das temperaturas, evidenciando o regime permanente de operação;
- Devem ser realizadas as medições da taxa de troca térmica para, pelo menos, cinco vazões diferentes, compreendidas entre 12 e 20 L/min.

Os testes em campo devem ser realizados em um veículo com sistema de calefação instalado, revisado e aprovado pelo controle de qualidade da empresa, e executados segundo as determinações internas da empresa, dentre as quais, as principais exigências são:

- O veículo deve atingir condições normais de operação;
- A primeira leitura dos valores de temperatura deve ser realizada com o sistema desligado;
- Durante a realização do teste o veículo deve permanecer com velocidades lineares variando entre 60 e 90 km/h, e velocidade angular do motor em torno de 3/4 da sua rotação máxima;
- O sensor de umidade, durante o período de avaliação, deve estar posicionado no centro do veículo;
- Após o término do teste, deverá se realizar uma leitura da umidade relativa, tomando o cuidado de ligar o aparelho de medição no mínimo 5 minutos antes da leitura;
- Durante a realização do teste não se deverá estacionar o veículo ou realizar embarque ou desembarque de passageiros.

Os medidores empregados nos testes de campo consistem de sensores eletrônicos microprocessados com sistema para coleta e armazenamento de dados, ou equipamento semelhante que proporcione leituras confiáveis de temperatura e sensor para medição de umidade relativa do ar. As medições devem ser realizadas seguindo os procedimentos a seguir:

- Antes da saída do veículo para os testes, deve ser realizada uma pré-avaliação do sistema, para verificar a sua funcionalidade;
- As medições devem ser realizadas em intervalos de leituras de 2 em 2 minutos, devendo ser no mínimo 60 leituras efetivas durante o teste;
- Os sensores devem ser dispostos no interior do veículo e não deverão sofrer a interferência de nenhuma fonte de calor;
- Os testes devem ser realizados sem interferência de raios solares, ou durante a noite;
- A temperatura média externa no ambiente onde será realizado o teste deverá ser igual ou inferior a 10 °C e, desde o início até o término do período de avaliação,

TABELA I: Valores para o sistema com o convector natural

Vazão ( $\dot{V}$ )	12 L/min	14 L/min	16 L/min	10 L/min
$\dot{V}$ ( $10^{-4}$ m <sup>3</sup> /s)	2,00	2,33	2,67	3,33
$T_{saída} = T_s$ (°C)	68,9	68,9	68,6	68,9
$T_{ent} = T_e$ (°C)	70,8	70,6	70,1	70,3
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	977,88	977,94	978,16	978,02
$c_p$ (kJ/kg K)	4,187	4,187	4,187	4,187
$T_{amb}$ (°C)	20,1	19,5	20,0	19,9
$q$ (kW)	1,56	1,62	1,64	1,91
$q_L$ (W/m)	311	324	328	382

não poderá variar em mais de 4 °C;

- As janelas, portas, tomadas de ar, renovadores de ar e tampas de manutenção devem permanecer totalmente fechadas durante a realização do teste;
- Medir a umidade do ar, com o sensor posicionado à sombra, distante de fontes de umidade.

Para que haja aprovação do sistema de calefação, os seguintes resultados devem ser atendidos:

- Após 60 minutos de ensaio, nenhum dos pontos de medição pode apresentar temperatura inferior a 15 °C;
- Após 120 minutos de ensaio, todos os valores de temperatura devem estar compreendidos no intervalo  $21 \pm 2$  °C;
- Após 120 minutos de ensaio, a máxima diferença de temperatura entre os pontos de medição não deve ser superior a 3 °C.

### III. RESULTADOS

Em [4] foram realizados experimentos com o convector atual operante à convecção natural. Esses experimentos foram feitos com o objetivo de estabelecer a taxa de troca térmica ( $q$ ) do convector atual. Foram testadas duas amostras do convector e testadas em quatro configurações com variação de vazão (L/min). Na Tabela 1 são reportados os maiores valores de “ $q$ ” obtidos em [4].

Levando-se em consideração que no salão de passageiros há aproximadamente 20 m de convectores distribuídos de forma linear nas paredes laterais e que uma vazão de 16 L/min corresponde a estimativa média durante viagens curtas, o calor total dissipado seria de 6560 W. Com base no valor obtido para a carga térmica de aquecimento de aproximadamente 9700 W pode-se concluir que o convector atual não atende a esta carga térmica, quando se trata de regiões onde as temperaturas são extremamente baixas.

O uso de um convector de dimensões maiores torna-se inviável devido ao espaço disponível para instalação ser limitado dentro do salão de passageiros. O uso de espaçamento entre aletas menor tornaria o projeto inviável economicamente, além das questões de peso que são consideradas bastantes críticas quando se tratam de carrocerias de ônibus. Uma alternativa seria a troca do processo de convecção que atua sobre o trocador de calor responsável pelo aquecimento do ambiente, já que o aumento da área de troca térmica acaba ficando limitado pelas condições de espaço disponível. Com isso, a seguir, é apresentado o estudo para um trocador de calor de dimensões conhecidas operando sob regime de convecção forçada.

A análise inicial é feita experimentalmente sobre o convector identificado na seção anterior e na bancada

TABELA II: Valores para o sistema com convecção forçada

Vazão ( $\dot{V}$ )	12 L/min	14 L/min	16 L/min	10 L/min
$\dot{V}$ ( $10^{-4}$ m <sup>3</sup> /s)	2,00	2,33	2,67	3,33
$T_{saída} = T_s$ (°C)	68,3	68,4	69,0	68,3
$T_{ent} = T_e$ (°C)	69,6	69,5	69,9	70,0
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	978,39	978,37	978,12	978,00
$c_p$ (kJ/kg K)	4,186	4,186	4,187	4,187
$T_{amb}$ (°C)	19,4	20,5	19,6	19,2
$q$ (kW)	1,06	1,02	0,96	0,99

esquematizada na Figura 3, com as vazões volumétricas reportadas na Tabela 1. Os resultados são mostrados na Tabela 2.

Certamente, para se alcançar a capacidade de troca térmica do convector à convecção forçada (para qualquer vazão de água quente) com os convectores à convecção natural, seriam necessários muito mais metros desse último tipo, do que hoje são usados (em torno de 20 m).

A partir dos valores experimentais obtidos para o convector à convecção forçada para a vazão de água quente de 16 L/min, foram feitos cálculos a fim de se obterem dados para mudanças de configuração do trocador de calor, tal como, espaçamentos entre aletas diferenciados do convector original. Os cálculos fundamentam-se nas correlações encontradas na literatura, em particular, as correlações para a determinação dos coeficientes de convecção interno (lado da água) e externo (lado do ar), conduzindo ao cálculo do coeficiente global de transferência de calor “ $U$ ” e do produto “ $UA$ ”.

Com base nos valores mostrados para a água na Tabela 2 (vazão de 16 L/min), nos valores médios de suas propriedades físicas e considerando a correlação de Dittus-Boelter, que relaciona o número de Nusselt com os números de Reynolds e de Prandtl para escoamentos internos em tubos circulares, obteve-se o valor médio de 5768 W/m<sup>2</sup> K para “ $h_i$ ”.

Para o coeficiente de convecção externo “ $h_e$ ” (lado do ar) foram encontrados valores distintos, pelos métodos gráfico do fator de Coulburn [9] para o arranjo mais próximo do convector usado aqui, pela metodologia numérica de Wang et al. [18] e pela metodologia numérica de Kim et al. apud Grahl [19]. Foram considerados os valores encontrados pelo método de Wang et al. [18], visto que a correlação é utilizada para trocadores com número de tubos no sentido do escoamento maior ou igual a dois. Enquanto o método gráfico do fator de Coulburn utiliza como modelo um trocador com dimensões um pouco diferentes do trocador em estudo. Já, a correlação de Kim et al. apud Grahl (2010) é válida para número de tubos no sentido do escoamento igual ou maior que três. O valor obtido para o “ $h_e$ ” pela correlação de [18] foi de 71,5 W/m<sup>2</sup> K. Desta forma, considerando as resistências térmicas através do trocador de calor: resistência convectiva interna, resistência condutiva através das paredes dos tubos e a resistência convectiva externa; obteve-se o valor do produto “ $UA$ ” de 33,9 W/K. Esse valor multiplicado pela diferença de temperatura média logarítmica (DTML) de 42 °C conduziu a uma capacidade térmica ( $q$ ) do calefator à convecção forçada de 1424 W, a qual é em torno de 48% maior que o valor obtido nos experimentos (960 W – Tabela 2 para a vazão de água quente de 16 L/min). Diferença essa que se atribui às incertezas de medição nos experimentos e, em especial, às estimativas adotadas para o cálculo do coeficiente “ $h_e$ ”.

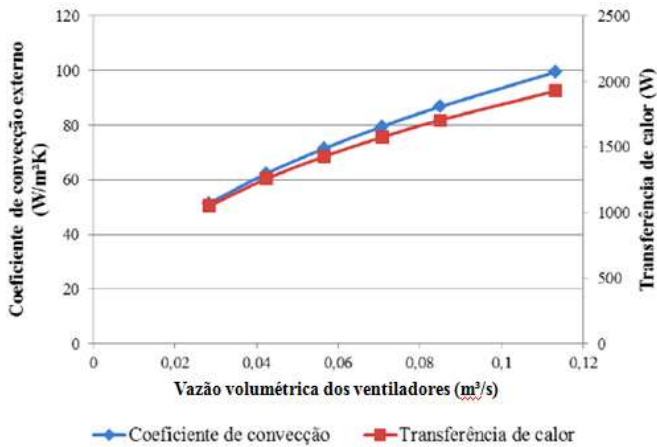


Fig. 4: Coeficiente de convecção externo e transferência de calor versus vazão dos ventiladores.

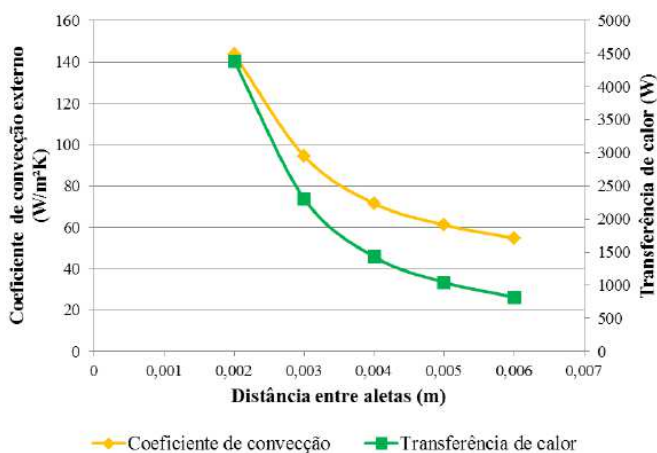


Fig. 5: Coeficiente de convecção externo e transferência de calor versus espaçamento entre aletas.

Na sequência são apresentados os gráficos da variação da capacidade do calefator em função da variação da vazão dos ventiladores e em função do espaçamento entre aletas. Ou seja, nessa última análise, se varia área de troca térmica, variando, portanto, a transferência de calor para o ambiente do salão de passageiros. A Figura 4 apresenta os valores do coeficiente de convecção externo para diferentes vazões dos ventiladores acoplados ao sistema. Variou-se a vazão de 0,5 vezes a até 2 vezes a vazão utilizada nos testes e capacidade do ventilador do sistema. Com isso, pode-se perceber que essa é uma forma eficiente de aumentar a transferência de calor entre a água e o ar, visto que, com o aumento da vazão de ar, o coeficiente de convecção externo também aumenta (quase 40% com a duplicação da vazão de ar).

Na Figura 4 também estão apresentados os valores de troca térmica do sistema em função da vazão dos ventiladores.

Na Figura 5 são apresentados graficamente os valores de coeficiente de convecção externo para a mudança no espaçamento, assim como os valores da transferência de calor correspondentes. Observando-se o comportamento das curvas mostradas na Figura 5, pode-se dizer que a diminuição no espaçamento das aletas também constitui uma forma de se aumentar a transferência de calor fornecida pelo sistema.

Considerando o valor da capacidade térmica de cada

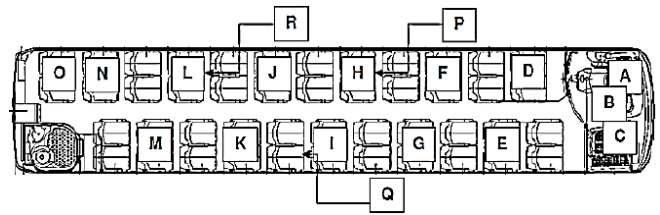


Fig. 6: Disposição dos sensores no teste experimental.

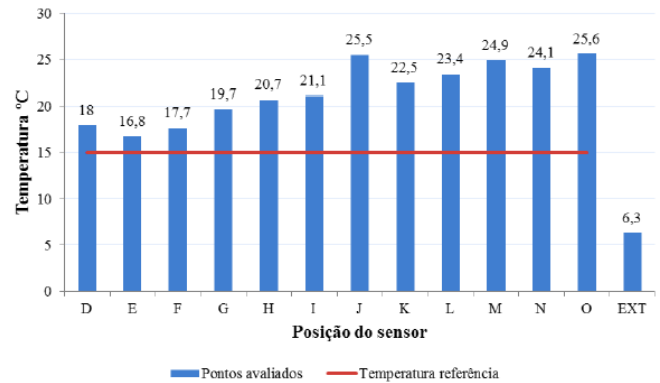


Fig. 7: Resultados de temperatura após 60 minutos de registros.

calefator de 960 W (Tabela 2) e da carga térmica encontrada em [5] de aproximadamente 9700 W, o estudo mostra que seriam necessários de 9 a 10 calefators instalados no interior do salão de passageiros.

Com a variação do espaçamento entre aletas e/ou com a variação da vazão de ar proporcionada pelos ventiladores pode ser variada a quantidade de calefators. Mas, além da questão de custos envolvidos, que leva a escolha de um menor número de calefators por carroceria, precisa-se levar em consideração a distribuição do calor dentro do salão de passageiros. Certamente, um menor número de calefators distribuídos no salão de passageiros conduz a uma distribuição desuniforme de temperatura pelo seu interior, podendo causar desconforto aos seus ocupantes. Isso pode ser observado em teste experimental em campo realizado, com 6 calefators instalados ao longo da carroceria.

Os sensores foram programados para coletar valores de temperatura em intervalos de dois em dois minutos e estavam dispostos na carroceria conforme mostrado na Figura 6.

Os resultados de temperatura são apresentados conforme às normas internas da empresa, ou seja, a Figura 7 apresenta os valores após 60 minutos de registros e a Figura 8, mostra os valores de temperatura no interior do salão de passageiros após 120 minutos de registros.

De acordo com os resultados obtidos, após 60 minutos de avaliação, a temperatura mais baixa registrada no interior do veículo foi de 16,8 °C. Conforme as normas internas da empresa, nenhum dos pontos do salão de passageiros pode apresentar temperatura inferior a 15 °C, o que mostra que o sistema atendeu esse requisito mesmo com apenas 6 calefators distribuídos ao longo de seu espaço, essa temperatura ainda não é considerada a de conforto térmico para os passageiros.

Após 120 minutos de avaliação, a maior diferença de

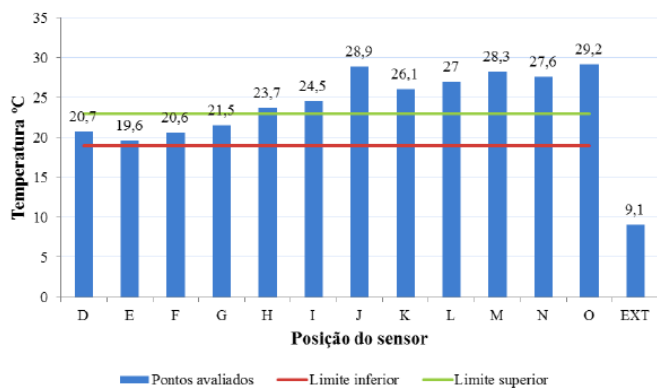


Fig. 8: Resultados de temperatura após 120 minutos de registros.

temperaturas entre dois pontos no interior do veículo foi de 9,6 °C, apresentando resultado insatisfatório de acordo com as normas internas da empresa, que prescreve que após 120 minutos de avaliação, a máxima diferença de temperatura entre dois pontos no interior do veículo não pode ser maior do que 3 °C. Uma alternativa válida para a solução deste problema seria mesclar os dois sistemas, ou seja, fazer uso de convectores à convecção natural com alguns calefadores operantes com convecção forçada. Outra opção seria usar um número maior desses últimos. Isso fará com que a carga térmica seja atendida da mesma forma, porém distribuindo melhor as temperaturas ao longo do salão de passageiros.

Visto que todos os pontos atingiram a temperatura mínima especificada nas normas internas da empresa para conforto térmico dos passageiros, de 19 °C, o sistema pode ser considerado eficiente, e devendo ser ajustado apenas para fornecer uma distribuição de temperaturas mais uniforme. Da mesma forma, ele consegue atender as temperaturas mínimas de conforto térmico para a norma ISO 7730 [20] e também para ASHRAE [21].

#### IV. CONCLUSÕES

Com o estudo do sistema de calefação utilizado em carrocerias de ônibus rodoviários, pode-se concluir que o sistema de calefação que faz uso de convecção natural não consegue atender, dentro de parâmetros viáveis, a carga térmica crítica de 9700 W, encontrada em regiões onde as temperaturas estão próximas de -5 °C.

Com isso, o estudo da convecção forçada para este sistema se mostrou uma alternativa, além de economicamente viável, mais eficiente para fornecer os níveis de conforto térmico dos passageiros.

Com o uso de um trocador de calor compacto acoplado a um sistema constituído por três ventiladores realizando a convecção forçada, na configuração original com espaçamento entre aletas de 4 mm, seriam necessários 10 calefadores distribuídos ao longo da carroceria. Entretanto, com base nos cálculos realizados se o espaçamento entre aletas for reduzido para 3 mm, a carga térmica crítica seria satisfeita com apenas 4 unidades. De outra forma, para uma vazão dos ventiladores 1,5 vezes maior que a configuração original, se conseguiria atender a carga térmica de 9700 W com 6 calefadores. Evidentemente que essas afirmações deveriam ser comprovadas a partir

de estudos experimentais com espaçamentos entre aletas diferenciados e com vazões de ar também diferenciadas. Além disso, torna-se importante o estudo de trocadores de calor que fazem uso de outras configurações de aletas, por exemplo, aletas onduladas que conferem uma maior área de troca térmica, ou as aletas que possuem recortes em sua superfície que favorecem um aumento do coeficiente convectivo.

#### V. BIBLIOGRAFIA

- [1] C.J. Gonçalves, “Estudo experimental da troca de calor entre o passageiro e o banco utilizando manequim instrumentado,” M.S. thesis, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2010.
- [2] ASHRAE, *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*, ASHRAE handbook: fundamentals, Atlanta, 2004.
- [3] C. Stedile, *Otimização do isolamento térmico da carroceria de ônibus urbano equipado com ar condicionado*, Trabalho de Conclusão de Curso - Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2003.
- [4] D. Giacomelli, *Análise comparativa de circuitos de calefação para aplicação em ônibus rodoviários*, Trabalho de Conclusão de Curso - Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2004.
- [5] S. Bellé, *Desenvolvimento de uma metodologia de projeto aplicada ao trocador de calor do sistema de calefação de ônibus rodoviário*, Trabalho de Conclusão de Curso - Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2011.
- [6] F.P. Incropera and D.P. DeWitt, *Fundamentos de transferência de calor e de massa*, Livros Técnicos e Científicos, 2008.
- [7] F. Kreith and M.S. Bohn, *Princípios de transferência de calor*, Thomson Learning, 2003.
- [8] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition*, Mechanical Engineering. CRC Press, 2013.
- [9] W.M. Kays and A.L. London, *Compact Heat Exchangers*, Pe Men Book Company, 1982.
- [10] A. Bejan, E.J.G. de Jesus Zerbini, and R.S.E. Simões, *Transferência de calor*, Edgard Blucher, 1996.
- [11] T.A.R. Lauer, “Modelagem matemática de condensadores tubo aletado,” M.S. thesis, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2011.
- [12] R.K. Shah and D.P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, Wiley, 2003.
- [13] AA Gholami, Mazlan A Wahid, and HA Mohammed, “Heat transfer enhancement and pressure drop for fin-and-tube compact heat exchangers with wavy rectangular winglet-type vortex generators,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 132–140, 2014.
- [14] S. Torgal and A. Mishra, “Analytical performances evaluation of compact heat exchanger using nano-fluids,” *International Journal of Scientific Research*, vol. 2, no. 6, pp. 256–261, 2013.
- [15] Marco Carrilho Diniz and Jorge Hugo Silvestrini, “Análise numérica da transferência de calor convectiva no escoamento externo de um trocador de calor tubo-aleta,” *Revista da Graduação*, vol. 3, no. 1, 2010.
- [16] CT de Faria, JHG Fachini, AS Ferlin, AM Martins, AH Beneduzzi, EF Paschoal, VG Neto, IS Barbosa, ER Woiski, JL Gasche, et al., “Proposição de um parâmetro de projeto para trocadores de calor com escoamento cruzado ao redor de um feixe de tubos,” *7 Brazilian Conference on Dynamics, Control and Applications*, 2008.
- [17] Gongnan Xie, Qiuwang Wang, and Bengt Sundén, “Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, no. 1, pp. 1–16, 2009.
- [18] Chi-Chuan Wang, Kuan-Yu Chi, and Chun-Jung Chang, “Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part ii: Correlation,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, no. 15, pp. 2693–2700, 2000.
- [19] S. Bellé, *Análise do coeficiente global de transferência de calor de um evaporador de grande porte*, Trabalho de Conclusão de Curso - Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.
- [20] INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION, *Moderate Thermal Environments Determination of the PMV and PPD Indices and Specification of the Conditions for Thermal Comfort*, ISO, Geneva, 1984.
- [21] ASHRAE, *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, ASHRAE Standard, Atlanta, 1995.