

**12º MERCOFRIO - CONGRESSO INTERNACIONAL DE
AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO**

**DESENVOLVIMENTO DE UM CICLO TERMODINÂMICO DUPLO DE REFRIGERAÇÃO A PARTIR DOS
GASES DE EXAUSTÃO DOS MOTORES DIESEL E ANÁLISE DE REDUÇÃO DE CUSTOS NO
TRANSPORTE DE CARGAS.**

Giancarlo Bosco Chelone - gianchelone@gmail.com - Universidade Federal de Santa Catarina

Jânio Grosskopf – janiogross@gmail.com - Universidade Federal de Santa Catarina

Yago Ronan Messias – yago.messias@hotmail.com - Universidade Federal de Santa Catarina

R3 - Transporte Refrigerado

Resumo. *Este trabalho apresenta a viabilidade para refrigerar ou climatizar um veículo a partir do calor rejeitado pelo motor a combustão. Os resultados aqui obtidos sugerem que, do ponto de vista econômico e termodinâmico, é possível desenvolver um equipamento para refrigeração de cargas perecíveis (alimentos, remédios, etc.) ou para climatização (ar condicionado), a partir do calor gerado pelo motor do próprio veículo. Esse conceito pode ser desenvolvido para diversas potências e aplicações, que são previamente mostradas neste trabalho. Economicamente, foi adotado para parâmetros e comparações, um equipamento de refrigeração comercializado atualmente com capacidade aproximada de 8000 W. Demonstra-se a possibilidade de economia de até 320 litros de Diesel por mês, caso este equipamento atual de refrigeração fosse substituído sistema de refrigeração aqui proposto, operando com o calor rejeitado pelo próprio veículo. Estes custos em combustível, acarretam conseqüentemente um valor adicional ao serviço final prestado.*

Palavras-chave: *Transporte de cargas refrigeradas, Cogeração, eficiência energética, redução de custos na refrigeração.*

1- INTRODUÇÃO:

O condicionamento de ar de veículos requer uma potência considerável o qual, de acordo com Çengel aumenta o consumo de combustível em 3 a 4% durante viagens em rodovias e em até 10% nos percursos dentro da cidade. Este consumo extra deve-se ao trabalho que o compressor do ar condicionado necessita para resfriar o habitáculo nas condições necessárias. Este compressor é acionado diretamente pelo motor do automóvel, e por conseqüência necessita de mais combustível para sua operação. Os sistemas de refrigeração de cargas pesadas utilizados no sistema rodoviário possuem o mesmo princípio de funcionamento que o ar condicionado dos automóveis, porém com uma potência muito superior devido à necessidade de cargas de refrigeração muito maiores. A aquisição destes equipamentos de refrigeração para produtos perecíveis possui elevado custo de aquisição e de operação ao longo do tempo devido ao consumo de combustível para manter o seu funcionamento e a carga refrigerada. Quando se trata de caminhões que transportam cargas refrigeradas os custos do frete são geralmente 50% superiores em relação às cargas não refrigeradas, fortemente influenciado pela utilização destes equipamentos para a refrigeração de acordo com Zanotti (2019).

Os motores Diesel utilizados atualmente em caminhões e navios desenvolvem grande potência que além de gerar o movimento do veículo rejeitam a maior parte da energia do combustível (em média 60%) na forma de calor, o qual é disperso através do radiador e dos gases quentes do escapamento de acordo com Cunha Neto (1976). Existem simulações e modelos matemáticos referente a este tema, chegando à conclusão de que é viável o desenvolvimento de um equipamento que possa substituir o modelo atual utilizado para climatização e refrigeração de cargas. Cunha Neto et ali. (1976) desenvolveram simulações numéricas que demonstraram que a grande quantidade de energia térmica (calor) rejeitada através dos gases de descarga de um caminhão é suficiente como fonte de energia para um sistema de refrigeração de cargas. As simulações numéricas foram baseadas em um ciclo de refrigeração água-amônia, não sendo analisadas, naqueles estudos as perdas de cargas e trocadores de calor. Makiyama (2008) apresentou o desenvolvimento de um programa para simular um sistema de refrigeração por absorção água-amônia que utiliza como fonte de energia os gases de escapamento de um motor diesel de 123kW de potência máxima, conseguindo produzir 13 kW de refrigeração ou 3,72 T.R. (toneladas de refrigeração). Após estudar o desempenho destes dados operacionais, conseguiu também definir as principais dimensões dos trocadores calor desse sistema de refrigeração. Hatami, M., et al. (2015) investigaram o efeito da performance de diferentes trocadores de calor com diferentes parâmetros de carga do motor a diesel, e vazão mássica na recuperação da energia dos gases de exaustão. Ao final da pesquisa foi feito um balanço exergetico, tendo um dos trocadores reaproveitado cerca de 180 W da energia disponível no gás quente da exaustão, em troca de uma pequena queda na pressão de saída devido ao aumento da resistência.

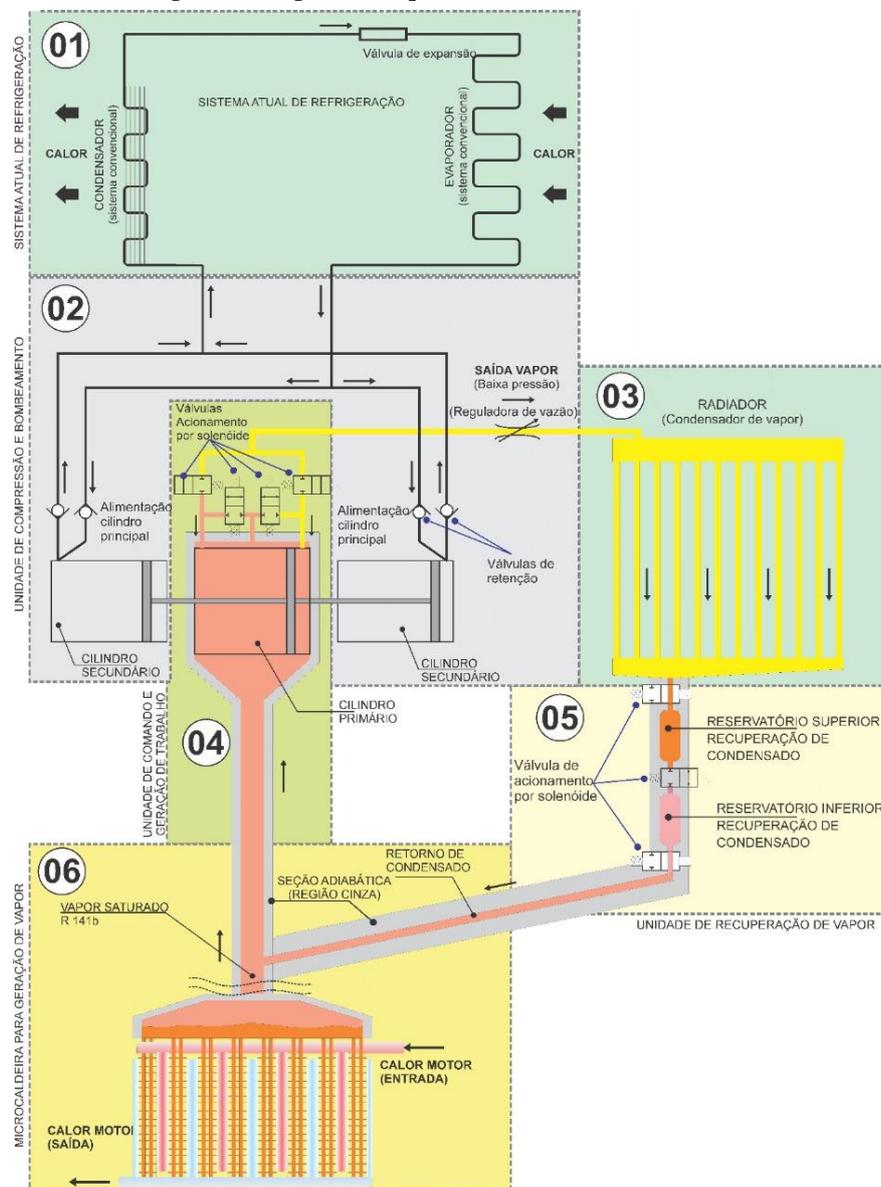
Este artigo consiste em apresentar o emprego de um sistema térmico duplo de refrigeração e estudar sua viabilidade operacional se comparado com os equipamentos de refrigeração atuais. O sistema discutido estuda a possibilidade da utilização de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, em um caminhão destinado para o transporte de cargas refrigeradas, tendo como fonte de calor a energia rejeitada pelo motor através dos gases de descarga. Dois pontos serão tema principal de discussão: Na parte mecânica, o desenvolvimento de um equipamento de refrigeração capaz de operar com o calor rejeitado pelos motores a combustão; E como resultado, a comparação dos custos de fabricação e operacionais em relação a um modelo de refrigerador veicular atual.

Neste projeto será descrito detalhadamente os processos físicos já conhecidos da termodinâmica aplicada, por tanto é quantitativo, pois baseia-se em dados coletados em trabalhos anteriores e principalmente em dados estimados a partir dos princípios da termodinâmica, e dos mecanismos de transferência de calor intrínsecos ao sistema. Desta forma o método aplicado será o hipotético-dedutivo pois o ciclo será analisado dentro de condições ideais para averiguar se essa aplicação é ou não viável para aplicação no mercado.

2 - FUNCIONAMENTO DO SISTEMA PROPOSTO:

Para descrição generalizada do conceito termodinâmico é apresentado na Fig. 1 o diagrama simplificado do sistema para mais fácil interpretação. O calor é reaproveitado na formação de vapor pela microcaldeira na parte inferior do diagrama pressurizando os subsistemas 4 e 6. A unidade de controle e acionamento de válvulas caracterizado pelo subsistema 4, regula o direcionamento e o escoamento da energia reaproveitada para a unidade de compressão e bombeamento com o auxílio de um cilindro principal e dois cilindros auxiliares. Com estes cilindros secundários o bombeamento é feito nas condições necessárias para que o sistema de refrigeração em 1 funcione nas mesmas condições de operação que já trabalham. Após completo o ciclo de refrigeração a energia que não é aproveitada volta através dos subsistemas 2 e 4 até o subsistema 3, onde é rejeitada para o ambiente através da unidade condensadora. Após isto o líquido saturado que se formou retorna para ao estado original depois de ser pré aquecida no subsistema 5 pela mistura com o vapor aquecido provindo da caldeira. Assim se divide o ciclo de refrigeração alimentado pela energia térmico rejeitada do escapamento de automóveis.

Figura 1 - Diagrama completo dividido em subsistemas.



Subsistema 01 - Sistema de refrigeração: Possui o princípio similar de funcionamento dos equipamentos de refrigeração por compressão. O fluido refrigerante R134a em fase vapor é comprimido para a seção de condensação onde perde calor para o ambiente até tornar-se líquido saturado. Após seu resfriamento o mesmo passa pela válvula de expansão onde ocorre a diminuição da pressão fazendo com que o fluido entre em ebulição na região do evaporador e absorvendo o calor do ambiente refrigerado. Após sua evaporação o refrigerante retorna para a unidade de compressão em que será novamente comprimido e enviado para o evaporador, repetindo o ciclo de refrigeração.

Subsistema 02 - Unidade de compressão e bombeamento: Responsável pela compressão mecânica do fluido refrigerante. Consiste em um conjunto de cilindros opostos que ao entrarem em operação realizam a admissão, compressão e bombeamento do fluido. As válvulas de retenção instaladas nesta unidade direcionam o fluxo do refrigerante em um único sentido, permitindo assim apenas a admissão do gás em baixa pressão e a descarga do fluido já comprimido.

Subsistema 03 - Unidade de condensação de R141b: Nesta etapa o fluido R141b entra em estado de vapor saturado, perde calor para o ambiente externo, condensando e consequentemente reduzindo seu volume até tornar-se líquido saturado. Após sua condensação retorna ao sistema para realização de um novo ciclo.

Subsistema 04 - Unidade de acionamento e comando de válvulas: Nesta etapa, o equipamento produz o trabalho necessário para a suprir a Subsistema 02 (compressão e bombeamento). Essa unidade é acionada pelo vapor do R141b gerado em alta pressão, oriundo da microcaldeira. É neste conjunto que ocorre também a automação do sistema, através de um conjunto de válvulas acionadas por solenoides, que direcionam o vapor para o cilindro primário (cilindro de acionamento) e também fazem a sua despressurização ao término do ciclo. Dessa forma, as válvulas são capazes de pressurizar e despressurizar ambos os lados do cilindro.

Subsistema 05 - Unidade de recuperação de vapor: O fluido condensado do subsistema 03 (condensador) fica depositado no reservatório superior em forma de líquido saturado. Quando ocorre o completo preenchimento deste reservatório, ocorre o fechamento da válvula superior e consequentemente a abertura da válvula intermediária (que fica entre os dois reservatórios), fazendo com que ocorra a mistura entre o líquido saturado (reservatório superior) com o vapor saturado (reservatório inferior). Dessa forma, conseguimos recuperar parte da energia interna contida no vapor saturado contido no reservatório inferior e, como consequência, ocorre um pré-aquecimento do líquido saturado antes da sua entrada na unidade de aquecimento e geração de vapor. Com a entrada do fluido em dois estágios, associado à força da gravidade, dispensamos bombas de alta pressão para injetar o fluido novamente para a caldeira.

Subsistema 06 - Micro caldeira geradora de vapor: É a unidade que faz a transferência da energia térmica dos gases do escapamento para o fluido. Consiste basicamente em um trocador de calor aletado que deve produzir vapor para alimentação de todo o conjunto.

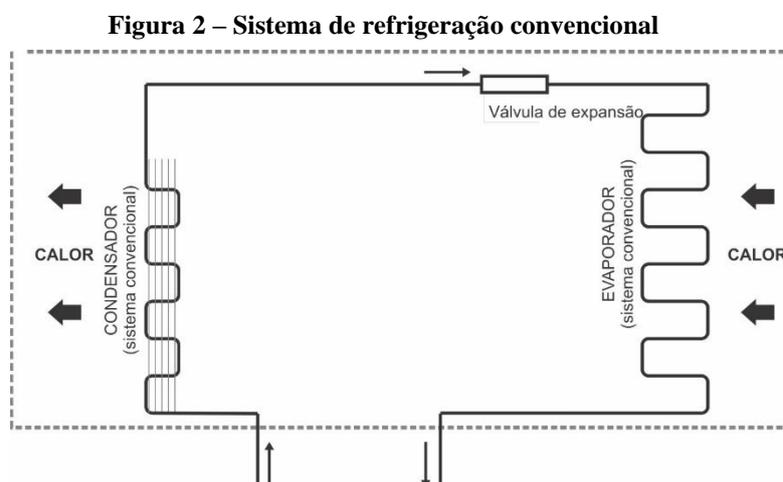
3 – MODELAGEM TERMODINÂMICA DO SISTEMA

Para descrever o ciclo termodinâmico, será apresentado um modelo com potência de refrigeração de 100 W, apenas para parametrizar valores a fim de exemplificar cada processo. Essa capacidade de refrigeração pode ser ampliada para diversas potências, desde que o motor (ou fonte quente) forneça calor suficiente para a operação do ciclo desenvolvido.

3.1 – Ciclo termodinâmico 1 – Realização do trabalho desejado

3.1.1 - Sistema de refrigeração

O diagrama apresentado na figura 2 corresponde a um ciclo comum de refrigeração por compressão, que utiliza o fluido R134a como fluido refrigerante.



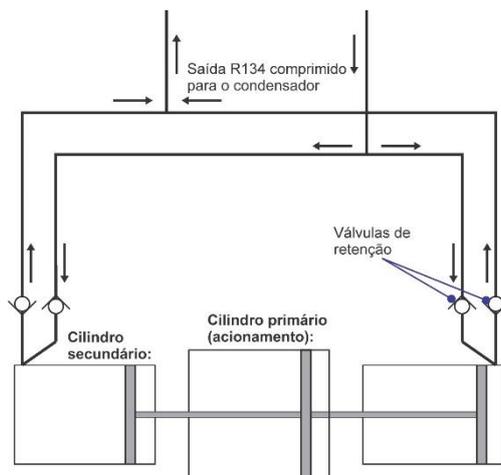
Para uma capacidade de refrigeração equivalente a 100 W, o gás refrigerante R134a deve entrar no condensador com uma pressão de 1890 kPa e a uma taxa mássica de 1 g/s. Neste processo o fluido condensa abaixo dos 65°C, perdendo calor para o ambiente até tornar-se líquido saturado e caso perca uma maior quantidade de calor ao ambiente, torna-se líquido comprimido.

Após passar pela válvula de expansão, o R134a entra em um trocador de calor de baixa pressão evaporando, absorvendo calor do ambiente externo que será refrigerado. Nesta segunda etapa, o fluido sai do sistema com uma pressão de 200 kPa na fase de vapor.

3.1.2 - Conjunto compressor de pistões opostos

Para uma demanda mássica de 1 g/s na fase vapor a uma pressão de 1890 kPa, foram adotados pistões secundários (responsáveis pela compressão do R134a) de dimensões comuns no mercado. Estes pistões possuem um diâmetro de 100 mm e curso total de 180 mm, ilustrados pela figura 3. O volume dos cilindros secundários de bombeamento é de 1413 cm³. Este é o espaço que será preenchido pelo R134a em baixa pressão para o retorno ao evaporador.

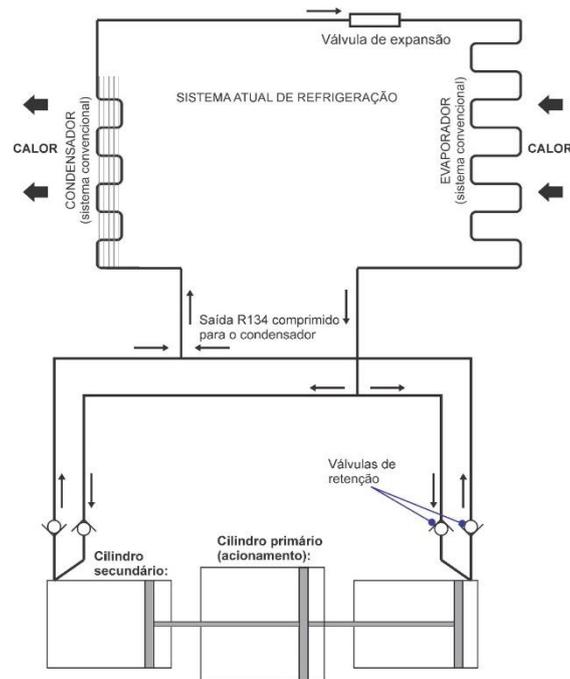
Figura 3 – Sistema de cilindros opostos para controle do fluxo de energia do sistema em conjunto com o sistema de refrigeração



Sabendo o volume do cilindro e as condições de entrada de R134a em vapor necessária para refrigeração de 100W, conseguimos determinar a massa total do fluido dentro destes cilindros. Observando as propriedades do vapor de R134a nas condições de saída do evaporador, vemos que a sua densidade é igual a 10 kg/m³. Logo a massa de vapor refrigerante dentro do cilindro quando este está totalmente preenchido é de aproximadamente 14 g. Encontrado o volume interno dos cilindros e a respectiva massa de vapor, conseguimos determinar o tempo de fechamento ideal dos cilindros através da equação 1.

$$t = \dot{m} / (60 * m_{cil}) \quad (1)$$

Figura 4 – Diagrama do conjunto de refrigeração completo



Desta forma para ser bombeada a massa de R134a a uma taxa de 62 g/min, os cilindros precisam completar seu curso (fechar) em um tempo de 13,8 s. Conjugando as imagens 2 e 3 podemos visualizar o diagrama completo do sistema térmico, apresentado na figura 4. Com o deslocamento do conjunto de cilindros o ciclo flui continuamente pelo sistema, similar aos refrigeradores por compressão atuais. Após dimensionadas as características de tempo, vazão, pressão e temperatura do conjunto de refrigeração de 100 W, sabe-se o trabalho que este conjunto necessita para entrar em operação. Dessa forma pode ser dimensionado um cilindro principal para a realização deste trabalho.

Para um correto funcionamento do conjunto é necessária a instalação de 4 válvulas de retenção, que possuem a finalidade de transformar o ciclo alternado causado pelos cilindros secundários em um único sentido de fluxo para o fluido refrigerante. Com essa configuração e dimensionamentos feitos é possível realizar o trabalho de compressão com as mesmas características exercidas por um compressor convencional, dentro das condições de pressão, vazão e temperatura.

Como a pressão de entrada no cilindro secundário é de 201 kPa, e a pressão necessária para expulsar o fluido de 1890 kPa, é encontrada a força que necessita ser realizada na haste para seu deslocamento através da equação 2, sendo (D) o diâmetro do êmbolo.

$$F = \Delta p * (\pi * D^2)/4 \quad (2)$$

Desta forma é encontrado que a força necessária para atingir a pressão mínima de bombeamento é 13,3 kN. Por tanto o cilindro primário (acionamento) deve produzir um trabalho com uma força acima deste valor para que o sistema opere regularmente em 100 W de capacidade.

3.2 - A conexão do trabalho mecânico entre os dois ciclos termodinâmicos

Após dimensionadas as características de tempo, vazão, pressão e temperatura do conjunto de refrigeração de 100 W, sabe-se o trabalho que este conjunto necessita para entrar em operação. Dessa forma pode ser dimensionado um cilindro principal para a realização deste trabalho.

3.2.1 - Unidade de acionamento e comando de válvulas

Sabendo que a força necessária para acionar os cilindros secundários deve ser no mínimo 13,3 kN, são encontradas as dimensões ideais do cilindro principal.

O fluido escolhido para acionamento do cilindro principal é o R141b, pois além de ser um fluido comercialmente barato, ecológico e popular no mercado possui características termodinâmicas de pressão e temperatura no seu ponto de saturação mais indicados para operação neste trabalho. Este fluido atinge a pressão de 1791 kPa quando mantido a temperatura de 150 °C e pressões de 677 kPa quando resfriado para 100 °C. Com esses parâmetros de pressão e temperatura encontra-se o diâmetro mínimo que o cilindro principal deve possuir para obter força em sua haste de 13,3 kN, utilizando a mesma equação 2 usada anteriormente, porém explicitando para o diâmetro D.

Desta forma define-se que o êmbolo necessita de um diâmetro de 0,12 m para realizar o trabalho necessário com força a de 13,3 kN requerida.

3.2.2 - A automação do cilindro primário

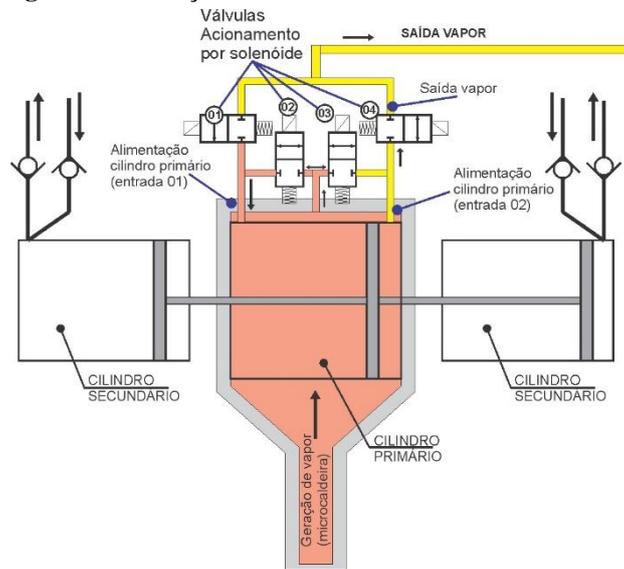
O controle de todo o equipamento pode ser feito por meio automação do cilindro primário. O controle deste pode ser obtido através de válvulas direcionais acionadas eletricamente por solenoides, as quais demandam baixa potência de operação (em média de 2W a 20W).

O controle do cilindro se faz pelo acionamento sincronizado das válvulas. Conforme representado pela figura 5, as válvulas 02 e 03 são responsáveis pela entrada de vapor em alta pressão para as câmaras do cilindro principal, enquanto as válvulas 01 e 04 quando abertas liberam o vapor para o condensador. Assim é possível automatizar eletronicamente as entradas e saídas do vapor pressurizado.

O sincronismo das válvulas apresentam duas fases:

- Válvulas 02 e 04 abertas e válvulas 01 e 03 fechadas: Permite a entrada de vapor (caminho vermelho) de R141b em alta pressão para dentro do cilindro através da válvula 02, fazendo o êmbolo do cilindro deslocar-se para a direita. A válvula 04 aberta remove a massa de vapor contida na parte direita do cilindro e a transfere (caminho amarelo) até o sistema de condensação.

Figura 5: Indicações das válvulas solenoides de controle.



- Válvulas 02 e 04 fechadas e válvulas 01 e 03 abertas: Invertendo a sequência de abertura das válvulas o caminho de alimentação de vapor para o cilindro também é invertido. O vapor pressurizado entra pela válvula 03 enquanto a válvula 01 transfere a massa de vapor do ciclo anterior para o sistema de condensação e o cilindro se move para a esquerda.

Utilizando os valores já definidos para o diâmetro do cilindro principal de aproximadamente 0,12 m²; a área do cilindro como 0,012 m²; o curso do êmbolo 18 cm; encontra-se que o volume do cilindro é igual a 2142 cm³. Nessas condições encontra-se também a massa de R141b que ocupa o cilindro pela equação 3, sabendo que a densidade do vapor saturado a 150°C é igual à 84 kg/m³.

$$m = V \cdot \rho \quad (3)$$

A massa de vapor de R141b que preenche o cilindro é de 180 g. Esta massa precisa preencher todo o volume do cilindro em um tempo de 13,8 s para uma operação nas condições necessárias do sistema de refrigeração usual. Logo determina-se a vazão mássica de R141b do sistema com a equação 4.

$$\dot{m} = m \cdot 60/t \quad (4)$$

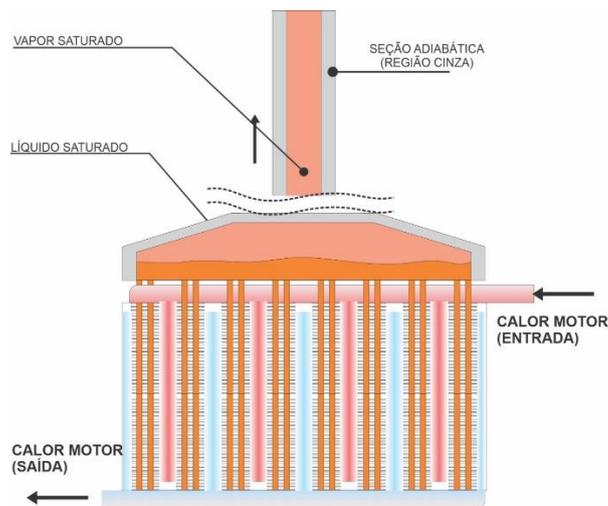
Encontra-se que a vazão mássica de vapor saturado de R141b em uma temperatura de T=150°C é de 13 g/s.

3.3 – Ciclo termodinâmico 2 – Regeneração da energia do escapamento e rejeição da energia não utilizada

3.3.1 - Microcaldeira para geração de vapor

É neste equipamento que será produzida toda a massa de vapor requerida para alimentação energética do sistema. Para o seu funcionamento esta peça deve ser acoplada a uma fonte de calor, nesse caso os gases de exaustão de um motor a combustão como a figura 6 apresenta. Os gases de exaustão de um motor a Diesel saem da câmara de combustão a uma temperatura de até 600°C quando o motor opera em plena carga (Cunha Neto *et al.* (1976)). Essa temperatura pode ser superior em motores equipados com turbo compressores. No gerador de vapor é adotado um trocador de calor do tipo “fluxo cruzado”, com o fluido R141b no interior dos tubos e os gases de exaustão pelo exterior, os quais podem ser dotados de aletas.

Figura 6: Diagrama da caldeira onde o fluido R141b evapora.



Sabe-se agora que a taxa mássica que é preciso evaporar para operação do equipamento em regime permanente é de 13 g/s. Sabendo as propriedades do vapor saturado nestas condições juntamente com o valor de massa requerida para evaporação, calcula-se a quantidade de calor que a micro caldeira deve fornecer para produção de 13 g de vapor por segundo com a equação 5.

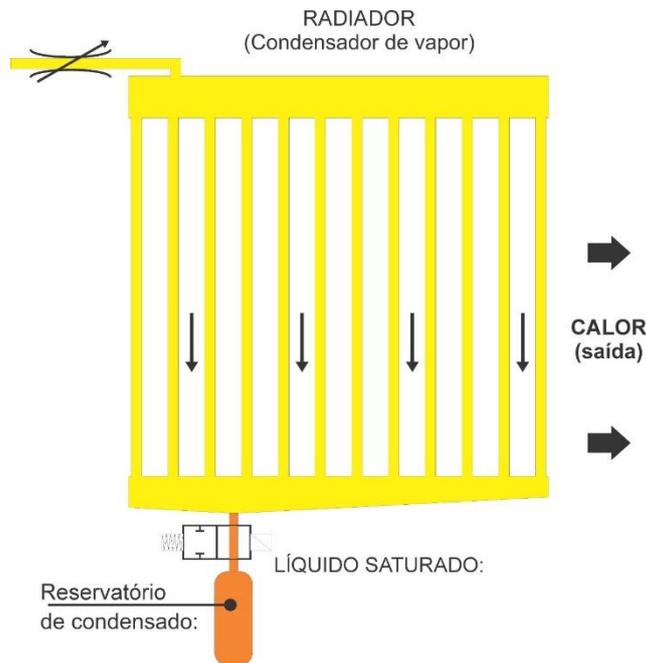
$$\dot{Q} = \dot{m} * (H_v - H_l) \quad (5)$$

Sendo assim a caldeira precisa transferir calor a uma taxa de 1,8 kJ/s ou 1,8 kW para evaporar o fluido R141b a uma taxa de 13 g/s.

3.3.2 – Condensador

Após o fluido R141b realizar trabalho no cilindro principal este é direcionado até o condensador da figura 7, onde será resfriado a 100°C até o estado de líquido saturado e acumulando-se no reservatório inferior por gravidade. Quando este reservatório ficar totalmente preenchido pelo líquido, o mesmo é fechado por uma válvula de acionamento por solenoide.

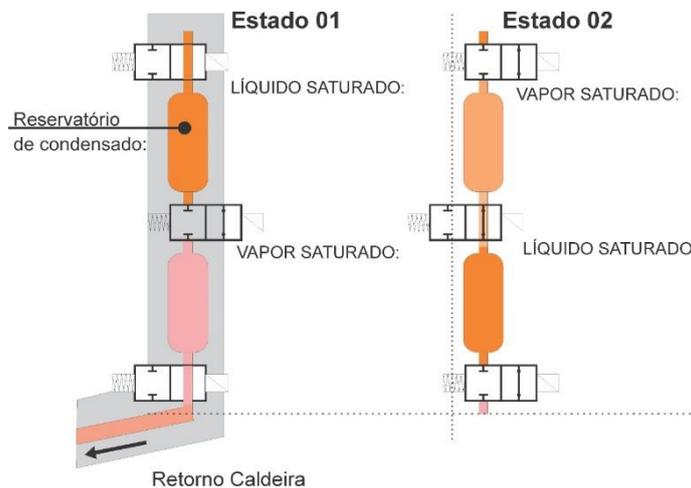
Figura 7: Trocador de calor responsável pela condensação e reservatório de condensado.



3.3.3 - Mecanismo de regeneração de vapor

A fim de tornar-se um circuito fechado foi modelado um conjunto de dois estágios capazes de condensar e pré aquecer o fluído condensado antes que este possa retornar para a micro caldeira. Dessa forma pode-se fazer com que o líquido que foi condensado a 100°C no primeiro reservatório atinja uma temperatura de 115°C quando estiver no segundo reservatório conforme mostrado na figura 8.

Figura 8: Reservatórios superior e inferior responsáveis pelo pré aquecimento e reentrada na micro caldeira.



4. - DADOS COMPARATIVOS:

A aplicação do ciclo proposto quando comparado a outros sistemas já existentes, mostra a oportunidade de redução do consumo de diesel. Para fins de comparação observa-se os dados do motor a diesel de uma unidade de refrigeração, modelo 9000 W.

Tabela 1 - Características do motor a diesel

Característica	Valor
Cilindros	3
Potência	16 kW
Consumo	2 l/h (plena carga) / 1,7 l/h (operação)
Potência do motor elétrico auxiliar	7,5 cv

Sabendo que o consumo médio de um equipamento que fornece 9000 W de potência é de aproximadamente 2,0 litros de Diesel por hora, pode-se estimar o custo médio de operação. Considerando um tempo diário de operação igual a 8 horas diárias, em 20 dias trabalhados no mês, o consumo médio de diesel nesse período será de 320 litros.

5. – CONCLUSÃO:

Os ciclos de potência à vapor são um conceito bastante explorado e neste trabalho, foi apresentada uma possibilidade de aplicação, com potencial para redução dos custos de operação das unidades de refrigeração de carga. Segundo os cálculos realizados, com o calor gerado nos gases do escapamento dos caminhões, é possível gerar vapor a uma taxa volumétrica suficiente para atender a necessidade do sistema de refrigeração convencional. É importante ressaltar que os custos relacionados à certificação e confiabilidade dos equipamentos já existentes no mercado não foram considerados nesse estudo. Os resultados aqui apresentados devem servir como um ponto de partida para novas pesquisas, sendo uma ferramenta útil a outros desenvolvimentos e como forma de avaliar meios mais eficientes para redução do custo do transporte de cargas refrigeradas através da reutilização da energia térmica rejeitada pelos motores. Assim, conclui-se com esse trabalho que seja possível demonstrar a viabilidade de um equipamento mais barato e mais eficiente em relação aos equipamentos atuais existentes.

6 – REFERÊNCIAS:

ÇENGEL, Yunus e A.Boles, Michael. Thermodynamics. 2006. Fifth Edition.

CUNHA NETO, J. A. B., REBOUÇAS, J. R. E DA SILVA, A. F. C., Projeto Final, Universidade de Brasília, 1976.

HATAMI, M., Et al. "Comparative study of different exhaust heat exchangers effect on the performance and exergy analysis of a diesel engine." *Applied Thermal Engineering* 90 (2015): 23-37.

MAKIYAMA, Patrícia Akemi: "Aperfeiçoamento de um simulador de sistemas de refrigeração de absorção água-amônia e sua aplicação para projeto de um sistema movido a gás de escape de motor Diesel." Tese doutorado-2008 Universidade Estadual de Campinas.

ZANOTTI, refrigeração: <https://zanottirefrigeracao.com.br/blog/transportadora-de-cargas-refrigeradas-como-funciona/> . Acesso em 07/10/2019