

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO TÉRMICO E DE FABRICAÇÃO MECÂNICA DE RADIADORES
MODULARES VOLTADOS PARA COMPETIÇÕES AUTOMOTIVAS

Luciana dos Reis Martins

Thiago Frigerio de Carvalho Serra

São Paulo

2009

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO TÉRMICO E DE FABRICAÇÃO MECÂNICA DE RADIADORES
MODULARES VOLTADO PARA COMPETIÇÕES AUTOMOTIVAS

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Luciana dos Reis Martins

Thiago Frigerio de Carvalho Serra

Orientador: Prof. Dr. Marcos de Mattos Pimenta

Co-orientador: Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves

Área de Concentração:

Engenharia Mecânica

São Paulo

2009

FICHA CATALOGRÁFICA

Martins, Luciana dos Reis

Projeto térmico e de fabricação mecânica de radiadores modulares voltado para competições automotivas / L.R. Martins, T.F.C. Serra. – São Paulo, 2009.

90 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Módulos 2. Transferência de calor I. Serra, Thiago Frigerio de Carvalho II. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica III. t.

RESUMO

Através do estudo de radiadores voltados para carros de competição, deseja-se determinar a viabilidade térmica, mecânica e econômica de um radiador constituído por um módulo principal, permanente, e por módulos menores, acopláveis ao principal.

Dessa forma, para adaptar o sistema de refrigeração a cada tipo de pista e condições locais, seria necessário apenas modificar o sistema acrescentando ou retirando os módulos, ao contrário do que ocorre atualmente, em que, muitas vezes, todo o sistema é substituído.

O projeto contará com toda a análise térmica do sistema, bem como diagramas de fabricação e montagem mecânica, especificando construção e materiais.

Além disso, levantar-se-ão os custos envolvidos no projeto, para efeito de comparação com o sistema atual e então determinar-se-á a viabilidade do projeto.

ABSTRACT

Through the study of radiators used in competition cars, it is intended to determine the thermal, mechanic and economic viabilities of a radiator formed by a main modulus, permanent, and smaller modulus, attachable to the main one.

Therefore, to adapt the cooling system to each track and local conditions, it would be necessary only to modify the system adding or subtracting modulus, unlike what occurs nowadays, when the whole system is often exchanged.

The project will include the whole thermal analysis, in addition to fabrication and assembly diagrams, specifying construction and materials.

Moreover, will be defined the costs involved in the project, to be compared with the present system, and then the viability of the project will be determined.

NOTAÇÃO

U – Coeficiente global de transferência de calor [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

η_o – Eficiência global da superfície

h – Coeficiente de convecção [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

A – Área [m^2]

R''_f – Fator de incrustação

e – Espessura [m]

t – Espessura [m]

k – Condutividade térmica da parede [W/mK]

η_f – Eficiência de uma única aleta

L – Comprimento [m]

q – Calor [W]

\dot{m} - Vazão em massa [kg/s]

c_p – Calor específico a pressão constante [J/kgK]

T – Temperatura [K]

F – Fator de correção

F_{OP} – Fator de operação

Re – Número de Reynolds

Pr – Número de Prandtl

St – Número de Stanton

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	O Projeto	4
2	A FÓRMULA 1 NOS DIAS DE HOJE	5
3	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO DO MOTOR	13
3.1	Tipos de sistemas	14
3.1.1	Refrigeração a ar	14
3.1.2	Refrigeração com líquido	14
3.2	Componentes dos sistemas.....	16
3.2.1	Camisa do cilindro	17
3.2.2	Bomba	17
3.2.3	Ventilador.....	17
3.2.4	Termostato.....	18
3.2.5	Radiador	18
3.2.6	Tampa pressurizadora do radiador	19
3.3	Modelos de radiadores	19
3.3.1	Tubo-aleta	19
3.3.2	Celular	23
4	MODELAGEM MATEMÁTICA DO RADIADOR.....	25
4.1	Hipóteses	25
4.2	Esquema físico	25
4.3	Dados.....	26
4.4	Desenvolvimento.....	27
4.5	Obtenção dos valores numéricos para um radiador de veículo de passeio ..	29

4.6	Obtenção dos valores numéricos para um radiador de veículo de passeio com refrigeração por etileno glicol.....	42
4.7	Obtenção dos valores numéricos para um radiador de veículo de competição – menor espaçamento entre aletas e menores dimensões.....	49
4.8	Esquema dos módulos.....	59
4.9	Cálculo do número de dobras.....	61
5	FABRICAÇÃO MECÂNICA.....	64
5.1	O material.....	65
5.2	Os Módulos.....	66
5.3	Sistema de acoplamento.....	68
5.4	Montagem do sistema.....	69
5.5	As dimensões dos módulos.....	70
5.6	Problemas de fabricação.....	72
6	VIABILIDADE ECONÔMICA.....	73
6.1	Custo de um radiador para carro de passeio.....	73
6.2	Custo de um radiador para carro de competição.....	73
7	CONCLUSÃO.....	76
8	BIBLIOGRAFIA.....	78

Índice de Figuras

Figura 1: Detalhe das saídas de ar nas laterais de um Renault	1
Figura 2: Detalhe da tomada de ar lateral, os <i>sidepods</i>	2
Figura 3: Desenho das laterais do carro da equipe Toyota.....	5
Figura 4: Vista do posicionamento dos radiadores de água e óleo em um Toyota.....	6
Figura 5: Detalhe das saídas de ar na forma de "guelras"	7
Figura 6: Configuração de radiadores da equipe Sauber em 2004.....	8
Figura 7: Layout de radiadores da equipe McLaren.....	8
Figura 8: Detalhes das “guelras” na Ferrari de 2007.....	9
Figura 9: Carenagem adaptada no carro da McLaren para o GP da Bélgica..	11
Figura 10: Redução nos dutos de tomada de ar do carro da Spyker em 2007	11
Figura 11: Motor com sistema de refrigeração com líquido	15
Figura 12: Conjunto dos componentes do sistema de refrigeração	16
Figura 13: Radiador e seus componentes	18
Figura 14: Tampa pressurizadora do radiador.....	19
Figura 15: Modelo dos três tipos e trocador de calor tubo-aleta	21
Figura 16: Modelos de tubos aletados individualmente	22
Figura 17: Trocador de calor celular com tubo de ar	23
Figura 18: Trocador de calor celular com fitas.....	24
Figura 19: Esquema físico de um trocador de calor de passe único e correntes cruzadas	26
Figura 20: Gráfico de obtenção do fator de correção F	29
Figura 21: Gráfico para tubos circulares	31
Figura 22: Gráfico para tubos achatados alinhados.....	31
Figura 23: Gráfico para tubos achatados intercalados.....	32
Figura 24: Dimensões dos tubos e placas do radiador.....	33
Figura 25: Gráfico de obtenção do coeficiente de convecção do ar	35
Figura 26: Gráfico de obtenção do fator de correção F	38
Figura 27: Gráfico de obtenção do fator de correção F	46
Figura 28: Espaço entre aletas aproximado por um tubo não-circular	52

Figura 29: Aumento do coeficiente de convecção pelo método das venezianas	53
Figura 30: Gráfico de obtenção do fator de correção F	55
Figura 31: Esquema dos módulos.....	59
Figura 32: Esquema de disposição dos tubos	59
Figura 33: Radiador na configuração tubo-aleta, feito de cobre	60
Figura 34 : Aumento do coeficiente de convecção pelo método das venezianas.....	61
Figura 35 : Formato das aletas em veneziana.....	63
Figura 36: Detalhe da placa colocada para facilitar o acoplamento	67
Figura 37: Incremento para encaixe na vedação	67
Figura 38: Sistema de fecho	68
Figura 39: Vista lateral do fecho	69
Figura 40: Destaque da haste de acoplamento.....	69
Figura 41: Montagem de 2 módulos.....	70
Figura 42: Vista frontal do módulo	71
Figura 43: Vista lateral do módulo	71
Figura 44: Vista superior do módulo.....	72

1 INTRODUÇÃO

Em um mundo onde décimos de segundo representam a diferença entre ganhar e perder qualquer modificação nos carros representa um possível ganho de performance.

Com regras dinâmicas e cada vez mais restritivas modificações são cada vez mais difíceis. Tratando-se de refrigeração as possibilidades ainda são bastante amplas.

Essencialmente, a necessidade de refrigeração é um produto da ineficiência inerente do motor de combustão interna. Mesmo um avançado motor de F1 moderna é relativamente ineficaz quando se trata de converter a energia disponível a partir da mistura combustível/ar em potência, às rodas traseiras. Isso é medido em termos de "eficiência térmica", e fica tipicamente próxima a 30%: isso quer dizer, se um típico motor de F1 produz um pouco menos de 650 KW (aprox. 850 cv) sobre o Dinamômetro, algo como 1500KW (ou potencialmente 2000 cv) da energia é perdida.



Figura 1: Detalhe das saídas de ar nas laterais de um Renault

Então, para onde ele vai? Uma pequena porcentagem se torna o som de um carro F1. A grande maioria, porém, deve ser dissipada como calor a em outras áreas: por exemplo, o óleo dissipa cerca de 120KW e do sistema de arrefecimento a água 160KW. A ineficiência da caixa de câmbio significa cerca de 15KW, enquanto que a parte hidráulica representar mais 3 KW. No entanto, tanto como 34% do restante é perdida através de escape como calor, enquanto que até 15% da energia disponível pode ser contabilizada de combustível não queimado.

Além disso, esta energia “desperdiçada” oferece desafios significativos quando se trata de controlar temperaturas. Enquanto os trocadores de calor em um

carro de corrida são extremamente eficientes, a sua capacidade para resfriar o motor é uma função da capacidade da tomada de ar lateral (*sidepods*, vide Figura 2: Detalhe da tomada de ar lateral, os *sidepods*) - essencialmente, quão grande é a massa de ar que você pode fazer fluir através do radiador em determinada área. Isso depende, naturalmente, de gerar uma alta velocidade do ar nos dutos de entrada do radiador: no entanto, normalmente, a velocidade do ar nos dutos do radiador será de 10 a 15% da velocidade do carro, por isso mesmo que o carro está andando a 300 km / h, no radiador é provável que o fluxo esteja a apenas a 30 ou 35 km / h.

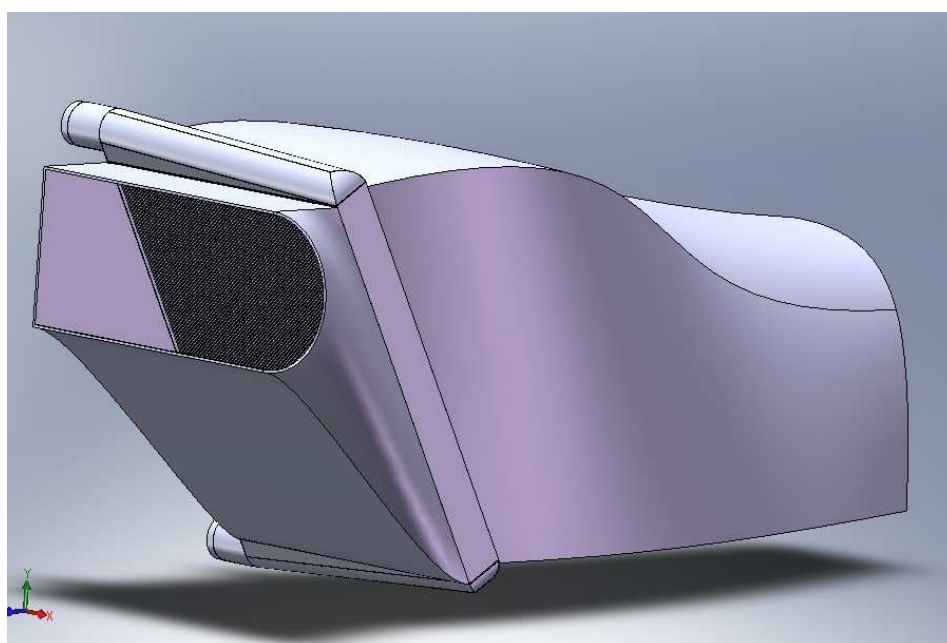


Figura 2: Detalhe da tomada de ar lateral, os *sidepods*

Além disso, as temperaturas do óleo e água nos sistemas variam de acordo com diferentes critérios: a temperatura da água é uma função da potência média usada ao redor do circuito, enquanto a temperatura do óleo é função da potência e também da rotação média do motor ao redor de uma volta.

Dada a complexidade da gestão da refrigeração, você precisa de uma boa razão para ajustar sua refrigeração às características do circuito, e essa razão é aerodinâmica.

Essencialmente, temos de encontrar o perfeito equilíbrio entre refrigeração e desempenho aerodinâmico, porque quanto maior a quantidade de ar que flui através

dos radiadores, menor se torna a eficiência aerodinâmica global. Na verdade, a variação entre mínima e máxima refrigeração pode reduzir a *downforce* em aproximadamente 5%, o que se traduz como uma perda de 0,4s por volta em média.

O fluxo de ar é controlado por diferentes configurações da configuração tomada de ar-radiador-saída de ar, e, por exemplo, o Renault R24, carro de 2004, tinha 13 diferentes configurações possíveis para lidar com todo tipo de condições. A configuração utilizada em um determinado circuito é definida de acordo com a temperatura ambiente, “fatores do circuito”, tais como quanto tempo de aceleração máxima por volta, e a temperatura limites que o motor pode operar.

Normalmente, o óleo opera a temperaturas superiores a 100 ° C, enquanto que pressurizar o sistema de arrefecimento a água até 3,75 bar permite que o ponto de ebulição seja deslocado até cerca de 120 ° C: trabalhar com essas temperaturas mais altas significa que se exige menos ar através do radiador, assim melhorar-se o desempenho aerodinâmico. Como sempre, no entanto, essas escolhas acarretam em algum tipo de perda: cada extra 5 ° C da temperatura da água no radiador, permitindo o escoamento radiador de ser menor, rouba do motor cerca de 1 cv.

No entanto, a importância da aerodinâmica na F1 moderna significa que continuamos a dedicar recursos significativos e tempo no túnel vento ao arrefecimento. Isto é melhor ilustrado pelo fato de que a pena em termos de eficiência aerodinâmica que aceita-se para uma queda de 10 ° C nas temperaturas do carro é 80% menor do que era apenas há quatro anos.

1.1 O Projeto

O objetivo desse trabalho é, através da elaboração de um radiador modular, em que seja possível acoplar ou desacoplar módulos de forma a aumentar ou diminuir a área de troca facilmente. Com isso deseja-se que os carros possam ser adaptados aos diferentes circuitos e as diferentes condições climáticas sem comprometer a aerodinâmica, diferentemente do que acontece no caso da McLaren no GP da Bélgica, em que foi feita uma adaptação com a adição de um pedaço de carroceria a entrada do *sidepod*. A ideia principal é que ao remover parte do núcleo do radiador a equipe possa manter o formato e o tamanho da entrada de ar e, como não haverá mais restrição a passagem do ar, ele possa fluir através do duto de forma a até mesmo aumentar a *downforce* do carro, já que parte do ar que flui pelo radiador é desviado para o difusor, peça fundamental na aerodinâmica do carro.

2 A FÓRMULA 1 NOS DIAS DE HOJE

Nos dias de hoje a refrigeração dos motores fica a cargo de radiadores tanto de água quanto de óleo. Localizados sempre nos *sidepods*, o ar de refrigeração alimenta as entradas localizadas nos dois lados do monocoque e o fluxo de ar, inicialmente na velocidade do carro, tem sua velocidade reduzida pelo duto divergente, que vai da tomada de ar até o radiador, conforme ilustra a Figura 3. Esse ar mais “lento” passa pelo núcleo dos radiadores e resfria os fluidos circulantes no interior do radiador. O ar, agora quente, é então liberado para deixar o *sidepod*. Entretanto é necessário “reacelerar” o ar para que ele deixe o carro na mesma velocidade do ar que passa pelo lado de fora.

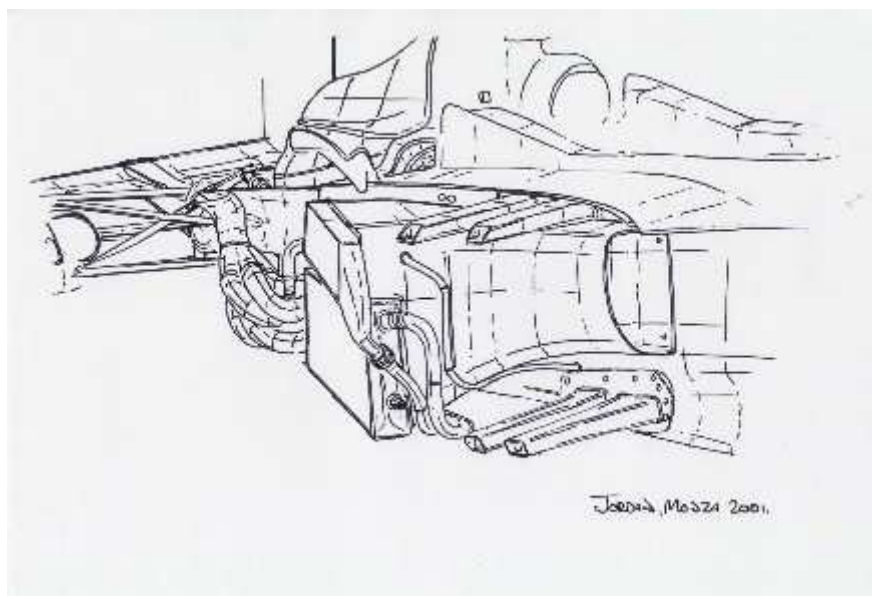


Figura 3: Desenho das laterais do carro da equipe Toyota

Existem diversas configurações de radiadores utilizadas atualmente na Formula 1, que variam conforme o projeto de cada equipe.

Dentre as opções, podemos citar como exemplo a definição sobre a qual será a configuração dos radiadores de água e óleo, podendo ser acoplados ou separados, e sendo separados precisa-se definir ainda qual o posicionamento dos mesmos.

A equipe Toyota, em 2002, optou por radiadores separados, cuja colocação pode ser mais bem observada na Figura 4.

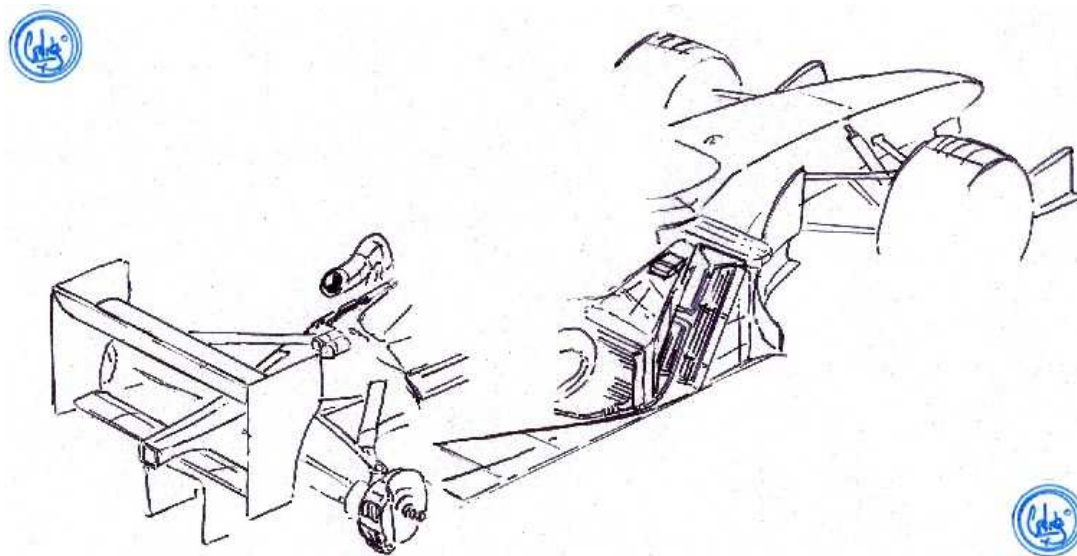


Figura 4: Vista do posicionamento dos radiadores de água e óleo em um Toyota.

A configuração da Toyota separa os 2 radiadores, o radiador de água é colocado inclinado e está localizado no início do duto, e afastado do monocoque. O radiador de óleo por sua vez está colocado verticalmente, no final do duto. Esse layout é remanescente da década de 80, onde os *intercoolers* do turbo ficavam atrás dos radiadores de água.

O ar é então expulso por diversas saídas existentes nos *sidepods*. Além disso, parte do ar é direcionada para a caixa de câmbio ou difusor, melhorando a aerodinâmica global. Existem ainda diversas configurações de posição dos radiadores, que variam entre a máxima refrigeração e a máxima eficiência aerodinâmica.

Um recurso utilizado até a temporada de 2008, claramente observado na Figura 5, e proibido pelo regulamento novo, eram saídas de ar ao longo do corpo do carro, como guelras em um tubarão.

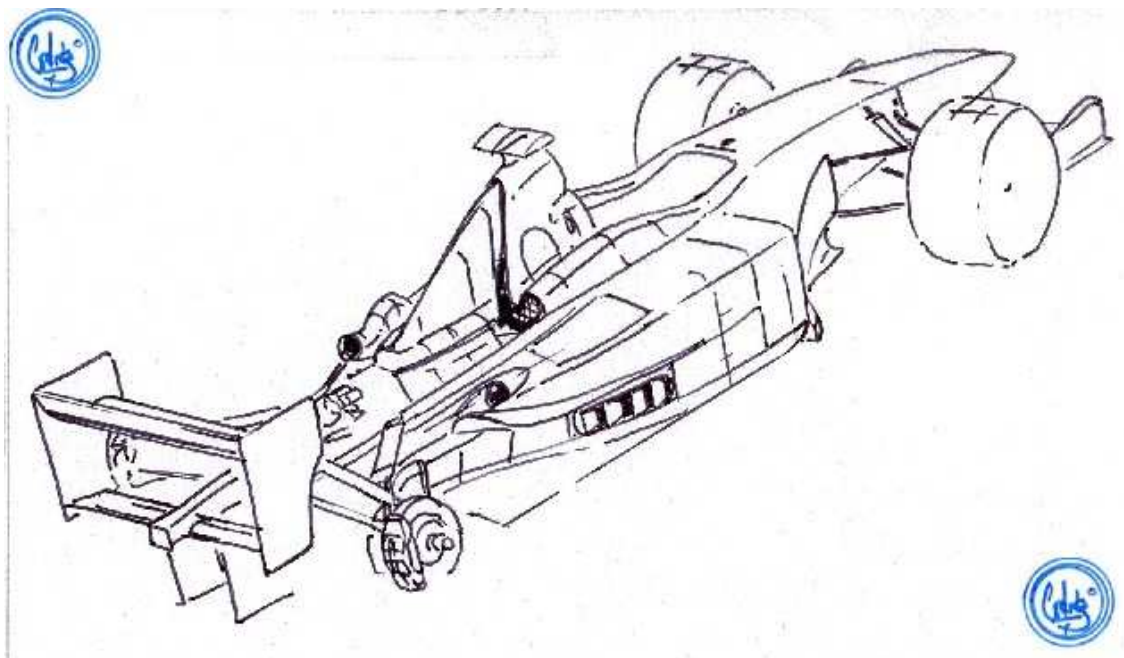


Figura 5: Detalhe das saídas de ar na forma de "guelras"

O layout escolhido, de radiadores separados, permite que a forma de gota, na traseira do carro, seja acentuada, além de, como mencionado, permitir uma variação de posição e conseqüente distribuição de peso, bem como reposicionamento das saídas de ar quente.

Entretanto, como ponto negativo, pelo fato de o radiador de água estar colocado afastado do monocoque, e conseqüentemente do centro do carro, tem-se um aumento do momento polar de inércia. Apesar de o radiador, fabricado pela Denso, ser uma peça de alumínio bastante leve, o que aumenta significativamente a massa do sistema é o líquido de arrefecimento, que em todos os carros está na casa dos 3 litros por radiador.

Na Figura 6 pode-se ver um exemplo de radiadores de água e óleo separados.



Figura 6: Configuração de radiadores da equipe Sauber em 2004.

A equipe Sauber-Ferrari, em 2004, adotou radiadores de água e óleo separados, posicionados horizontalmente em “V”, de forma a diminuir a seção dos sidepods e assim diminuir o arrasto, no entanto, ao posicionar os radiadores não perpendiculares ao fluxo de ar, uma perda da capacidade de refrigeração é inevitável.

Equipes que adotam radiadores combinados de água e óleo também optaram por radiadores não perpendiculares ao corpo do carro. A McLaren-Mercedes, por exemplo, em 2007, adotou um radiador misto de água e óleo colocado na lateral do monocoque inclinado de 68° em relação ao assoalho do carro, conforme Figura 7.



Figura 7: Layout de radiadores da equipe McLaren

Novamente a inclinação do radiador visa diminuir a área frontal e conseqüentemente o arrasto.

A Ferrari adotou configuração semelhante a da McLaren, com o radiador misto e inclinado nas laterais do monocoque.

Na Figura 8 pode-se ver claramente a função das chamadas guelras, colocadas na parte superior dos *sidepods*, o ar passa através dos radiadores e sai por essas aberturas. A ilustração mostra a configuração adotada para a prova da Turquia, considerada uma das mais críticas do ano em termos de refrigeração, prova essa em que a Ferrari adotou 15 aberturas de cada lado, diferentemente das outras provas do ano, em que esse número era menor.

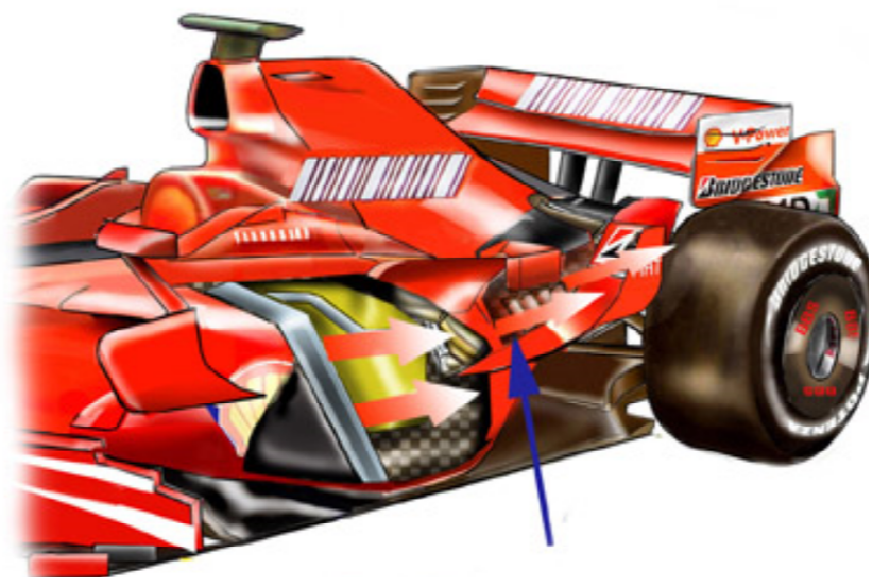


Figura 8: Detalhes das “guelras” na Ferrari de 2007

O chefe de corrida e engenheiro de testes Dieter Gass, da Toyota, explica: "O pacote de arrefecimento para cada final de semana é definido pelas saídas de ar que temos no carro. A entrada do ar é sempre a mesma corrida a corrida; não se modifica isso de forma alguma, mas o que se modifica são as saídas. Por isso têm-se diferentes painéis para arrefecimento que se pode simplesmente remover da carroceria, a fim de garantir um melhor fluxo de ar para o sistema de arrefecimento em condições quentes."

No Grande Prêmio de Mônaco a ausência de longas retas torna o arrefecimento do motor particularmente difícil, especialmente porque devido à relação de marchar muito curta o motor está constante trabalhando a altas rotações mesmo com o caro relativamente lento. Isso representa um grande desafio em termos de refrigeração eficiente e muitas vezes é preciso abrir de maneira significativa a carroceria para garantir que não ocorra superaquecimento do motor. Entretanto, como a aerodinâmica em Mônaco é menos importante do que em qualquer outro GP, essa alteração aerodinâmica causa um atraso no tempo de volta como em qualquer outra situação, porém nesse caso, é um atraso necessário para que se seja possível completar todas as voltas sem danos ao propulsor.

Já em corridas disputadas na Europa, com clima mais ameno, é comum que as equipes adaptem seus sistemas para reduzir bastante a quantidade de ar que passa pelos radiadores. Com a menor temperatura do ar, menor será o volume de ar necessário para manter os fluidos na temperatura ideal. Em circuitos como Monza e Spa-Francorchamps, onde a velocidade média é bastante elevada, e, portanto a velocidade do escoamento no interior dos *sidepods* também, as equipes buscam maneiras de evitar um fluxo de ar desnecessário nos radiadores.

A McLaren, no Grande Prêmio da Bélgica, colocou barreiras nas entradas laterais para desviar o ar. Como dito pelo engenheiro Dieter Gass, não é possível alterar a configuração das tomadas de ar corrida a corrida e, portanto, uma solução provisória foi tomada, como se pode observar na Figura 9.



Figura 9: Carenagem adaptada no carro da McLaren para o GP da Bélgica

Já a equipe Spyker, que na temporada de 2006 teve muitos problemas com seu desempenho em retas, para o ano de 2007 promoveu uma alteração significativa no desenho de seu sistema de refrigeração, alterando a posição do radiador o time pode diminuir a área de arrasto frontal de maneira significativa.



Figura 10: Redução nos dutos de tomada de ar do carro da Spyker em 2007

O radiador, também misto, foi girado em torno do seu eixo vertical, colocando-se agora angulado em relação ao monocoque, e não em relação ao assoalho, como no caso da McLaren e da Ferrari. Isso permitiu que a seção do duto de tomada de ar pudesse ser significativamente reduzida, como mostram as setas azuis na Figura 10, e com isso a aerodinâmica do carro foi melhorada e o desempenho, principalmente em retas, cresceu de maneira notória.

3 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO DO MOTOR

A principal função destes sistemas é manter o motor a temperatura ótima de operação para qualquer velocidade e quaisquer condições.

Com a combustão, temperaturas tão altas quanto 3000°C são atingidas pelos gases. Parte deste calor é então absorvido pelas paredes dos cilindros e pistões. E, para que o filme de óleo lubrificante não perca suas propriedades, a temperatura das paredes dos cilindros não deve ultrapassar certo valor, da ordem de 500°C. Entretanto, é desejável que o motor opere na temperatura mais próxima da máxima possível, pois a remoção excessiva de calor das paredes dos cilindros causa uma redução na eficiência térmica do motor. Assim, o sistema de refrigeração deve ser projetado de acordo com a temperatura de operação do motor.

Além disso, como o motor é ineficiente quando frio, o sistema de refrigeração deve ter um mecanismo que impeça seu funcionamento durante o aquecimento do motor, e que apenas entre em ação quando o motor atinge sua temperatura de operação.

3.1 Tipos de sistemas

Geralmente, estes sistemas são divididos em dois tipos: os de refrigeração a ar e os de refrigeração com líquido. A maioria dos motores de veículos automotivos, escopo deste trabalho, é de refrigeração com líquido, enquanto que alguns motores de aviões, motocicletas, cortadores de grama são refrigerados a ar.

3.1.1 Refrigeração a ar

Nestes motores, os cilindros são semi-independentes, e não agrupados em um bloco. Existem aletas de metal nos cilindros para auxiliar a troca de calor. Além disso, para facilitar a circulação do ar, podem existir ventiladores e difusores.

3.1.2 Refrigeração com líquido

Nestes motores, há a circulação de um líquido ao redor dos cilindros para a absorção do calor, como mostrado na Figura 11. Normalmente, utiliza-se água com alguma solução anticongelante para evitar o congelamento em climas frios. A solução aquecida é então conduzida através de um radiador, onde há a troca de calor entre a água aquecida e o ar que flui. Os detalhes do radiador – como design, tamanho, posição e outros – devem ser projetados de forma a manter o motor e suas peças na temperatura de operação ótima.

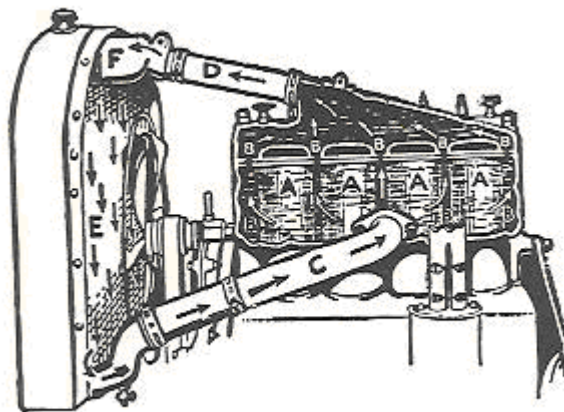


Figura 11: Motor com sistema de refrigeração com líquido

Dois métodos de circulação do líquido podem ser utilizados: circulação natural ou forçada.

3.1.2.1 Circulação natural

A circulação natural, também conhecida como sistema de termossifão, não é muito utilizada. Seu funcionamento é tal que a água é aquecida ao redor dos cilindros e se expande reduzindo sua densidade. Estando mais leve, esta água é empurrada pela água fria e mais pesada que venha do radiador. Esta água morna entra no radiador e começa a ser resfriada, tornando-se mais densa e descendo até o fim do radiador, sempre se tornando mais fria.

Quanto mais quente o motor, mais rápido a água flui, o que mantém uma temperatura do motor bem constante. Entretanto, a grande desvantagem deste sistema é que a circulação é seriamente prejudicada pelo depósito de matéria estranha nas paredes das passagens, gerando superaquecimento do motor.

3.1.2.2 Circulação forçada

É utilizada uma bomba d'água para garantir a circulação rápida do líquido de refrigeração.

3.2 Componentes dos sistemas

Os sistemas de refrigeração do motor são compostos por diversos componentes, que serão descritos nesta seção, e que podem ser observados no conjunto da Figura 12.

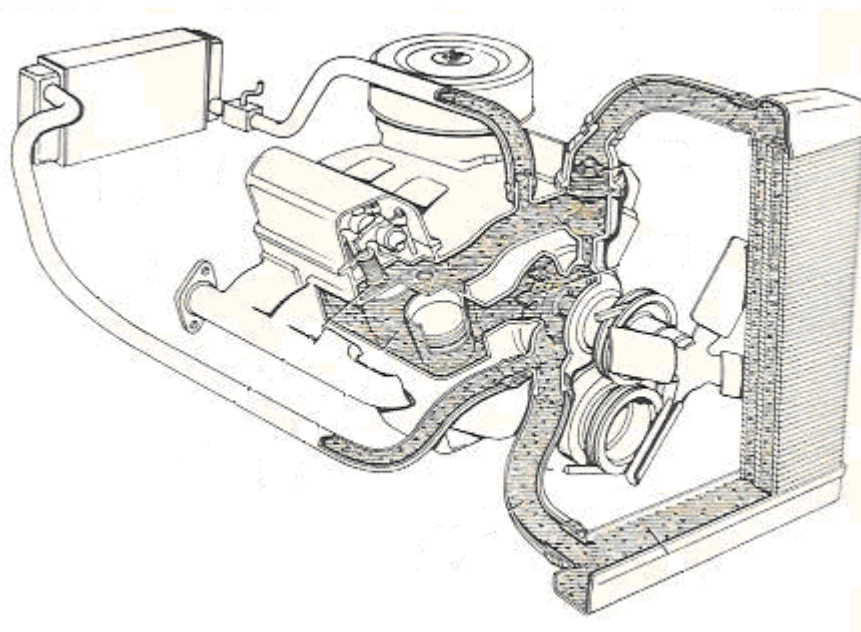


Figura 12: Conjunto dos componentes do sistema de refrigeração

3.2.1 Camisa do cilindro

São tubos cilíndricos de metal colocados ao redor dos cilindros do motor, de forma a permitir que a água de refrigeração circule livremente ao redor dos cilindros e válvulas, resfriando-os. Em alguns motores, são utilizados tubos de distribuição de água e bocais, que direcionam a água que vem do radiador. Isso permite que parte da água seja diretamente encaminhada para refrigerar as válvulas.

3.2.2 Bomba

Normalmente localizada na frente do bloco do motor, entre este e o radiador. É conectada por uma mangueira ao fundo do radiador, de onde retira água por sucção.

3.2.3 Ventilador

Sua função é prover uma corrente forte de ar através do radiador, maximizando o resfriamento do motor. Suas pás, que normalmente são entre duas e seis, giram e puxam o ar através do radiador. Além disso, alguns ventiladores possuem anel de cobertura, que aumentam a eficiência, garantindo que o ar puxado passe primeiro pelo radiador.

Alguns motores possuem ventiladores de velocidade variável, que giram de acordo com o apenas necessário para não haver superaquecimento. O método de controle pode ser centrífugo ou termostático.

3.2.4 Termostato

Localizado na passagem de água entre o motor e a entrada do radiador, sua função é fechar esta passagem quando o motor está frio, interrompendo a refrigeração e permitindo que se atinja a temperatura de operação mais rapidamente. É constituído de um aparelho termostático e uma válvula.

3.2.5 Radiador

É o equipamento que coloca um grande volume de água em contato próximo com um grande volume de ar, permitindo a troca de calor. É composto por dois compartimentos. Por um deles, passará a água, e por outro, o ar. Um tanque de água existe no topo de todos os radiadores, aonde a água quente vinda do motor chega. Existe uma entrada para enchimento no caso de haver a necessidade de repor a água perdida por evaporação ou vazamento. Estes tanques e entradas estão indicados na Figura 13.

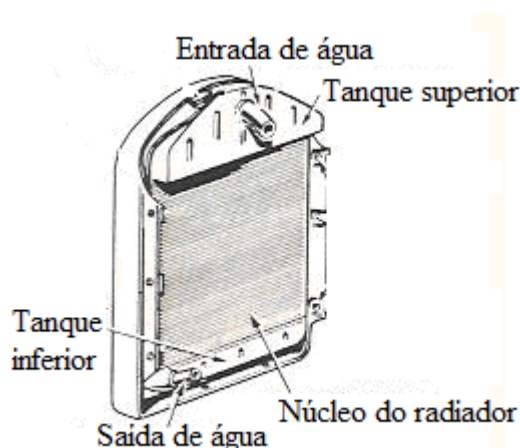


Figura 13: Radiador e seus componentes

3.2.6 Tampa pressurizadora do radiador

Para evitar a evaporação, utilizam-se tampas pressurizadoras, como a mostrada na Figura 14, pois quanto maior a pressão maior a temperatura de evaporação do fluido de refrigeração. Assim, a água pode entrar no radiador a uma temperatura mais alta, o que gera uma diferença maior de temperaturas entre a água e o ar, aumentando e tornando mais rápida a troca de calor.

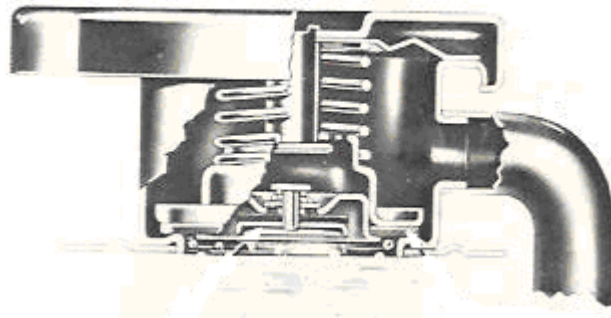


Figura 14: Tampa pressurizadora do radiador

3.3 Modelos de radiadores

São, simplificada, trocadores de calor de contato indireto e transferência direta, com dois fluidos, o fluido de refrigeração e o ar. Como um dos fluidos é um gás, e tem, portanto, um pequeno coeficiente de convecção, é necessária a utilização de trocadores de calor compactos, nos quais se obtém uma área de superfície de transferência de calor por unidade de volume muito alta. Podem ser utilizados os seguintes trocadores compactos: tubo-aleta e de células.

3.3.1 Tubo-aleta

Um método de obtenção de uma área de troca maior é a utilização de aletas, o que pode aumentar a área geralmente de 5 a 12 vezes, dependendo do design. O

modelo mais utilizado é o tubo-aleta, no qual os tubos podem ser planos, circulares ou elípticos, e as aletas podem ter forma de placa ou circular.

Para se obter condutâncias térmicas balanceadas (aproximadamente o mesmo hA), as aletas são utilizadas do lado do gás, que possui menor h . Assim, as aletas se localizam geralmente somente na parte externa, mas em alguns casos podem ser colocadas também no interior dos tubos. São acrescentadas aos tubos por ajuste forçado, uso de adesivos, soldagem, fundição, extrusão ou outros métodos.

Dependendo das aletas, os trocadores de calor tubo-aleta podem ser classificados em 3 tipos: tubos aletados individualmente, aletas contínuas em placa e aletas onduladas. As diferenças entre os três tipos podem ser observados na Figura 15; já na Figura 16, mostram-se os modelos possíveis de tubos aletados individualmente.

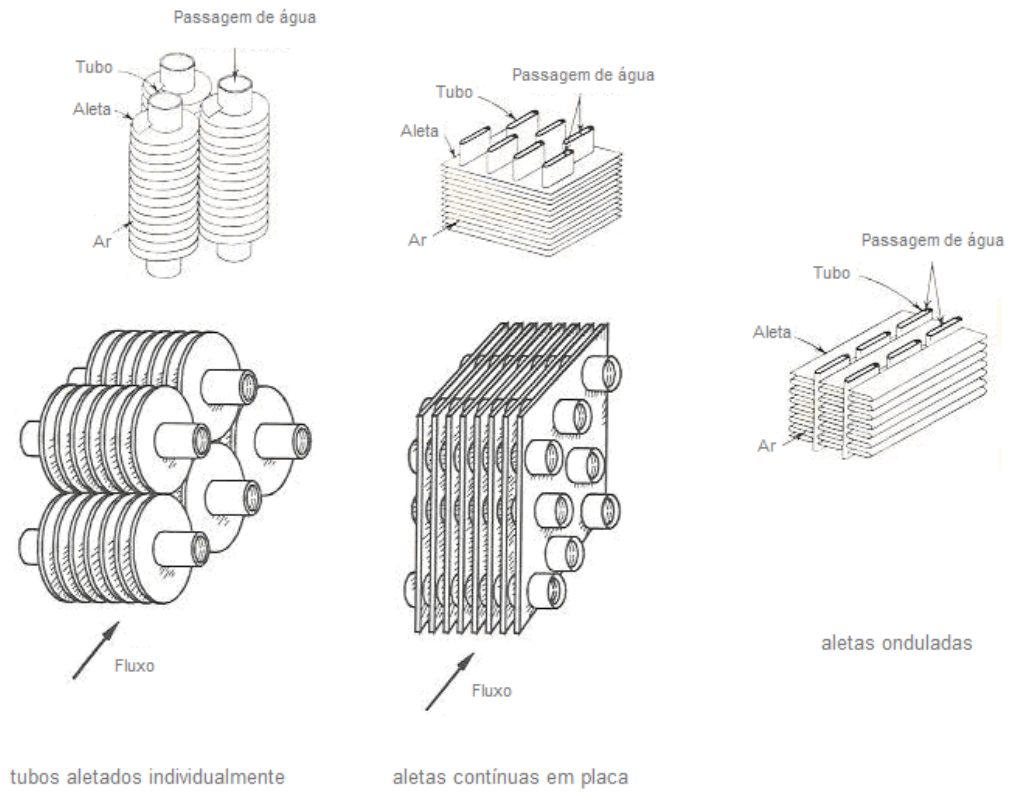


Figura 15: Modelo dos três tipos e trocador de calor tubo-aleta

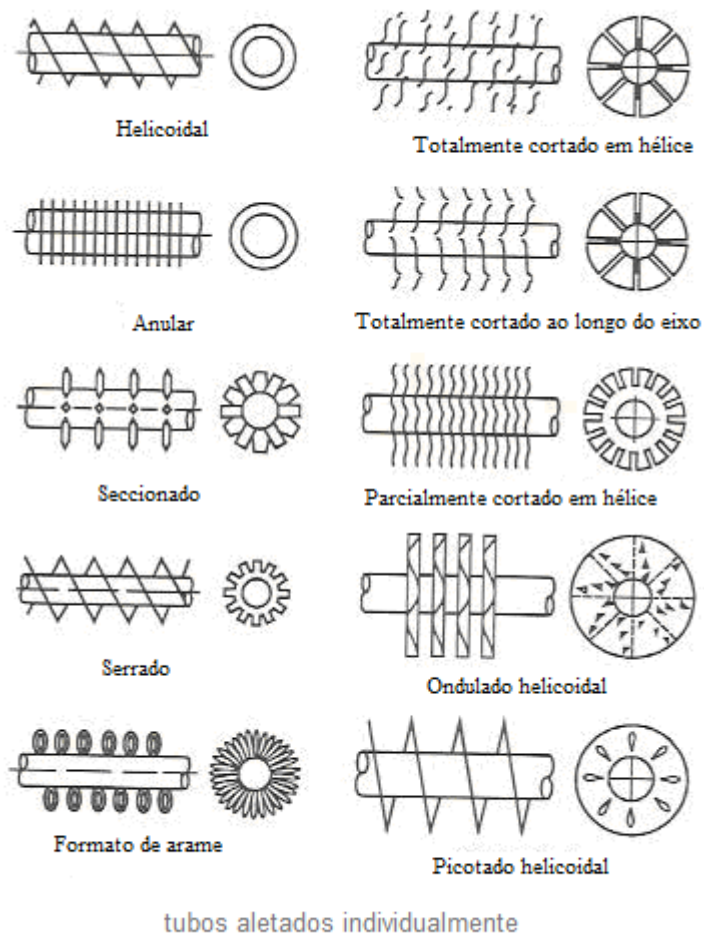


Figura 16: Modelos de tubos aletados individualmente

3.3.2 Celular

Trocadores deste tipo utilizados em radiadores podem ser celulares com tubo de ar ou celulares com fitas. O modelo celular com tubo de ar, como o da Figura 17, é constituído por tubos de ar que se encaixam de forma que a água escoe pelos caminhos formados entre estes.

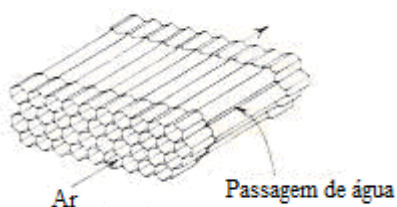


Figura 17: Trocador de calor celular com tubo de ar

O modelo celular com fitas, mostrado em detalhes na Figura 18, é formado por um grande número de passagens de água formadas por pares de fitas finas de metal soldadas juntas.

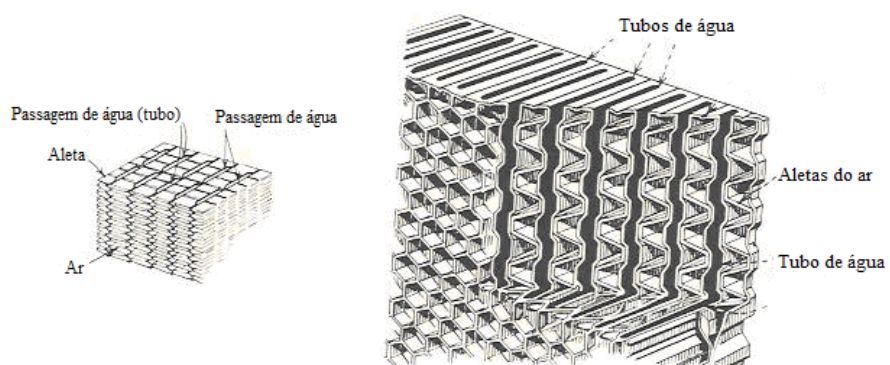


Figura 18: Trocador de calor celular com fitas

4 MODELAGEM MATEMÁTICA DO RADIADOR

Nesta seção, será feita a modelagem matemática das trocas de calor do radiador a ser projetado, determinado na seção anterior.

Inicialmente, devem ser estabelecidas as hipóteses.

4.1 Hipóteses

1. O trocador de calor opera em regime permanente;
2. Perdas de calor para o ambiente são desprezíveis (paredes externas são adiabáticas);
3. Não existem fontes de calor nas paredes do trocador nem nos fluidos, como aquecimento elétrico, reações químicas ou processos nucleares;
4. A temperatura de cada fluido é uniforme em uma dada seção;
5. A resistência térmica das paredes é distribuída uniformemente por todo o trocador;
6. Condução de calor longitudinal nos fluidos e nas paredes é desprezível.

4.2 Esquema físico

Será utilizado o modelo de um trocador de calor de passe único com correntes cruzadas e os dois fluidos não-misturados, demonstrado na Figura 19.

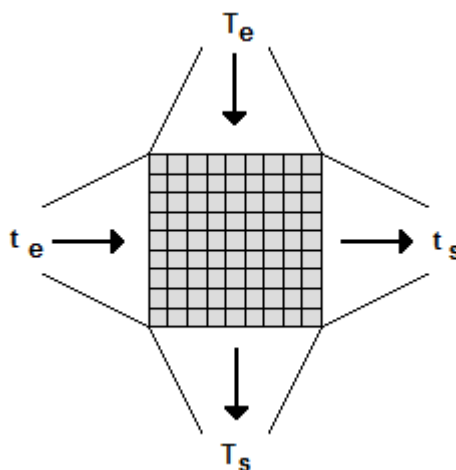


Figura 19: Esquema físico de um trocador de calor de passe único e correntes cruzadas

4.3 Dados

No projeto, serão conhecidos os seguintes dados:

- Temperatura de entrada do ar, $T_{c,e}$, que pode ser obtida através da temperatura do ambiente;
- Vazão mássica do ar, obtida através da velocidade do carro;
- Vazão mássica de água, obtida através de um balanço de energia no motor;
- Calores específicos dos dois fluidos;
- Temperaturas de entrada e da saída da água, $T_{h,e}$ e $T_{h,s}$, obtida do balanço de energia no motor;
- Os coeficientes de convecção dos fluidos, calculados utilizando-se as vazões mássicas e assumindo-se dimensões como o diâmetro do tubo;
- A eficiência global da superfície, obtida através da efetividade de uma única aleta e da relação entre área da aleta e área total;
- Espessura e material das paredes dos tubos.

4.4 Desenvolvimento

Para a determinação da área de troca necessária do trocador pelo método da média logarítmica das diferenças de temperatura, devem ser realizados os seguintes cálculos:

- Obtendo-se o coeficiente global de transferência de calor para o fluido quente

$$\frac{1}{U_h} = \frac{1}{\eta_0 h_c} \cdot \frac{A_h}{A_c} + \frac{R_{f,c}''}{\eta_0} \cdot \frac{A_h}{A_c} + \frac{e_p}{k_p} + R_{f,h}'' + \frac{1}{h_h} \quad (1)$$

Onde, para superfícies aletadas:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (2)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (3)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{kt}} \quad (4)$$

- Taxa de transferência de calor

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,e} - T_{h,s}) \quad (5)$$

- Temperatura de saída do ar

$$T_{c,s} = \frac{q}{\dot{m}_c c_{p,c}} + T_{c,e} \quad (6)$$

- Média logarítmica das diferenças de temperatura para trocador de correntes contrárias

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (7)$$

Onde:

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h,e} - T_{c,s} \\ \Delta T_2 &= T_{h,s} - T_{c,e} \end{aligned} \quad (8)$$

- Média logarítmica das diferenças de temperatura para trocador de correntes cruzadas

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,CF} \quad (9)$$

Onde F é um fator de correção que deve ser obtido de um gráfico em função das temperaturas. Este gráfico encontra-se na Figura 20.

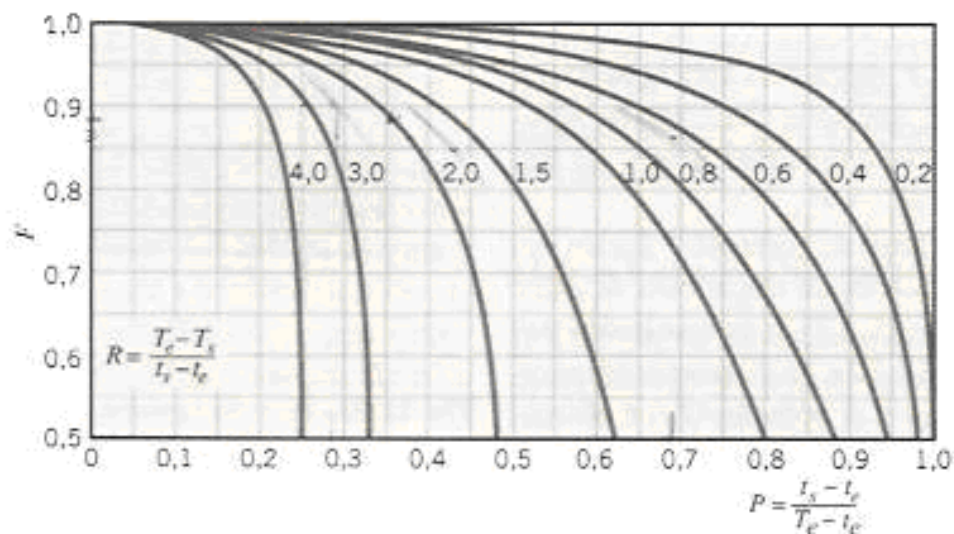


Figura 20: Gráfico de obtenção do fator de correção F

- Área do lado do fluido quente

$$A_h = \frac{q}{U_h \cdot \Delta T_{lm}} \quad (10)$$

4.5 Obtenção dos valores numéricos para um radiador de veículo de passeio

Para os cálculos subseqüentes, deve ser encontrada a vazão mássica de fluido refrigerante, no caso água, no radiador. Sabendo-se dos dados das competições que:

- A troca de calor no radiador é de 202 kW (ou 11453 BTU/min)

Para a pressão normalmente utilizada de 3,75 bar (0,375 MPa), a água entra no radiador a 120°C,

- A água sai do radiador a 100°C,
- Para água a $T_{m,h}=110^{\circ}\text{C}$ e $p=3,75\text{bar}$:

$$c_{p,h}=4,2\text{kJ/kgK};$$

$$v_h=262,5 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s};$$

$$k_h=0,685\text{W/mK}; \quad (11)$$

$$\rho_h=1000\text{kg/m}^3;$$

$$\text{Pr}_h=1,53.$$

Então:

$$\dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot \Delta T_h = \dot{Q} \quad (12)$$

$$\dot{m}_h = 2,4\text{kg} / \text{s} \quad (13)$$

Buscando-se um formato de radiador que troque mais calor, foi feita uma comparação entre os valores de h_c obtidos de gráficos para os seguintes formatos de tubos: tubos circulares, tubos achatados alinhados e tubos achatados intercalados. Esses gráficos têm como abscissa o número de Reynolds e como ordenada ($St \cdot \text{Pr}^{2/3}$) que é diretamente proporcional ao coeficiente de convecção h_c .

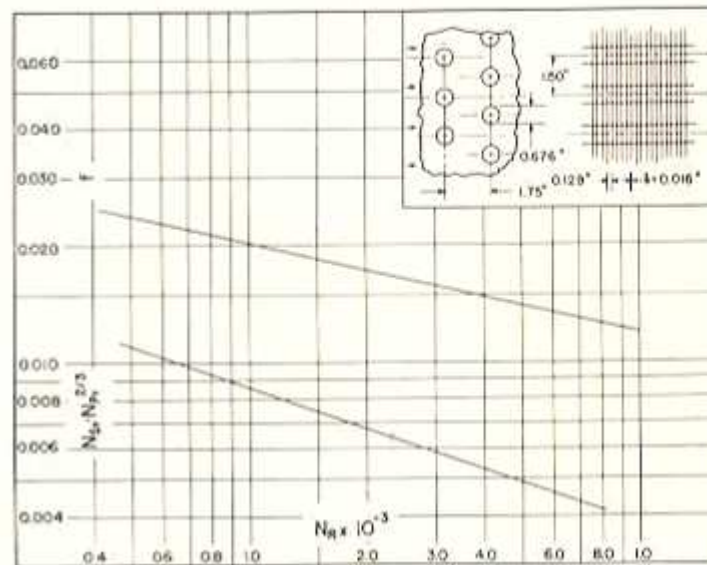


Figura 21: Gráfico para tubos circulares

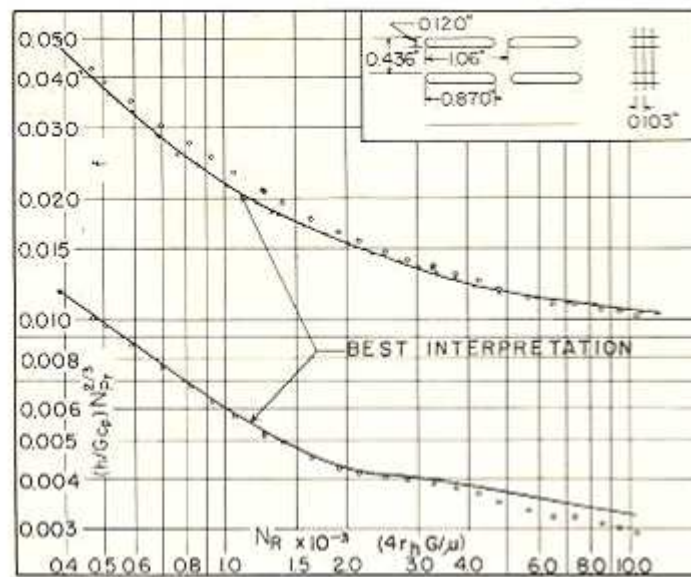


Figura 22: Gráfico para tubos achatados alinhados

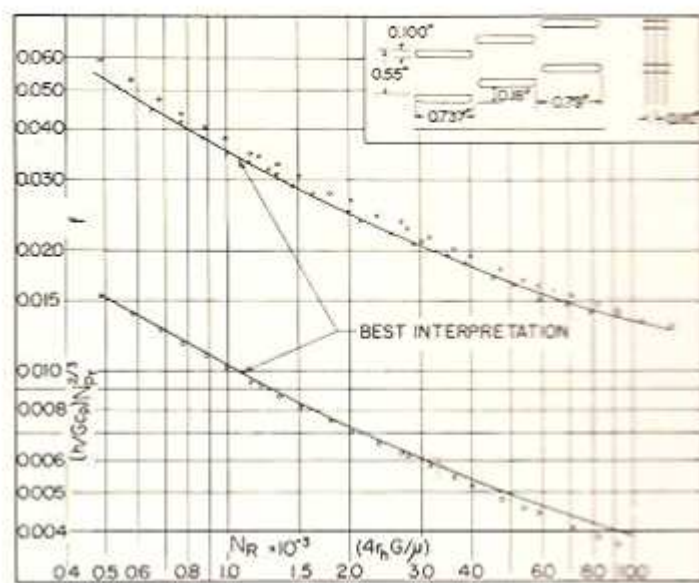


Figura 23: Gráfico para tubos achatados intercalados

Dessa forma, comparou-se nos gráficos mostrados nas Figura 21, Figura 22 e Figura 23, de formatos de radiadores com espaçamentos próprios para veículos de passeio, qual o formato que fornecia os maiores valores para um mesmo número de Reynolds, optando-se então pelo tubo-aleta de tubos achatados intercalados de superfície $9.1 - 0.737 - S.$, como mostrado na Figura 24:

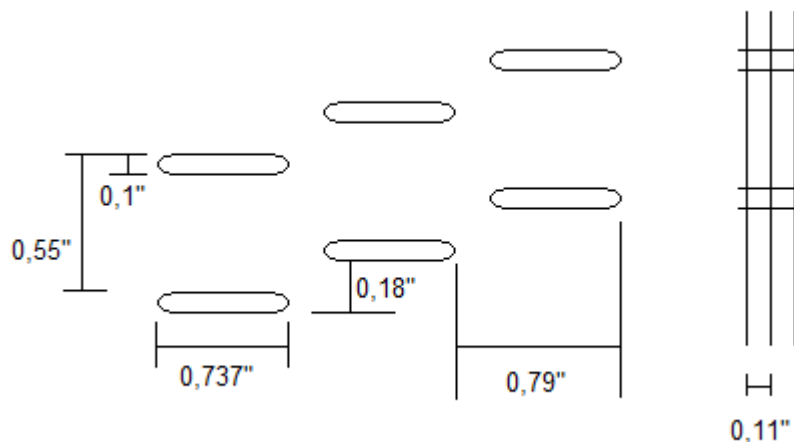


Figura 24: Dimensões dos tubos e placas do radiador

Como o radiador em questão será modular, haverá a variação apenas da altura, sendo que a área longitudinal é a normalmente utilizada, constituída de dois radiadores, um de cada lado, cada um com 15 cm de profundidade e 50 cm de largura.

Para este formato, a relação entre as áreas é de:

$$\frac{A_h}{A_c} = \frac{2 \cdot (0,737 + 0,1) \cdot 0,11}{2 \cdot (0,55 \cdot 0,79 - 0,737 \cdot 0,1)} = 0,2552 \quad (14)$$

Para encontrar o coeficiente de convecção do lado do fluido quente, deve ser utilizado o escoamento interno em tubos.

$$V_h = \frac{\dot{m}_h}{\rho_h \cdot A_h^{transv}} = \frac{2,4}{1000 \cdot 0,0254} = 0,0942 \text{ m/s} \quad (15)$$

Onde

$$A_h^{transv} = n_{tubos} \cdot 0,737 \cdot 0,1 \cdot (0,0254)^2 = 0,0254 \text{ m}^2 \quad (16)$$

$$n_{tubos} = \frac{15 \cdot 2 \cdot 50}{0,79 \cdot 0,55 \cdot 2,54^2} = 535 \quad (17)$$

Assim:

$$\text{Re} = \frac{D_{hd} \cdot V_h}{\nu_h} = \frac{0,00207 \cdot 0,0942}{262,5 \cdot 10^{-9}} \quad (18)$$

$$\text{Re} = 743 \quad (19)$$

Como esse número de Reynolds encontra-se na região laminar, serão utilizados formadores de turbulência, usando-se então a seguinte fórmula para o número de Nusselt, para resfriamento do fluido, e supondo escoamento plenamente desenvolvido:

$$Nu_h = 0,023 \cdot \text{Re}_h^{4/5} \cdot \text{Pr}_h^{0,3} = 0,023 \cdot 743^{4/5} \cdot 1,53^{0,3} = 5,18 \quad (20)$$

$$h_h = \frac{k_h \cdot Nu_h}{D_{hd}} = \frac{0,685 \cdot 5,18}{0,00207} \quad (21)$$

$$h_h = 1713 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (22)$$

Encontrando-se agora o coeficiente de convecção do lado do fluido frio, devem ser determinadas as propriedades deste fluido em uma temperatura média entre as de entrada e saída. Como a temperatura de entrada do ar equivale a temperatura ambiente, e esta varia, de acordo com a competição, entre 12 e 45°C, será utilizada como temperatura de entrada do ar para determinação das propriedades 30°C. Assim, será admitida $T_{m,c} = 40^\circ\text{C}$.

Dessa forma, serão utilizados os seguintes dados no cálculo do coeficiente de convecção do lado do fluido frio:

- A $T_{m,c} = 40^\circ\text{C}$:

$$\nu_c = 16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s};$$

$$c_{p,c} = 1,007 \text{ kJ} / \text{kgK}; \quad (23)$$

$$\rho_c = 1,1 \text{ kg} / \text{m}^3;$$

$$\text{Pr}_c = 0,7.$$

- A velocidade do ar é dada por 15% da velocidade do carro. Nos casos considerados neste trabalho pode-se admitir $V_c=45$ km/h.

Dessa forma:

$$Re = \frac{D_{hd} \cdot V_c}{\nu_c} \quad (24)$$

$$Re = 1617 \quad (25)$$

Com o número de Reynolds, e para o esquema de tubos e aletas escolhido, utiliza-se a Figura 25 para a determinação de h_c :

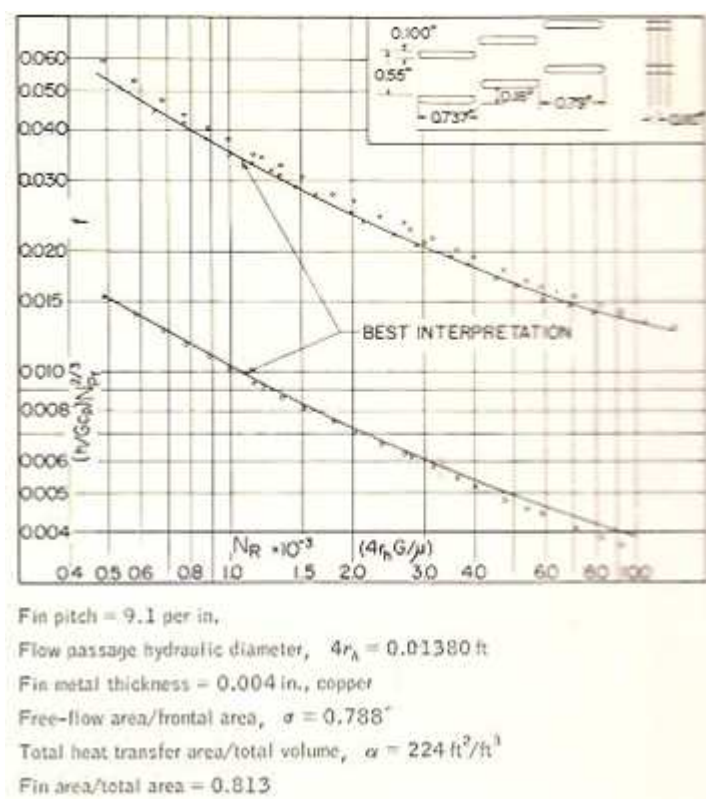


Figura 25: Gráfico de obtenção do coeficiente de convecção do ar

Da Figura 25, tem-se que:

$$\frac{h_c}{G_c \cdot c_{p,c}} \cdot Pr^{2/3} = 0,007 \quad (26)$$

$$\text{Onde } G_c = V_c \cdot \rho_c = 13,75 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ s} \quad (27)$$

$$h_c = 123W / m^2 K \quad (28)$$

Para o cálculo do coeficiente global de troca de calor, será desprezada a resistência condutiva, devido à alta condutividade do material. Resta assim determinar os fatores de incrustação e a eficiência das aletas.

De acordo com a Tabela 1: Fatores de incrustação, o fator de incrustação do lado do ar é desprezível enquanto que do lado da água é de $R''_{f,h} = 0,0002m^2 K / W$.

Tabela 1: Fatores de incrustação

Fluido	$R''_f (m^2 K/W)$
Água abaixo de 50°C	0,0001
Água acima de 50°C	0,0002
Óleo combustível	0,0009
Líquidos refrigerantes	0,0002
Vapor	0,0001

Para determinar a eficiência das aletas, será admitido que o comprimento da aleta seja bem maior que as outras dimensões. Assim:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \rightarrow 0 \quad (29)$$

Sabendo-se que:

$$\frac{A_f}{A} = 0,813 \quad (30)$$

Então:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) = 0,187 \quad (31)$$

Dessa forma:

$$\frac{1}{U_h} = \frac{1}{\eta_0 h_c} \cdot \frac{A_h}{A_c} + \frac{R''_{f,c}}{\eta_0} \cdot \frac{A_h}{A_c} + \frac{e_p}{k_p} + R''_{f,h} + \frac{1}{h_h} \quad (32)$$

$$U_h = 84,2W / m^2 K \quad (33)$$

Com o valor do coeficiente global de troca de calor, podem ser determinados os valores da temperatura de saída do ar e da área de troca necessária. Como para cada competição a temperatura de entrada do ar, bem como outros fatores, varia, serão encontradas inicialmente as expressões em função das características variáveis.

De acordo com o esquema da Figura 24, para tal área longitudinal, a área relativa ao fluido quente é dada por:

$$A_h = P_{tubos} \cdot H \quad (34)$$

Onde P_{tubos} é o perímetro dos tubos, que no caso da área utilizada são 535 tubos.

Assim:

$$A_h = 535 \cdot 0,04252 \cdot H = 22,8 \cdot H \quad (35)$$

Sabe-se também que a área frontal é dada por:

$$A_{frontal} = 1,0 \cdot H \quad (36)$$

Portanto:

$$\dot{m}_c = A_{frontal} \cdot \rho_c \cdot V_c = 1,0 \cdot H \cdot 1,1 \cdot \frac{45}{3,6} \quad (37)$$

$$\dot{m}_c = 13,8 \cdot H \quad (38)$$

Para encontrar a temperatura de saída do ar, faz-se:

$$T_{c,s} = \frac{q}{\dot{m}_c c_{p,c}} + T_{c,e} = \frac{201,4}{13,8 \cdot H \cdot 1,007} + T_{c,e} \quad (39)$$

$$T_{c,s} = \frac{14,5}{H} + T_{c,e} \quad (40)$$

Calcula-se então a diferença média logarítmica de temperaturas pela fórmula:

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (41)$$

Onde:

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h,e} - T_{c,s} = 120 - T_{c,s} \\ \Delta T_2 &= T_{h,s} - T_{c,e} = 100 - T_{c,e} \end{aligned} \quad (42)$$

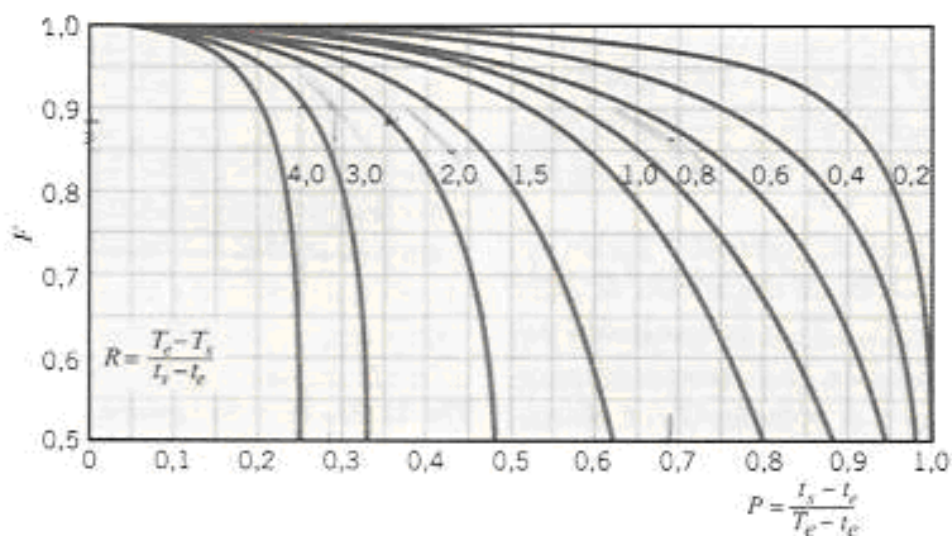


Figura 26: Gráfico de obtenção do fator de correção F

E encontra-se o fator de correção F pela Figura 26. Chega-se em:

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,CF} \quad (43)$$

Finalmente, a área necessária é calculada por:

$$A_h = \frac{q}{U_h \cdot \Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} = \frac{201400}{84,2 \cdot \Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} = \frac{2392,3}{\Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} \quad (44)$$

Sendo que:

$$H = \frac{A_h}{22,8} \quad (45)$$

Onde F_{OP} é um fator de operação que indica as condições da pista em determinada competição. Este fator indica principalmente a porcentagem do tempo em que o veículo se encontra na velocidade máxima. Dessa forma, F_{OP} varia de 0 a 1, e quando vale 1 indica que o veículo encontra-se na velocidade máxima durante todo o percurso (situação hipotética) e necessita de menor área de troca.

Pode ser observado então que o processo para encontrar a área necessária é iterativo, e será realizado agora para encontrar a máxima área. Para este caso, tem-se a máxima temperatura ambiente possível – $45^{\circ}C$ – e o mínimo fator de operação usualmente utilizado – $F_{OP}=0,7$.

Utilizando-se como estimativa inicial $H_1=0,5$ m:

$$T_{c,s} = \frac{14,5}{H} + T_{c,e} = 29,0 + 45 = 74,0^{\circ}C \quad (46)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h,e} - T_{c,s} = 120 - T_{c,s} = 120 - 74,0 = 46,0^{\circ}C \\ \Delta T_2 &= T_{h,s} - T_{c,e} = 100 - T_{c,e} = 100 - 45 = 55^{\circ}C \end{aligned} \quad (47)$$

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{55 - 46,0}{\ln(55 / 46,0)} = 50,4^{\circ}C \quad (48)$$

Para encontrar F:

$$\begin{aligned} R &= \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} = \frac{120 - 100}{74,0 - 45} = 0,69 \\ P &= \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} = \frac{74,0 - 45}{120 - 45} = 0,39 \end{aligned} \quad (49)$$

$$F=0,97$$

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,CF} = 0,97 \cdot 50,4 = 48,9^{\circ}C \quad (50)$$

$$A_h = \frac{2392,3}{\Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} = 70,0m^2 \quad (51)$$

Dessa forma, para a próxima iteração tem-se:

$$H_2 = \frac{A_h}{22,8} = 3,08m \quad (52)$$

Repetindo-se todo o processo, chega-se em:

$$H_3=2,44m$$

$$H_4=2,43m$$

$$H_5=2,43m$$

E a partir deste ponto a seqüência converge para o valor de 2,43 m, que equivale a uma área relativa ao fluido quente de 55 m².

O processo iterativo será realizado agora para encontrar a menor área necessária. Neste caso, tem-se a mínima temperatura ambiente possível – 12°C – e o máximo fator de operação usualmente utilizado – F_{OP}=0,9.

Utilizando-se como estimativa inicial H₁=0,5 m:

$$T_{c,s} = \frac{14,5}{H} + T_{c,e} = 29,0 + 12 = 41,0^\circ C \quad (53)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,e} - T_{c,s} = 120 - T_{c,s} = 120 - 41,0 = 79,0^\circ C$$

$$\Delta T_2 = T_{h,s} - T_{c,e} = 100 - T_{c,e} = 100 - 12 = 88^\circ C \quad (54)$$

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{88 - 79,0}{\ln(88 / 79,0)} = 83,4^\circ C \quad (55)$$

Para encontrar F:

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} = \frac{120 - 100}{41,0 - 12} = 0,69 \quad (56)$$

$$P = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} = \frac{41,0 - 12}{120 - 12} = 0,27$$

$$F = 0,99$$

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,CF} = 0,99 \cdot 83,4 = 82,6^\circ C \quad (57)$$

$$A_h = \frac{2392,3}{\Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} = 32,2 m^2 \quad (58)$$

Dessa forma, para a próxima iteração tem-se:

$$H_2 = \frac{A_h}{22,8} = 1,42 m \quad (59)$$

Repetindo-se todo o processo, chega-se em:

$$H_3 = 1,26 m$$

$$H_4 = 1,26 m$$

E a partir deste ponto a seqüência converge para o valor de 1,26 m, que equivale a uma área relativa ao fluido quente de 29 m².

Assim, com altura requerida máxima de 2,43 m e mínima de 1,26 m, jamais possíveis para o escopo deste trabalho, nota-se que não é viável a utilização de radiadores próprios para veículos de passeio com fluido de refrigeração do motor sendo a água.

Dessa forma, nos próximos itens serão analisadas algumas modificações a serem feitas no projeto e suas conseqüências.

4.6 Obtenção dos valores numéricos para um radiador de veículo de passeio com refrigeração por etileno glicol

Como normalmente o fluido de refrigeração utilizado é uma mistura de etileno glicol e água, será analisada nesta seção a influência do uso do etileno glicol. Para o cálculo da nova vazão mássica de fluido refrigerante:

- A troca de calor no radiador continua sendo de 202 kW (ou 11453 BTU/min),
- Para a pressão normalmente utilizada de 3,75 bar (0,375 MPa), o fluido entra no radiador a 120°C,
- Sai do radiador a 100°C,
- Para etileno glicol a $T_{m,h}=110^{\circ}\text{C}$ e $p=3,75\text{bar}$:

$$c_{p,h}=2,5 \text{ kJ/kgK};$$

$$v_h=0,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s};$$

$$k_h=0,6 \text{ W/mK};$$

$$\rho_h=1058 \text{ kg/m}^3;$$

$$Pr_h=22,4.$$

Então:

$$\dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot \Delta T_h = \dot{Q} \quad (60)$$

$$\dot{m}_h = 4,0 \text{ kg} / \text{s} \quad (61)$$

Mantendo-se o formato de radiador que troca mais calor, o tubo-aleta de tubos achatados intercalados de superfície 9.1 –0.737–S., como mostrado nas Figura 22, Figura 23, Figura 24 e Figura 25.

Mantêm-se também as dimensões longitudinais dos dois radiadores, um de cada lado, cada um com 15 cm de profundidade e 50 cm de largura.

Para este formato, a relação entre as áreas continua sendo:

$$\frac{A_h}{A_c} = \frac{2 \cdot (0,737 + 0,1) \cdot 0,11}{2 \cdot (0,55 \cdot 0,79 - 0,737 \cdot 0,1)} = 0,2552 \quad (62)$$

Para encontrar o coeficiente de convecção do lado do fluido quente:

$$V_h = \frac{\dot{m}_h}{\rho_h \cdot A_h^{transv}} = \frac{4,0}{1058 \cdot 0,0254} = 0,1496 \text{ m / s} \quad (63)$$

Onde

$$A_h^{transv} = n_{tubos} \cdot 0,737 \cdot 0,1 \cdot (0,0254)^2 = 0,0254 \text{ m}^2 \quad (64)$$

$$n_{tubos} = \frac{15 \cdot 2 \cdot 50}{0,79 \cdot 0,55 \cdot 2,54^2} = 535 \quad (65)$$

Assim:

$$Re = \frac{D_{hd} \cdot V_h}{\nu_h} = \frac{0,00207 \cdot 0,1496}{0,5 \cdot 10^{-6}} \quad (66)$$

$$Re = 620 \quad (67)$$

Como esse número de Reynolds encontra-se na região laminar, serão utilizados formadores de turbulência:

$$Nu_h = 0,023 \cdot Re_h^{4/5} \cdot Pr_h^{0,3} = 0,023 \cdot 620^{4/5} \cdot 22,4^{0,3} = 10,01 \quad (68)$$

$$h_h = \frac{k_h \cdot Nu_h}{D_{hd}} = \frac{0,6 \cdot 10,01}{0,00207} \quad (69)$$

$$h_h = 2901 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (70)$$

Encontrando-se agora o coeficiente de convecção do lado do fluido frio:

- A $T_{m,c} = 40^\circ\text{C}$:

$$\nu_c = 16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s};$$

$$c_{p,c} = 1,007 \text{ kJ} / \text{kgK}; \quad (71)$$

$$\rho_c = 1,1 \text{ kg} / \text{m}^3;$$

$$\text{Pr}_c = 0,7.$$

- Admitindo-se ainda $V_c = 45 \text{ km/h}$:

$$\text{Re} = \frac{D_{hd} \cdot V_c}{\nu_c} \quad (72)$$

$$\text{Re} = 1617 \quad (73)$$

Da Figura 25, tem-se que:

$$\frac{h_c}{G_c \cdot c_{p,c}} \cdot \text{Pr}^{2/3} = 0,007 \quad (74)$$

$$\text{Onde } G_c = V_c \cdot \rho_c = 13,75 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ s} \quad (75)$$

$$h_c = 123 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (76)$$

Para o cálculo do coeficiente global de troca de calor, será desprezada a resistência condutiva; o fator de incrustação do lado do ar é desprezível enquanto que do lado da água é de $R_{f,h}'' = 0,0002 \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W}$ e a eficiência das aletas é determinada por:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \rightarrow 0 \quad (77)$$

$$\frac{A_f}{A} = 0,813 \quad (78)$$

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) = 0,187 \quad (79)$$

Dessa forma:

$$\frac{1}{U_h} = \frac{1}{\eta_0 h_c} \cdot \frac{A_h}{A_c} + \frac{R''_{f,c}}{\eta_0} \cdot \frac{A_h}{A_c} + \frac{e_p}{k_p} + R''_{f,h} + \frac{1}{h_h} \quad (80)$$

$$U_h = 85,9 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (81)$$

De acordo com o esquema da Figura 24, para tal área longitudinal, a área relativa ao fluido quente é dada por:

$$A_h = P_{\text{tubos}} \cdot H \quad (82)$$

$$A_h = 535 \cdot 0,04252 \cdot H = 22,8 \cdot H \quad (83)$$

Sabe-se também que a área frontal é dada por:

$$A_{\text{frontal}} = 1,0 \cdot H \quad (84)$$

Portanto:

$$\dot{m}_c = A_{\text{frontal}} \cdot \rho_c \cdot V_c = 1,0 \cdot H \cdot 1,1 \cdot \frac{45}{3,6} \quad (85)$$

$$\dot{m}_c = 13,8 \cdot H \quad (86)$$

Para encontrar a temperatura de saída do ar, faz-se:

$$T_{c,s} = \frac{q}{\dot{m}_c c_{p,c}} + T_{c,e} = \frac{201,4}{13,8 \cdot H \cdot 1,007} + T_{c,e} \quad (87)$$

$$T_{c,s} = \frac{14,5}{H} + T_{c,e} \quad (88)$$

Calcula-se então a diferença média logarítmica de temperaturas pela fórmula:

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (89)$$

Onde:

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= T_{h,e} - T_{c,s} = 120 - T_{c,s} \\ \Delta T_2 &= T_{h,s} - T_{c,e} = 100 - T_{c,e}\end{aligned}\quad (90)$$

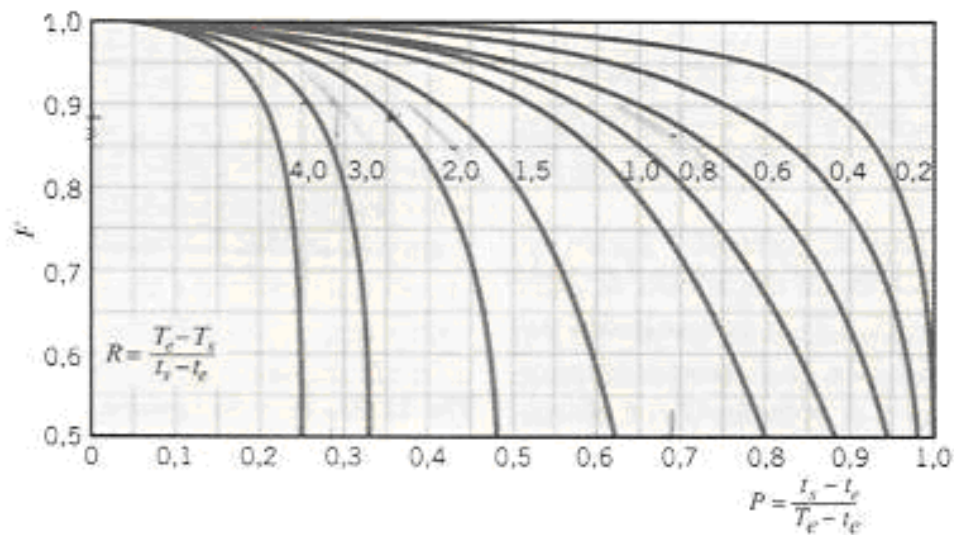


Figura 27: Gráfico de obtenção do fator de correção F

E encontra-se o fator de correção F pela Figura 27. Chega-se em:

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,CF} \quad (91)$$

Finalmente, a área necessária é calculada por:

$$A_h = \frac{q}{U_h \cdot \Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} = \frac{201400}{85,9 \cdot \Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} = \frac{2344,1}{\Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} \quad (92)$$

Sendo que:

$$H = \frac{A_h}{22,8} \quad (93)$$

Para a máxima área, tem-se a máxima temperatura ambiente possível – 45°C – e o mínimo fator de operação usualmente utilizado – $F_{OP}=0,7$.

Utilizando-se como estimativa inicial $H_1=0,5$ m:

$$T_{c,s} = \frac{14,5}{H} + T_{c,e} = 29,0 + 45 = 74,0^\circ C \quad (94)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h,e} - T_{c,s} = 120 - T_{c,s} = 120 - 74,0 = 46,0^\circ C \\ \Delta T_2 &= T_{h,s} - T_{c,e} = 100 - T_{c,e} = 100 - 45 = 55^\circ C \end{aligned} \quad (95)$$

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{55 - 46,0}{\ln(55 / 46,0)} = 50,4^\circ C \quad (96)$$

Para encontrar F:

$$\begin{aligned} R &= \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} = \frac{120 - 100}{74,0 - 45} = 0,69 \\ P &= \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} = \frac{74,0 - 45}{120 - 45} = 0,39 \end{aligned} \quad (97)$$

$$F=0,97$$

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,CF} = 0,97 \cdot 50,4 = 48,9^\circ C \quad (98)$$

$$A_h = \frac{2344,1}{\Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} = 68,6 m^2 \quad (99)$$

Dessa forma, para a próxima iteração tem-se:

$$H_2 = \frac{A_h}{22,8} = 3,02 m \quad (100)$$

Repetindo-se todo o processo, chega-se em:

$$H_3=2,40m$$

$$H_4=2,39m$$

$$H_5=2,39m$$

E a partir deste ponto a seqüência converge para o valor de 2,39 m, que equivale a uma área relativa ao fluido quente de 54 m².

O processo iterativo será realizado agora para encontrar a menor área necessária. Neste caso, tem-se a mínima temperatura ambiente possível – 12°C – e o máximo fator de operação usualmente utilizado – $F_{OP}=0,9$.

Utilizando-se como estimativa inicial $H_1=0,5$ m:

$$T_{c,s} = \frac{14,5}{H} + T_{c,e} = 29,0 + 12 = 41,0^\circ C \quad (101)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h,e} - T_{c,s} = 120 - T_{c,s} = 120 - 41,0 = 79,0^\circ C \\ \Delta T_2 &= T_{h,s} - T_{c,e} = 100 - T_{c,e} = 100 - 12 = 88^\circ C \end{aligned} \quad (102)$$

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{88 - 79,0}{\ln(88 / 79,0)} = 83,4^\circ C \quad (103)$$

Para encontrar F:

$$\begin{aligned} R &= \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} = \frac{120 - 100}{41,0 - 12} = 0,69 \\ P &= \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} = \frac{41,0 - 12}{120 - 12} = 0,27 \end{aligned} \quad (104)$$

$F=0,99$

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,CF} = 0,99 \cdot 83,4 = 82,6^\circ C \quad (105)$$

$$A_h = \frac{2344,1}{\Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} = 31,6 m^2 \quad (106)$$

Dessa forma, para a próxima iteração tem-se:

$$H_2 = \frac{A_h}{22,8} = 1,39 m \quad (107)$$

Repetindo-se todo o processo, chega-se em:

$H_3=1,24$ m

$H_4=1,24$ m

E a partir deste ponto a seqüência converge para o valor de 1,24 m, que equivale a uma área relativa ao fluido quente de 28 m².

Assim, com altura requerida máxima de 2,39 m e mínima de 1,24 m, nota-se que houve uma pequena melhora na redução das dimensões com a mudança de fluido, mas ainda são dimensões inviáveis. Dessa forma, segue-se à nova modificação.

4.7 Obtenção dos valores numéricos para um radiador de veículo de competição – menor espaçamento entre aletas e menores dimensões

Para um radiador próprio para veículos de competição, o espaçamento entre as aletas é menor do que para veículos de passeio. Além disso, as dimensões de largura e profundidade são menores. Levando isso em consideração, os novos cálculos estão a seguir.

- A troca de calor no radiador continua sendo de 202 kW (ou 11453 BTU/min),
- Para a pressão normalmente utilizada de 3,75 bar (0,375 MPa), o etileno glicol entra no radiador a 120°C,
- Sai do radiador a 100°C,
- Para etileno glicol a $T_{m,h}=110^{\circ}\text{C}$ e $p=3,75\text{bar}$:

$$c_{p,h}=2,5 \text{ kJ/kgK};$$

$$v_h=0,5*10^{-6} \text{ m}^2/\text{s};$$

$$k_h=0,6\text{W/mK};$$

$$\rho_h = 1058 \text{ kg/m}^3;$$

$$\text{Pr}_h = 22,4.$$

Então:

$$\dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot \Delta T_h = \dot{Q} \quad (108)$$

$$\dot{m}_h = 4,0 \text{ kg} / \text{s} \quad (109)$$

Mantém-se o formato de radiador que troca mais calor, o tubo-aleta de tubos achatados intercalados de superfície 9.1 –0.737–S., como mostrado nas Figura 23 e Figura 24

O formato dos tubos será este, entretanto, não será utilizado o espaçamento da Figura 24 entre aletas, que é característico de veículos de passeio. Para os veículos do escopo deste trabalho, o espaçamento será de 0,02", equivalente a um número de aletas por polegada de 50 FPI, normalmente utilizado em competições.

A área longitudinal também será modificada para a usualmente utilizada em competições, constituída de dois radiadores, um de cada lado, cada um com 14 cm de profundidade e 36 cm de largura.

Para este formato, a relação entre as áreas é de:

$$\frac{A_h}{A_c} = \frac{2 \cdot (0,737 + 0,1) \cdot 0,02}{2 \cdot (0,55 \cdot 0,79 - 0,737 \cdot 0,1)} = 0,0464 \quad (110)$$

Para encontrar o coeficiente de convecção do lado do fluido quente, deve ser utilizado o escoamento interno em tubos.

$$V_h = \frac{\dot{m}_h}{\rho_h \cdot A_h^{transv}} = \frac{4,0}{1058 \cdot 0,0171} = 0,2227 \text{ m} / \text{s} \quad (111)$$

Onde

$$A_h^{transv} = n_{tubos} * 0,737 * 0,1 * (0,0254)^2 = 0,0171 \text{ m}^2 \quad (112)$$

$$n_{\text{tubos}} = \frac{14 \cdot 2 \cdot 86}{0,79 \cdot 0,55 \cdot 2,54^2} = 360 \quad (113)$$

Assim:

$$\text{Re} = \frac{D_{hd} \cdot V_h}{\nu_h} = \frac{0,00207 \cdot 0,2227}{0,5 \cdot 10^{-6}} \quad (114)$$

$$\text{Re} = 922 \quad (115)$$

Assim, como esse número de Reynolds encontra-se na região laminar, serão utilizados formadores de turbulência no interior dos tubos:

$$\text{Nu}_h = 0,023 \cdot \text{Re}_h^{4/5} \cdot \text{Pr}_h^{0,3} = 0,023 \cdot 922^{4/5} \cdot 22,4^{0,3} = 13,76 \quad (116)$$

$$h_h = \frac{k_h \cdot \text{Nu}_h}{D_{hd}} = \frac{0,6 \cdot 13,76}{0,00207} \quad (117)$$

$$h_h = 3988 \text{ W} / \text{ m}^2 \text{ K} \quad (118)$$

Encontrando-se agora o coeficiente de convecção do lado do fluido frio:

- A $T_{m,c} = 40^\circ\text{C}$:

$$\nu_c = 16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{ s};$$

$$c_{p,c} = 1,007 \text{ kJ} / \text{ kgK}; \quad (119)$$

$$\rho_c = 1,1 \text{ kg} / \text{ m}^3;$$

$$\text{Pr}_c = 0,705;$$

$$k_c = 28 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}.$$

- A velocidade do ar é dada por 15% da velocidade do carro. Nos casos considerados neste trabalho pode-se admitir $V_c = 45 \text{ km/h}$.

Para o cálculo de h_c será utilizado o modelo de escoamento interno em tubos não-circulares, considerando-se como o tubo o espaço entre as placas (aletas). Assim, o diâmetro hidráulico das aletas é:

$$D_{hd}^{aletas} = \frac{4 * A_c}{P} = \frac{4 * 36 * 0,02 * 2,54}{2 * (36 + 0,02 * 2,54)} = 0,1015cm = 0,001015m$$

Dessa forma:

$$Re = \frac{D_{hd}^{aletas} \cdot V_c}{\nu_c} \quad (120)$$

$$Re = 793 \quad (121)$$

Este número de Reynolds encontra-se na região laminar. Será aproximado por um escoamento em um tubo não-circular de dimensões como na Figura 28:

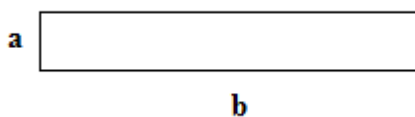


Figura 28: Espaço entre aletas aproximado por um tubo não-circular

Tem-se no caso em questão:

$$\frac{b}{a} = \frac{50}{0,02 \cdot 2,54} = 709 \text{ que é um valor elevado.}$$

Assim, para escoamento laminar em tubos não-circulares com b/a tendendo a infinito, tem-se:

$$Nu_c = 8,23 \quad (122)$$

$$h_{c\text{placas}} = \frac{k_c \cdot Nu_c}{D_{hd}^{aletas}} = \frac{28 \cdot 10^{-3} \cdot 8,23}{0,001015} \quad (123)$$

$$h_{c\text{placas}} = 227W / m^2 K \quad (124)$$

Este coeficiente seria o valor médio do coeficiente do fluido frio se as aletas do radiador fossem placas simples. Entretanto, para aumentar a troca de calor, estas aletas serão feitas em formato de veneziana. Dessa forma, o coeficiente médio será aumentado de acordo com o mostrado na Figura 29:

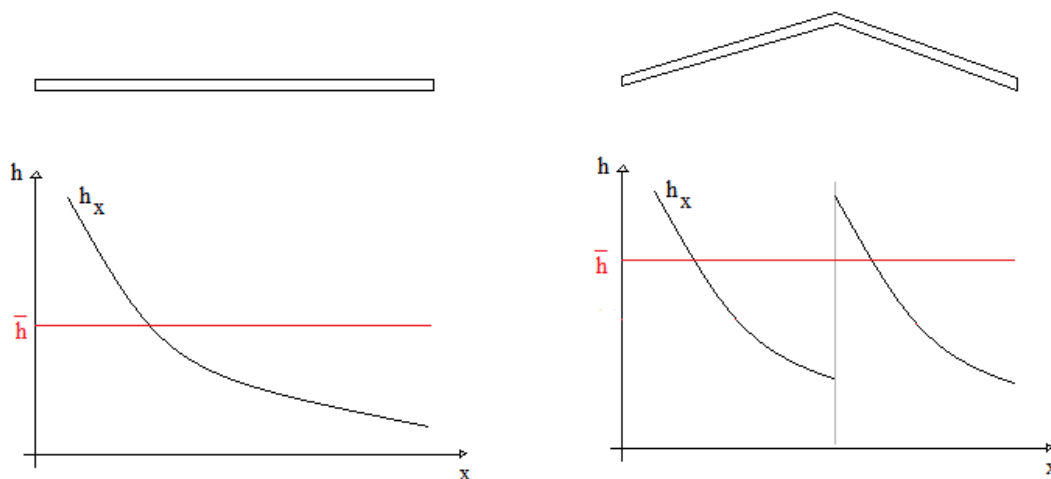


Figura 29: Aumento do coeficiente de convecção pelo método das venezianas

Assim, para um número de dobras elevado, tem-se:

$$h_c = h_{c_{venezianas}} \rightarrow 2 \cdot h_{c_{placas}} = 2 \cdot 227 = 454 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Para o cálculo do coeficiente global de troca de calor, será desprezada a resistência condutiva; o fator de incrustação do lado do ar é desprezível enquanto que do lado da água é de $R_{f,h}'' = 0,0002 \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W}$ e a eficiência das aletas é determinada por:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \rightarrow 0 \quad (125)$$

$$\frac{A_f}{A} = 0,813 \quad (126)$$

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) = 0,187 \quad (127)$$

Dessa forma:

$$\frac{1}{U_h} = \frac{1}{\eta_0 h_c} \cdot \frac{A_h}{A_c} + \frac{R''_{f,c}}{\eta_0} \cdot \frac{A_h}{A_c} + \frac{e_p}{k_p} + R''_{f,h} + \frac{1}{h_h} \quad (128)$$

$$U_h = 1003,1 W / m^2 K \quad (129)$$

De acordo com o esquema da Figura 24, a área relativa ao fluido quente é dada por:

$$A_h = P_{tubos} \cdot H \quad (130)$$

Onde P_{tubos} é o perímetro dos tubos, e no caso da área utilizada são 360 tubos.

Assim:

$$A_h = 360 \cdot 0,04252 \cdot H = 15,3 \cdot H \quad (131)$$

Sabe-se também que a área frontal é dada por:

$$A_{frontal} = 0,72 \cdot H \quad (132)$$

Portanto:

$$\dot{m}_c = A_{frontal} \cdot \rho_c \cdot V_c = 0,72 \cdot H \cdot 1,1 \cdot \frac{45}{3,6} \quad (133)$$

$$\dot{m}_c = 9,9 \cdot H \quad (134)$$

Para encontrar a temperatura de saída do ar, faz-se:

$$T_{c,s} = \frac{q}{\dot{m}_c c_{p,c}} + T_{c,e} = \frac{201,4}{9,9 \cdot H \cdot 1,007} + T_{c,e} \quad (135)$$

$$T_{c,s} = \frac{20,2}{H} + T_{c,e} \quad (136)$$

Calcula-se então a diferença média logarítmica de temperaturas pela fórmula:

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (137)$$

Onde:

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h,e} - T_{c,s} = 120 - T_{c,s} \\ \Delta T_2 &= T_{h,s} - T_{c,e} = 100 - T_{c,e} \end{aligned} \quad (138)$$

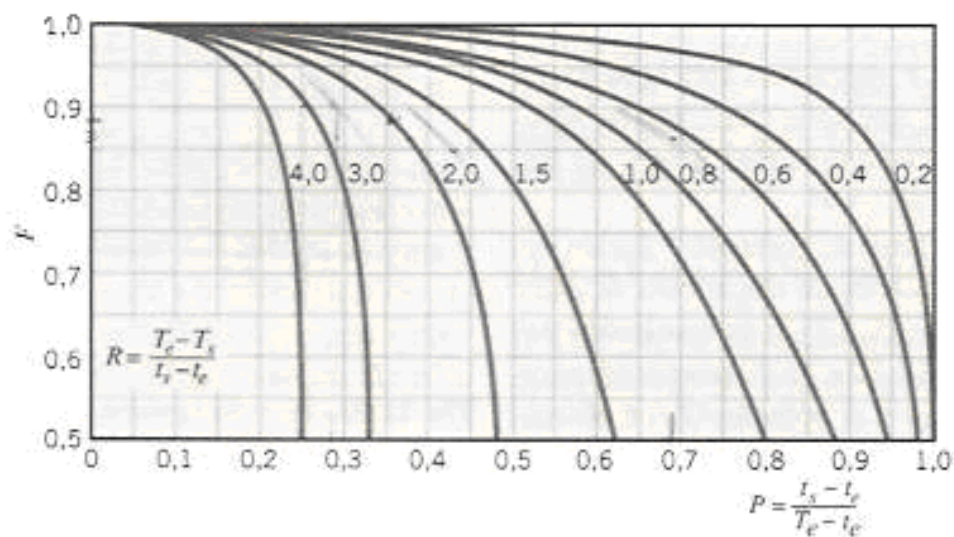


Figura 30: Gráfico de obtenção do fator de correção F

E encontra-se o fator de correção F pela Figura 30. Chega-se em:

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,CF} \quad (139)$$

Finalmente, a área necessária é calculada por:

$$A_h = \frac{q}{U_h \cdot \Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} = \frac{201400}{1003,1 \cdot \Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} = \frac{200,8}{\Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} \quad (140)$$

Sendo que:

$$H = \frac{A_h}{15,3} \quad (141)$$

Realizando-se o processo iterativo para encontrar a máxima área. Para este caso, tem-se a máxima temperatura ambiente possível – 45°C – e o mínimo fator de operação usualmente utilizado – $F_{OP}=0,7$.

Utilizando-se como estimativa inicial $H_1=0,5$ m:

$$T_{c,s} = \frac{20,2}{H} + T_{c,e} = 85,4^\circ C \quad (142)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h,e} - T_{c,s} = 120 - T_{c,s} = 120 - 85,4 = 34,6^\circ C \\ \Delta T_2 &= T_{h,s} - T_{c,e} = 100 - T_{c,e} = 100 - 45 = 55^\circ C \end{aligned} \quad (143)$$

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{55 - 34,6}{\ln(55 / 34,6)} = 44,0^\circ C \quad (144)$$

Para encontrar F:

$$\begin{aligned} R &= \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} = \frac{120 - 100}{85,4 - 45} = 0,50 \\ P &= \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} = \frac{85,4 - 45}{120 - 45} = 0,54 \end{aligned} \quad (145)$$

$$F=0,97$$

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,CF} = 0,97 \cdot 44,0 = 42,7^\circ C \quad (146)$$

$$A_h = \frac{200,8}{\Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} = 6,72 m^2 \quad (147)$$

Dessa forma, para a próxima iteração tem-se:

$$H_2 = \frac{A_h}{15,3} = 0,44 m \quad (148)$$

Repetindo-se todo o processo, chega-se em

$$H_3=0,47 m$$

$$H_4=0,46\text{m}$$

$$H_5=0,46\text{m}$$

E a partir deste ponto a seqüência converge para o valor de 46 cm, que equivale a uma área relativa ao fluido quente de $7,1 \text{ m}^2$.

O processo iterativo será realizado agora para encontrar a menor área necessária. Neste caso, tem-se a mínima temperatura ambiente possível – 12°C – e o máximo fator de operação usualmente utilizado – $F_{OP}=0,9$.

Utilizando-se como estimativa inicial $H_1=0,3 \text{ m}$:

$$T_{c,s} = \frac{20,2}{H} + T_{c,e} = 79,3^\circ\text{C} \quad (149)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h,e} - T_{c,s} = 120 - T_{c,s} = 120 - 79,3 = 40,7^\circ\text{C} \\ \Delta T_2 &= T_{h,s} - T_{c,e} = 100 - T_{c,e} = 100 - 12 = 88^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (150)$$

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{88 - 40,7}{\ln(88 / 40,7)} = 61,3^\circ\text{C} \quad (151)$$

Para encontrar F:

$$\begin{aligned} R &= \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} = \frac{120 - 100}{79,3 - 12} = 0,30 \\ P &= \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} = \frac{79,3 - 12}{120 - 12} = 0,62 \end{aligned} \quad (152)$$

$$F=0,99$$

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,CF} = 0,99 \cdot 61,3 = 60,7^\circ\text{C} \quad (153)$$

$$A_h = \frac{200,8}{\Delta T_{lm} \cdot F_{OP}} = 3,68\text{m}^2 \quad (154)$$

Dessa forma, para a próxima iteração tem-se:

$$H_2 = \frac{A_h}{15,3} = 0,25m \quad (155)$$

Repetindo-se todo o processo, chega-se em:

$$H_3=0,28m$$

$$H_4=0,26m$$

$$H_5=0,27m$$

$$H_6=0,27m$$

E a partir deste ponto a seqüência converge para o valor de 27 cm, que equivale a uma área relativa ao fluido quente de 4,0 m².

Assim, com altura requerida máxima de 46 cm e mínima de 27 cm, o ideal seria fazer o módulo fixo de 30 cm de altura e os módulos 5 cm cada, atingindo o total máximo de 50 cm.

E mais uma adaptação pode ser feita para maximizar a troca e reduzir o tamanho. Essa adaptação é inclinar o radiador a 68° da horizontal, fazendo com que a máxima altura projetada do radiador seja de 46 cm e não mais 50 cm.

4.8 Esquema dos módulos

De acordo com os cálculos feitos, os módulos teriam o formato dado pela Figura 31, com a disposição dos tubos dada pela Figura 32.

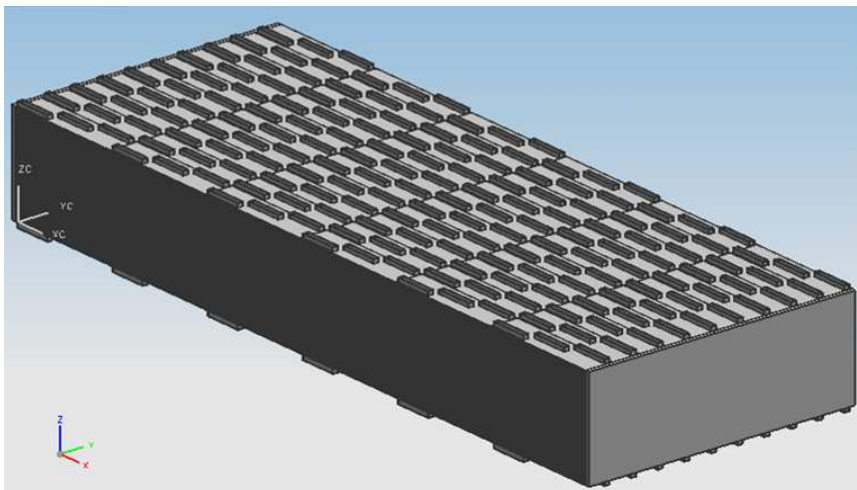


Figura 31: Esquema dos módulos

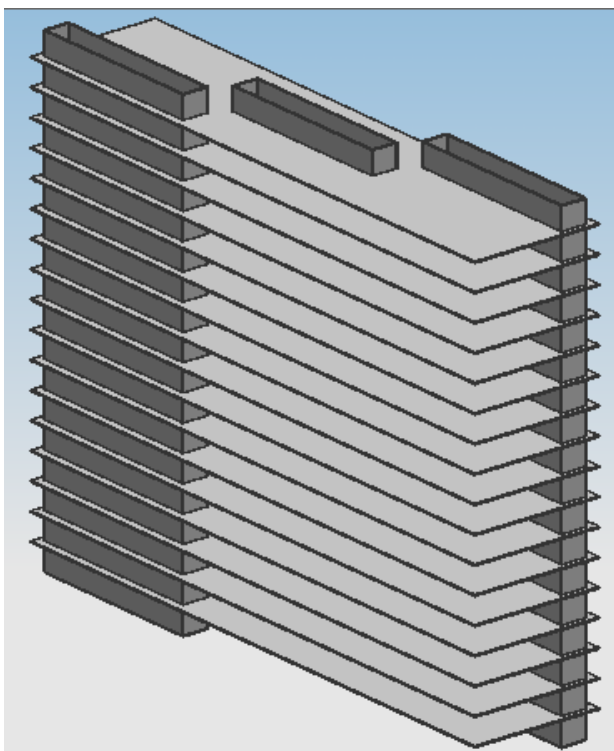


Figura 32: Esquema de disposição dos tubos

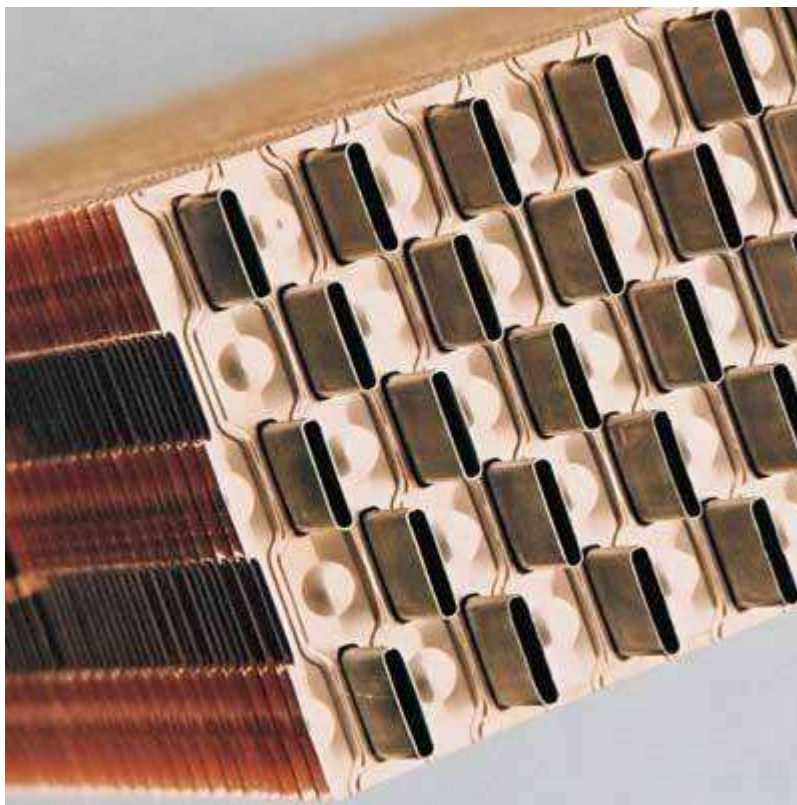


Figura 33: Radiador na configuração tubo-aleta, feito de cobre

4.9 Cálculo do número de dobras

É necessário calcular o número de dobras necessário para $h_c = h_{\text{venezianas}} \rightarrow 2 \cdot h_{\text{placas}}$, para um modelo como o mostrado na Figura 34.

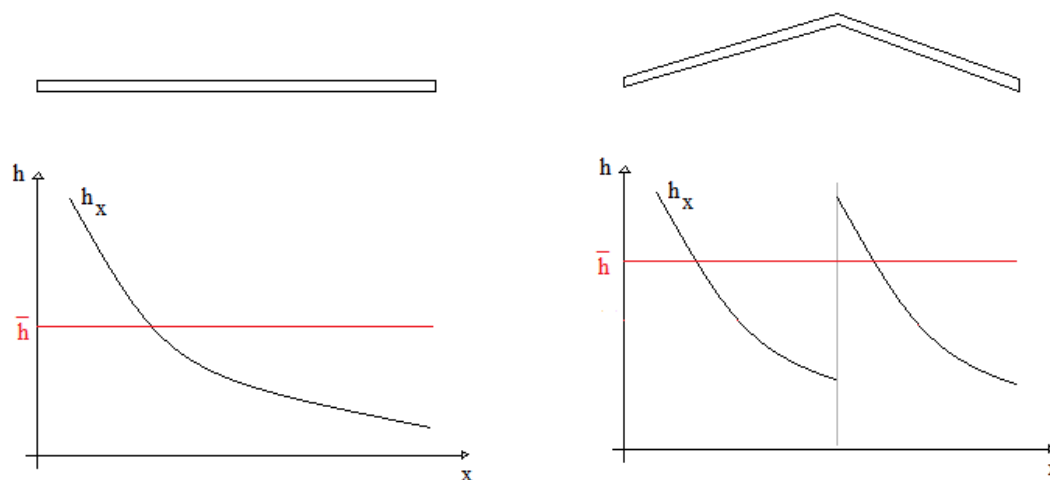


Figura 34 : Aumento do coeficiente de convecção pelo método das venezianas

O modelo utilizado para o cálculo de h_{placas} foi o de escoamento interno em tubos retangulares com relação entre base e altura tendendo a infinito. Assim, este modelo é o de escoamento entre duas placas, e para encontrar a relação entre o coeficiente de convecção local h_x e a posição x pode ser utilizada a relação para o escoamento sobre placas.

Para o escoamento sobre placas, tem-se a seguinte relação:

$$h_x \propto \frac{1}{\sqrt{x}} \rightarrow h_x = C \cdot \frac{1}{\sqrt{x}}$$

Onde C depende de diversas propriedades, mas não depende da posição x .

E o coeficiente de convecção médio deve ser calculado da seguinte forma:

$$\bar{h}_x = \frac{1}{x_f} \int_0^{x_f} h_x dx = 2 \cdot C \cdot \frac{1}{\sqrt{x_f}} = 2 \cdot h_{x_f}$$

Assim, sabendo-se que $h_{c \text{ placas}} = \bar{h}_{x_f}$, tem-se para cada número de dobras:

$$\text{Uma dobra} \rightarrow h_{\frac{x_f}{2}} = C \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{x_f}{2}}} = \sqrt{2} \cdot h_{x_f} \rightarrow \bar{h}_{\frac{x_f}{2}} = 2 \cdot h_{\frac{x_f}{2}} = 2 \cdot \sqrt{2} \cdot h_{x_f} = \sqrt{2} \cdot \bar{h}_{x_f}$$

$$\text{Duas dobras} \rightarrow h_{\frac{x_f}{3}} = C \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{x_f}{3}}} = \sqrt{3} \cdot h_{x_f} \rightarrow \bar{h}_{\frac{x_f}{3}} = 2 \cdot h_{\frac{x_f}{3}} = 2 \cdot \sqrt{3} \cdot h_{x_f} = \sqrt{3} \cdot \bar{h}_{x_f}$$

Três dobras:

$$\rightarrow h_{\frac{x_f}{4}} = C \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{x_f}{4}}} = \sqrt{4} \cdot h_{x_f} \rightarrow \bar{h}_{\frac{x_f}{4}} = 2 \cdot h_{\frac{x_f}{4}} = 2 \cdot \sqrt{4} \cdot h_{x_f} = \sqrt{4} \cdot \bar{h}_{x_f} = 2 \cdot \bar{h}_{x_f}$$

$$\rightarrow h_{\frac{x_f}{4}} = C \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{x_f}{4}}} = \sqrt{4} \cdot h_{x_f} \rightarrow \bar{h}_{\frac{x_f}{4}} = 2 \cdot h_{\frac{x_f}{4}} = 2 \cdot \sqrt{4} \cdot h_{x_f} = \sqrt{4} \cdot \bar{h}_{x_f} = 2 \cdot \bar{h}_{x_f}$$

Portanto, para $h_c = h_{c \text{ venezianas}} = 2 \cdot h_{c \text{ placas}}$, são necessárias três dobras nas aletas, que ficarão com formato de veneziana conforme mostrado na Figura 35.

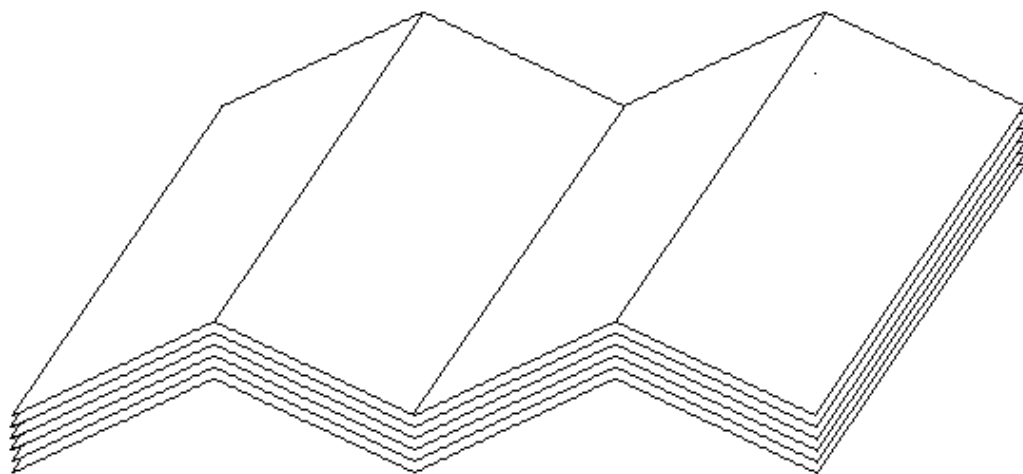


Figura 35 : Formato das aletas em veneziana

5 FABRICAÇÃO MECÂNICA

A fabricação de radiadores é a questão mais complexa nesse trabalho. Só é possível determinar a fabricação do aparelho após o completo cálculo térmico do mesmo. Será através desse cálculo que será determinado o tamanho necessário e o número de tubos que compõe o radiador, bem como sua forma.

O mais complexo no caso dos radiadores modulares, propostos no trabalho, será sem dúvida alguma a vedação entre os módulos. Normalmente, em radiadores automotivos comuns, como já mencionando anteriormente utiliza-se o trocador de calor de correntes cruzadas, onde o escoamento do líquido de arrefecimento ocorre simplesmente na vertical, em um único passe e o fluido responsável pelo resfriamento do radiador, no caso o ar, escoo horizontalmente.

Sabendo disso a solução modular seria na forma de “camadas”, com o núcleo do sistema dimensionado para a corrida com menor exigência térmica e os módulos, em sua configuração de máxima capacidade térmica, ou seja, com todos os módulos acoplados ao sistema, sendo capaz de suprir arrefecimento do propulsor no circuito de maior exigência.

Apesar de serem utilizados radiadores considerados de alto desempenho na F1, sua fabricação pouco difere de um radiador comum, sendo as principais variações decorrentes do material e das tolerâncias aceitas, entretanto o processo segue a mesma linha de uma fabricação comum, sendo inclusive os fornecedores os mesmos, como por exemplo, a Denso, que fornece o equipamento para a equipe Toyota.

Por questões principalmente de peso, utilizam-se radiadores feitos de ligas especiais de alumínio, que se caracterizam pelo baixo peso e elevada condutibilidade térmica. Tal qual em um radiador utilizado em carros de passeio, pretende-se fazer a vedação do sistema e distribuição do líquido de arrefecimento, tanto na parte superior quanto inferior (neste caso recolhimento e não distribuição) através de peças plásticas, reforçadas, provavelmente com fibra de vidro.

Tal material não gera nenhum tipo de problema, seja térmico ou mecânico, pois apesar de o propulsor operar em temperaturas altíssimas, chegando próximas a 1000 °C, os fluidos que passam pelo sistema de refrigeração estão em temperaturas muito menores, e atingem no máximo 150°C, temperatura considerada amena para trabalho em plásticos reforçados. Quanto à preocupação do ponto de vista mecânico diz respeito à pressão de circulação dos fluidos, entretanto as pressões podem ser consideradas baixas, pois em hipótese alguma o sistema ultrapassa os 4 bar. O principal problema nesse caso diz respeito à vedação, tanto das partes superiores e inferiores quanto entre os módulos.

Atualmente já são utilizados adesivos que fazem esse papel, selando as peças plásticas que estão acopladas ao núcleo do radiador em veículos de passeio. A princípio adesivos semelhantes seriam utilizados para acoplar as partes e, provavelmente, solventes específicos seriam utilizados para descolar os componentes permitindo reutilizá-los em outros finais de semana.

5.1 O material

Um dos principais fatores, se não o principal, quando deseja-se aumentar o desempenho de um radiador diz respeito ao material que será aplicado na produção.

Usualmente utiliza-se alumínio na maior parte dos radiadores vendidos comercialmente, por se tratar de um componente leve e que possui boa condutividade térmica. Além disso seu manuseio é fácil pois a dureza do material não é elevada, permitindo que se trabalhe de forma mais rápida e barata com esse material. Mas muito se tem falado sobre trocadores de calor feitos com ligas de cobre.

Se analisarmos o desempenho dos dois metais, cobre e alumínio, percebemos que o cobre, do ponto de vista térmico leva vantagem. Para um núcleo com o mesmo peso (2,5 kg no caso analisado) enquanto o núcleo de alumínio transfere cerca de 336 kWh o de cobre atinge 426 kWh. Como mencionado do ponto de vista térmico a vantagem é do cobre.

Entretanto trabalhar com cobre é uma tarefa difícil. Somente a pouco tempo é que foi possível soldar peças de cobre sem comprometer o material e sua

durabilidade, o que tornou a aplicação do alumínio mais usual, devido ao seu fácil manuseio.

Alem disso, em termos de fabricação, o alumínio se mostra uma melhor opção em termos econômicos.

Tabela 2: Energia consumida por tipo de material

Liga de Magnésio	0,25
Liga de Alumínio	0,40
Latão	0,50
Aço	0,70
Cobre	0,80
Ferro Fundido	1,40

Energia consumida por peça, HP/in³/min

Como vemos na Tabela 2: Energia consumida por tipo de material, a produção de peças de cobre é duas vezes mais cara que a produção de peças em alumínio. Porém, como o objetivo deste trabalho é maximizar a eficiência térmica, fatores como o custo não precisam ser decisivos.

5.2 Os Módulos

Após o cálculo da área de troca e, portanto, desenho dos módulos, foi necessário adicionar de cada um dos lados uma fina placa do mesmo material para que seja possível a montagem do mecanismo de acoplamento.

Tal placa servirá como suporte para a soldagem dos acoplamentos. A montagem da placa pode ser vista em detalhes na Figura 36.

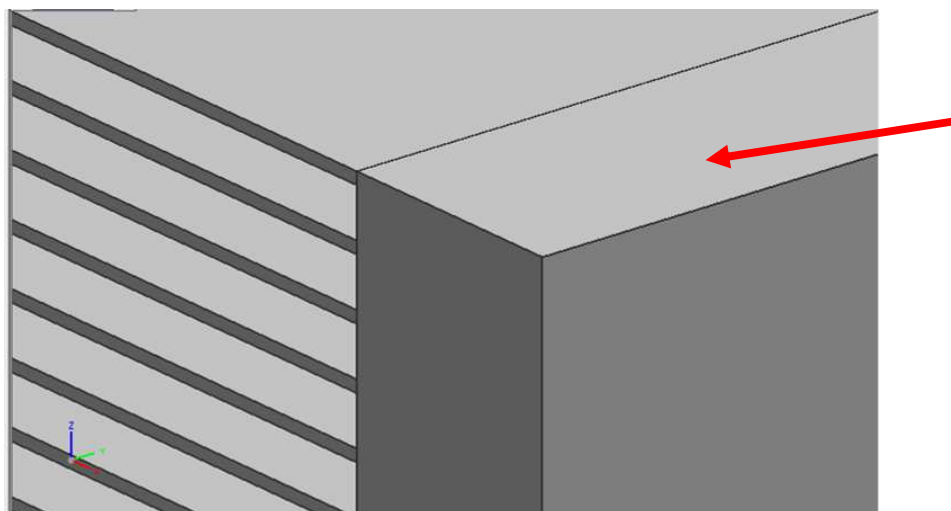


Figura 36: Detalhe da placa colocada para facilitar o acoplamento

A placa apresenta espessura de 1,5 mm e não afeta o desempenho do trocador de calor pois para os cálculos foi considerado que o escoamento se dá somente no sentido trasversal, não havendo fluxo de ar no sentido longitudinal do trocador.

Outra consideração feita foi o incremento de 2mm na parte superior e de 3mm na parte inferior dos dutos que compõe os módulos, como destaca a Figura 37.



Figura 37: Incremento para encaixe na vedação

Tais incrementos, que representam a distância entra as placas e a extremidade dos tubos são necessários para que seja possível inserir a peça que faz a vedação entre cada um dos módulos, bem como as peças responsáveis pela distribuição e coleta do fluido refrigerante nas partes de cima e de baixo do conjunto do radiador.

5.3 Sistema de acoplamento

Para que seja viável a aplicação do sistema modular é imprescindível que a montagem e desmontagem sejam fáceis e eficientes, além de garantir a vedação do conjunto.

Para tornar os módulos reutilizáveis e de fácil alteração foi considerado o sistema de fechos industriais. Tal sistema é intercambiável, permitindo que se acople quantos módulos forem necessários. Além disso, naturalmente é feita pressão sobre as peças que compõe o sistema, o que mais uma vez torna o processo de vedação mais seguro.

A Figura 38 mostra o sistema de fecho como um todo enquanto a Figura 39 mostra uma vista lateral do sistema, porém com visualização de todas as peças.

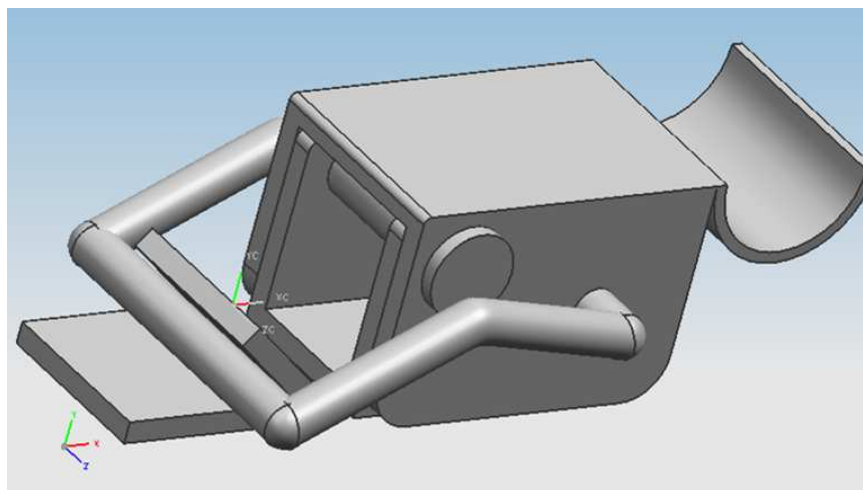


Figura 38: Sistema de fecho

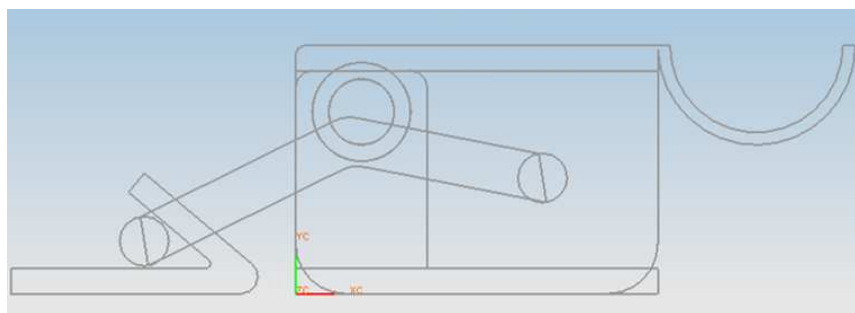


Figura 39: Vista lateral do fecho

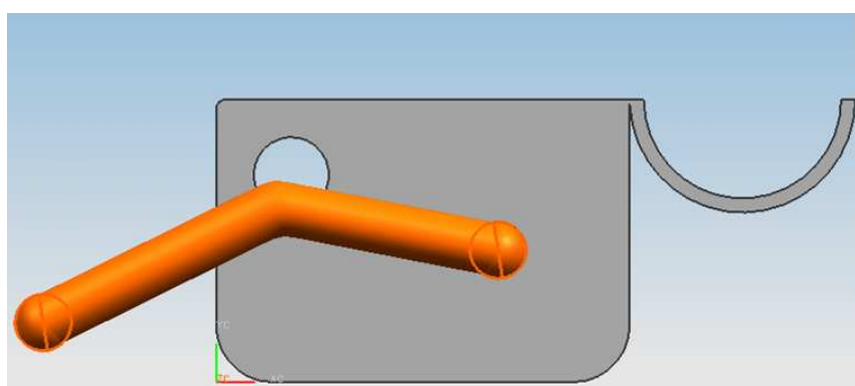


Figura 40: Destaque da haste de acoplamento

Já a Figura 40 destaca a haste que prende o corpo do fecho ao grampo, posicionado na outra peça. A haste foi curvada de forma que a pressão entre os módulos aumente, mas que ao mesmo tempo seja possível deformar elasticamente a haste antes que a deformação ocorra nos módulos.

5.4 Montagem do sistema

A montagem do sistema é bastante simples e esta mostrada na Figura 41. Nesta figura podemos ver dois módulos acoplados e entre eles a peça responsável pela vedação. Para garantir que não haja torção das peças e assegurar o bom funcionamento de todo o sistema são adicionados 4 fechos em cada módulo, 2 de cada lado.

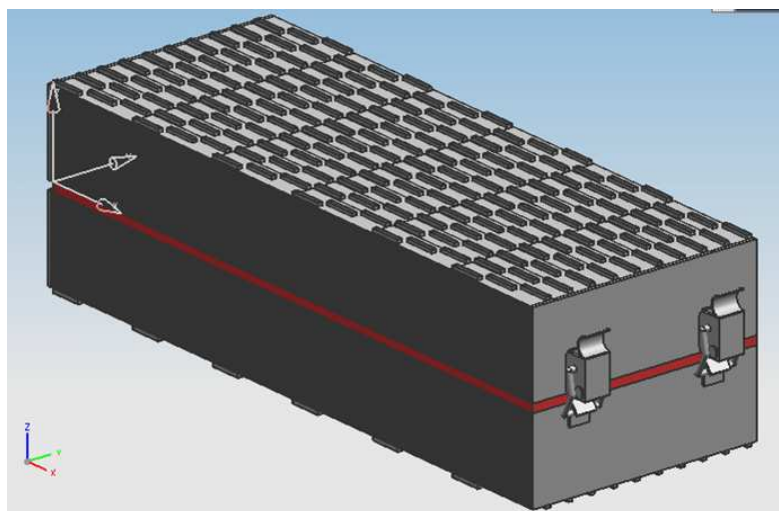


Figura 41: Montagem de 2 módulos

Em destaque na figura a peça em vermelho, feita de fibra de vidro, que com 5mm de espessura será a responsável por vedar os módulos entre si.

A peça é, como já mencionado, similar as utilizadas para distribuir e recolher o fluido refrigerante e seu formato é usual no mercado automobilístico, sendo análoga as juntas utilizadas em cabeçotes por exemplo.

5.5 As dimensões dos módulos

As dimensões dos módulos com vedações são mostradas em diversas vistas na Figura 42, na Figura 43 e na Figura 44.



Figura 42: Vista frontal do módulo

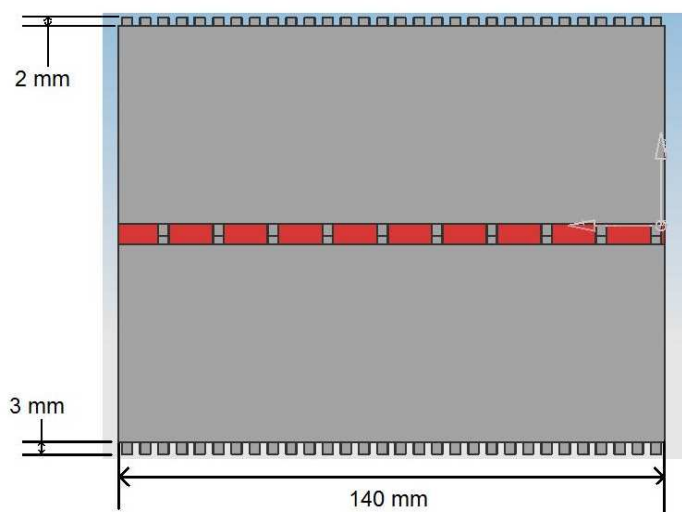


Figura 43: Vista lateral do módulo

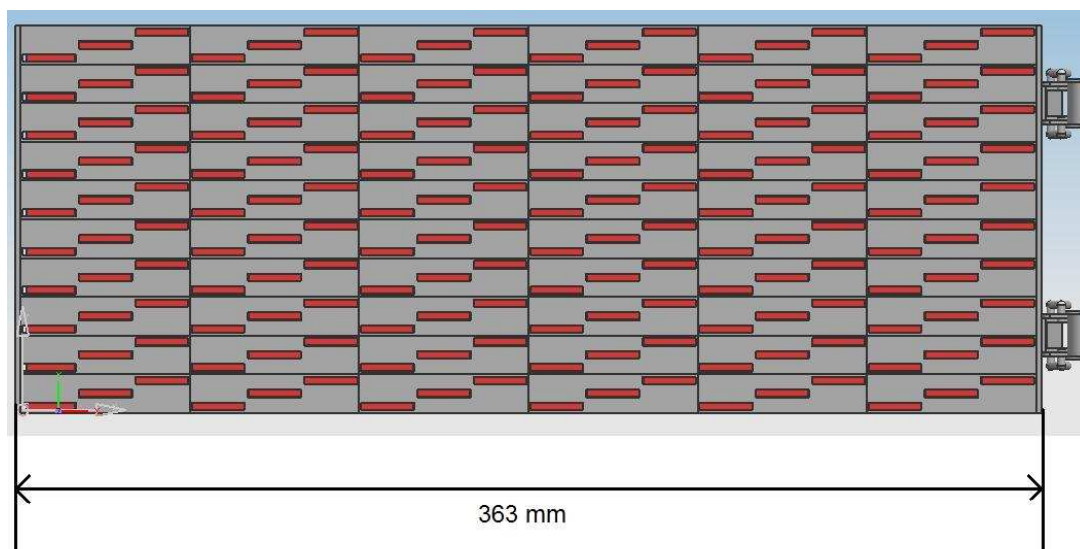


Figura 44: Vista superior do módulo

5.6 Problemas de fabricação

A tubulação deve ser tão fina quanto possível para facilitar a transferência de calor. No entanto, se for demasiadamente fina pode deformar sob pressão. A boa espessura de tubulação é próxima de sete milionésimos de polegada de acordo com a bibliografia.

O melhor número de aletas de um carro de passeio gira em torno de 12/14 FPI (*fins per inch*, aletas por polegada). As aletas devem ser dimensionadas para a máximo transferência de calor. Existem aproximadamente 23.000 aletas em um radiador comum de carros de passeio. Radiadores utilizando 12/14 FPI geram máximo resfriamento, permitindo simultaneamente que alguma sujeira passe através pelo radiador, evitando assim seu bloqueio pela sujeira. Um radiador de F1 deve ter entre 35 e 50 FPI, mas se você colocar esse radiador em um carro de passeio você iria durar poucas horas, depois seu radiador estaria completamente entupido.

6 VIABILIDADE ECONÔMICA

A viabilidade econômica não deve ser encarada como fator decisivo do projeto. Em se tratando de um veículo de competição, principalmente uma competição que ocorre no mais alto nível, como a Fórmula 1, os custos envolvidos são relevados em prol do desempenho e competitividade. Entretanto para efeitos comparativos, levantaremos os preços caso se decidisse produzir o modelo sugerido.

6.1 Custo de um radiador para carro de passeio

Os custos de um radiador para carro de passeio variam muito dependendo da montadora e do modelo de veículo. De acordo com pesquisa realizada no mês de outubro com revendedores de autopeças da zona sul da cidade de São Paulo os preços variam de R\$ 100,00 para um carro popular a até R\$ 2.000,00 para modelos esportivos importados como o Chevrolet Corvette.

6.2 Custo de um radiador para carro de competição

Para um veículo de competição o levantamento dos custos de produção se torna muito difícil principalmente por se tratar de um produto personalizado e que portando envolve muitas vezes processos especiais e requer um tempo de trabalho muito grande. Além disso deve-se considerar os custos indiretos de produção tal qual depreciação de equipamentos, aluguel e manutenção. Outro centro de custos importante diz respeito aos custos administrativos vinculados a produção.

Para começar, será tomado o trabalho realizado por Valdecir de Oliveira Pereira [33], e tem-se a Tabela 3 para os centros de custos produtivos:

Tabela 3: Custo por hora dos centros de custos produtivos

	30 - Projeto	31 - Tornos	32 - Fresas	33 - Centro de Usinagem	34 - Erosão Penetraç	35 - Erosão a Fio	36 - Retifica Plaina	37 - Retifica Cilindrica	38 - Serra	39 - Bancada
1 - Energia Elétrica	300,00	120,00	150,00	400,00	350,00	320,00	80,00	65,00	30,00	50,00
2 - Manutenção	63,00	20,00	40,00	350,00	200,00	180,00	30,00	25,00	12,30	
3 - Insumos		50,00	80,00	500,00	250,00	350,00	80,00	70,00	45,00	40,00
4 - Gastos Gerais	300,00	120,00	150,00	650,00	400,00	350,00	150,00	220,00	90,00	250,00
5 - Horas Extras Com Encargos	650,00			450,00	300,00	400,00				
6 - Rateio Encarregado Prod.		315,66	315,66	1.262,66	315,66	315,66	315,66	315,66	315,66	1.893,99
7 - Rateio Receb. E Estoque		287,39	287,39	287,39	287,39	287,39	287,39	287,39	287,39	287,39
8 - Depreciação/Custo da área ocupada	474,38	437,89	364,91	729,82	72,98	72,98	72,98	72,98	72,98	547,36
9 - Depreciação das máquinas e equipamentos	2.535,42	291,67	375,00	7.500,00	541,67	1.083,33	291,67	250,00	112,50	666,67
10 - Salários c/ encargos	7.500,00	2.800,00	3.200,00	8.300,00	3.600,00	3.600,00	2.600,00	2.600,00	2.600,00	8.600,00
Total dos Centros de Custo Produtivo	11.822,80	4.442,61	4.962,96	20.429,86	6.317,70	6.959,37	3.907,70	3.906,03	3.565,83	12.335,40
Nº Funcionários	4	1	1	4	1	1	1	1	1	6
Horas Úteis	176	176	176	176	176	176	176	176	176	176
Total de Horas	704	176	176	704	176	176	176	176	176	1056
Custo/Hora	16,79	25,24	28,20	29,02	35,90	39,54	22,20	22,19	20,26	11,68

Ainda de acordo com Valdecir de Oliveira Pereira [33], em uma indústria mecânica típica o custo dos processos produtivos representam cerca de 35% do custo total de cada peça.

Portanto, para um radiador, se considerarmos um tempo de produção total de aproximadamente 50 homem-hora por peça, considerando a média de R\$ 25,12/homem-hora dos processo produtivos, teríamos um total de R\$ 1.255,00 por peça, considerando apenas os custos produtivos.

Sabendo que eles representam 35% do custo final, então o custo é de R\$ 3.586,00 por peça. Uma vez que um carro de F1 leva um conjunto de 2 peças, o custo total apenas dos radiadores, ou seja, desprezando todo o resto do sistema como bombas, mangueiras, filtros e etc., fica em R\$ 7.172,00.

O preço certamente pode ser considerado elevado, porém, se considerarmos que a peça é desenvolvida especialmente para esta aplicação e que a produção não passará de algumas dezenas de peças, era esperado que o custo fosse realmente elevado.

Vale destacar que está é apenas uma estimativa dos valores, e que deve servir apenas como ordem de grandeza para efeito de comparação entre o custo de uma peça usada em carros de competição e uma peça que se destina a aplicação em veículos de passeio.

Inúmeras simplificações foram feitas de forma a tornar possível essa estimativa, como por exemplo a aplicação de processos convencionais de fabricação mecânica, descartando qualquer técnica especial. Além disso considerou-se o radiador como uma peça única e não dividida em módulos.

Por fim, feitas todas essas considerações, uma correção no valor encontrado deve ser feita e a estimativa de custo final do conjunto composto somente pelos 2 radiadores é de R\$ 10.000,00.

Sabendo que o custo total de um carro de Fórmula 1 da temporada de 2009 é de aproximadamente USD 5 milhões, o custo com os radiadores representa menos de 0,15% do custo total do veículo.

7 CONCLUSÃO

Foram obtidas as dimensões da distribuição de tubos e aletas no radiador, através da configuração de maior troca de calor, chegando-se ao formato de tubos achatados intercalados e aletas em placas contínuas e em formato de veneziana.

Através de um processo iterativo considerando a relação entre área total de troca e área frontal, bem como as trocas de calor, determinou-se a área de troca necessária para diversas condições e pistas, e conseqüentemente as dimensões máxima e mínima que o radiador deve ter, determinando-se dessa maneira o formato do módulo.

O projeto se mostra viável do ponto de vista térmico, conforme comprovado através dos cálculos executados durante o trabalho. As dimensões finais mostram que o sistema modular, com altura máxima de 50 cm (46 cm de altura projetada considerando uma inclinação usual de 68° em relação ao chassi), largura de 36 cm e profundidade do núcleo de 14 cm para cada peça, atende as demandas de um carro de Formula 1 no que diz respeito ao sistema de arrefecimento.

Destaca-se ainda que o projeto foi desenvolvido considerando-se condições extremas, tanto de operação quanto de desempenho. Um rápido exemplo diz respeito a queda de temperatura do fluido refrigerante, considerada de apenas 20°C, quando poder-se-ia trabalhar com diferenças maiores. Entretanto, trabalhar com essas condições somente aumenta a confiabilidade do projeto nas condições de operação e garante o bom funcionamento do sistema caso ocorra algum tipo de problema como obstrução parcial das tomadas de ar, principalmente devido à sujeira que entra no sistema vinda da pista.

Além disso, foi possível estabelecer um modelo de acoplamento dos módulos que alia montagem fácil com uma boa qualidade de vedação, devido a pressurização natural que ocorrem em razão do sistema de fecho industrial utilizado. O sistema também se mostra razoavelmente compacto, de forma que seja possível montar e desmontar os módulos no espaço reduzido que existe no interior dos sidepods. Outro fator importante é que o sistema de acoplamento na realidade ocupa um espaço que

poderia ser utilizado para aumentar a área de troca, e portanto, quanto menor for, menos comprometerá esse importante aspecto no dimensionamento dos radiadores.

Em se tratando de viabilidade econômica o projeto também pode ser considerado um sucesso. As estimativas mostram um custo de R\$ 10.000,00 por par de radiadores, o que representa uma participação de menos de 0,15% no valor final do carro, que é de USD 5 milhões. Além disso, por se tratar de um veículo de competição cuja preocupação principal é o desempenho, o custo é geralmente relevado em prol da performance.

Entretanto o levantamento dos custos pode ser considerado parcial em virtude da grande dificuldade em estimar o preço de peças feitas sob encomenda, sobre tudo por se tratar de peças elaboradas com ligas especiais e procedimentos de fabricação também diferenciados.

Por fim o projeto dos módulos pode ser considerado um sucesso pois a solução encontrada mostrou-se de fácil construção e aplicação imediata, além de atender a demanda térmica.

8 BIBLIOGRAFIA

- [1] <http://scarbsf1.com/cooling.html>
Acessado em março de 2009
- [2] http://scarbsf1.com/Toyota/TOYO_Cooling_System.htm
Acessado em março de 2009
- [3] <http://www.formula1.com/news/technical/2007/781/460.html>
Acessado em março de 2009
- [4] <http://www.formula1.com/news/technical/2007/781/463.html>
Acessado em março de 2009
- [5] <http://www.f1technical.net/articles/6>
Acessado em março de 2009
- [6] <http://www.f1technical.net/forum/viewtopic.php?p=90320&f=6>
Acessado em março de 2009
- [7] <http://www.f1technical.net/features/250>
Acessado em março de 2009
- [8] <http://www.f1technical.net/features/7043>
Acessado em março de 2009
- [9] <http://www.formula1.com/news/technical/2004/715/25.html>
Acessado em março de 2009
- [10] <http://www.formula1.com/news/technical/2008/799/581.html>
Acessado em março de 2009
- [11] <http://www.formula1.com/news/features/2004/3/1308.html>
Acessado em março de 2009
- [12] <http://www.formula1.com/news/features/2008/3/7517.html>
Acessado em março de 2009
- [13] <http://www.formula1.com/news/features/2008/7/8166.html>
Acessado em março de 2009
- [14] <http://www.formula1.com/news/features/2006/3/4069.html>
Acessado em março de 2009
- [15] <http://www.formula1.com/news/technical/2005/736/116.html>

Acessado em março de 2009

[16] <http://www.formula1.com/news/technical/2007/781/460.html>

Acessado em março de 2009

[17] <http://www.formula1.com/news/features/2006/5/4420.html>

Acessado em março de 2009

[18] <http://www.formula1.com/news/technical/2007/0/380.html>

Acessado em março de 2009

[19] http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19930093155_1993093155.pdf

Acessado em maio de 2009

[20] <http://naca.central.cranfield.ac.uk/reports/1920/naca-report-60.pdf>

Acessado em maio de 2009

[21] <http://www.pacificradiator.com/cores/AT.html>

Acessado em maio de 2009

[22] http://www.rcaradiadores.com.br/listar_produtos.php?segmento=1&categoria=45&pgi=0&pgf=10

Acessado em maio de 2009

[23] <http://radiatorservice.com.au/news/>

Acessado em maio de 2009

[24] <http://www.faqs.org/patents/app/20080246289>

Acessado em maio de 2009

[25] <http://gltrs.grc.nasa.gov/reports/2002/TP-1998-207427-REV1.pdf>

Acessado em maio de 2009

[26] <http://www.radiator.com/radiator-articles.html>

Acessado em maio de 2009

[27] H. Gari,* A. Khalifa & A. Radhwan - Thermal Engineering Department, King Abdulaziz University, PO Box 9027, Jeddah 21413, Saudi Arabia.

[28] WYLEN, Gordon T. Van, *Fundamentos da Termodinâmica*, Edgard Blucher, São Paulo, 6ª edição, 2003.

[29] INCROPERA, Frank P., *Fundamentos da transferência de calor e de massa*, LTC, Rio de Janeiro, 5ª edição, 2003.

- [30] CROUSE, W. H. *Automotive fuel, lubricating and cooling systems*, McGRAW-HILL, Estados Unidos, 3ª Ed, 1967.
- [31] SHAH, R. K., SEKULIC, D. P. *Fundamentals of heat exchanger design*, WILEY, New Jersey, 2003.
- [32] KAYS, W. M.;LONDON, A. L. *Compact heat exchangers*, McGRAW-HILL, Estados Unidos, 2ª Ed, 1964.
- [33] PEREIRA, V. DE OLIVEIRA. *Análise de custos na indústria de fabricação sob encomenda*, 2008.