

自動車用ラジエータ

(第2次改訂版)

社団法人 **日本自動車部品工業会**
熱交換器系技術委員会
ラジエータ小委員会

自動車用ラジエータ

(第2次改訂版)

社団法人 日本自動車部品工業会

熱交換器系技術委員会

ラジエータ小委員会

自動車用ラジエータ（第2次改訂版）

目 次

まえがき	1
第1章 ラジエータの概要	3
1. 1 ラジエータの機能	5
1. 2 自動車及びラジエータの歴史	6
1. 3 ラジエータの構造の変遷	9
第2章 ラジエータの構造	13
2. 1 ラジエータの構成部品	15
2. 1. 1 フィン	
2. 1. 2 チューブ	
2. 1. 3 ヘッダープレート	
2. 1. 4 タンク	
2. 1. 5 ファンシュラウド	
2. 1. 6 プレッシャキャップ（ラジエータキャップ又はキャップ）	
2. 1. 7 ドレーンコック	
2. 2 ラジエータのマウンティング	20
2. 3 ラジエータのいろいろ	22
2. 3. 1 ダウンフロー型、クロスフロー型ラジエータ	
2. 3. 2 電動ファン付きラジエータ	
2. 3. 3 SR ラジエータ	
2. 3. 4 アルミラジエータ	
2. 4 ラジエータの材料	26
2. 4. 1 材料の種類	
2. 4. 2 材料の腐食	
第3章 ラジエータの設計	35
3. 1 伝熱概論	37
3. 1. 1 热移動の形態	
3. 1. 2 热伝導	

3. 1. 3 熱伝達	47
3. 1. 4 フィン効率	
3. 1. 5 フィン効率の計算例	
3. 2 ラジエータの熱通過率	47
3. 2. 1 ラジエータの伝熱	
3. 2. 2 热通過率	
3. 2. 3 热通過率の計算例	
3. 3 ラジエータの圧力損失	59
3. 3. 1 空気側圧力損失	
3. 3. 2 空気側圧力損失の計算例	
3. 4 ラジエータの設計計算	66
3. 4. 1 設計計算の目的	
3. 4. 2 エンジンが冷却系に持ち去られる熱量	
3. 4. 3 ラジエータの性能計算	
3. 5 通水系の検討	71
3. 5. 1 通水系の概要	
3. 5. 2 冷却水流量	
3. 5. 3 キャビテーション	
3. 5. 4 サーモスタット	
3. 5. 5 リザーブタンク（膨張タンク）	
3. 5. 6 LLC が冷却性能に及ぼす影響	
3. 6 通風系の検討	92
3. 6. 1 通風系の概要	
3. 6. 2 冷却ファン	
3. 6. 3 冷却ファンと通風系のマッチング	
3. 6. 4 冷却ファンの駆動方式	
3. 6. 5 各走行時の冷却	
3. 6. 6 ラジエータの通過風速	
第4章 ラジエータの製造	101
4. 1 樹脂タンク・アルミラジエータの工程	103
4. 1. 1 工程の概要	
4. 1. 2 チューブ製造	
4. 1. 3 フィン製造	

4. 1. 4 コア組立て	
4. 1. 5 コアのろう付け	
4. 1. 6 樹脂タンクとコアのかしめ	
4. 1. 7 漏れ検査	
4. 1. 8 その他部品の組付け	
4. 2 アルミラジエータのろう付け	106
4. 2. 1 ろう付けの原理	
4. 2. 2 各種ろう付け方法と工程	
 第5章 ラジエータの試験	109
5. 1 放熱性能試験	111
5. 1. 1 ラジエータの風洞試験	
5. 1. 2 ラジエータの実車試験	
5. 2 耐久強度試験	115
5. 2. 1 ベンチ耐久強度	
5. 2. 2 実車耐久試験	
5. 2. 3 計測器	
5. 3 腐食試験	122
5. 3. 1 腐食の原因	
5. 3. 2 腐食形態	
5. 3. 3 腐食試験	
 第6章 冷却液	125
6. 1 冷却液の種類と性質	127
6. 1. 1 水	
6. 1. 2 ラジエータ防鏽剤	
6. 1. 3 エンジンクーラント（ロングライフクーラント：LLC）	
6. 2 ラジエータの故障と対策	131
6. 2. 1 水漏れ	
6. 2. 2 オーバヒート	
 (参考資料) ラジエータに関する規格.....	137
 あとがき	143

まえがき

1977年（昭和52年）4月に初版の『自動車用ラジエータ』が発行され、1986年（昭和61年）8月に第1次改訂版が発行された。その後19年が経過したが、この間に社団法人日本自動車部品工業会のラジエータ技術委員会は、技術の日進月歩なども顧みてその改訂の必要性も痛感してきており、さまざまな議題の中のひとつとして検討を重ねていた。

この技術委員会は、1970年（昭和45年）に発足し、その後改組されて熱交換器系技術委員会（以下、技術委員会という。）となり現在に至っている。この間の技術委員会開催回数は、通算120回に達した。

更に振り返ってみると、1957年（昭和32年）に自動車用ラジエータ工業研究組合の技術委員会として発足以来、それらすべての開催回数の合計では、300回の多きに達している。

近年では、JASO（自動車規格）、JIS（日本工業規格）、ISO（国際標準）などの関係で、もっぱら技術委員会活動は、標準化に関することが多く、その成果も着々と残してきている。

特にISO関係では、技術委員会を代表した方々が国際会議のため欧米にしばしば出張するなど、国際化時代ともなってきていている。

今回ここに、改訂版の『自動車用ラジエータ』を発行するに至った背景としては、ラジエータの技術が、その後相当に変遷し、改良の方向にあること。例えば、アルミ製ラジエータの実用化、プラスチック部分の増加など、日進月歩してきている面からその解説書的なものが、関係者から要望されてきていた。

技術委員会としては、標準化などで多忙な面をかかえていたが、その余力をかけて各委員会毎に内容を割当て分担し、社団法人自動車技術会ラジエータ分科会の協力も得て、鋭意最近のラジエータに関する技術を網羅すべく執筆が行われたものである。

この書が、初版のものにも勝り、ラジエータに関心をもつ方々への教科書的な効果を挙げ得ることを期待するものである。

熱交換器系技術委員会
ラジエータ小委員会

第1章 ラジエータの概要

第1章 ラジエータの概要

1. 1 ラジエータの機能

内燃機関では一般に、燃料の燃焼によって得られる有効な動力は、燃料のもつ全エネルギーの約30～40%程度であり、残りは熱損失となることは熱力学の教えるところである。熱損失は更に、排気損失、冷却損失、機械損失に分けられるが、ラジエータに関する冷却損失は、概略、全エネルギーの20～30%程度とされている。この値はエンジンの大きさによっても異なるが、ガソリンエンジンか、ディーゼルエンジンかによっても異なる。

内燃機関はシリンダー、シリンダーへッド、ピストン、吸排気弁などの部品を、使用材料の強度を保つため、また摺動部分の潤滑油の特性を保つためある適温に冷却しなければならない。これはエンジンの機能を発揮させるために必要不可欠な要件である。

このエンジン各部から熱として放散させるべきエネルギーを冷却損失と言う。また、その冷却方式により液体冷却式と空気冷却式に大別することができる。

液体冷却式の冷却液は必ずしも純粋な水とは限らないが水冷式と呼称される事が多い。空冷式は水冷式に比べて、暖機運転の時間も短く、また総重量も軽い等の利点があるが、一方、水冷式はエンジン各部の適温冷却が容易で、かつ運転中の騒音が低いなどの利点がある。

水冷式の構造は、エンジンのウォータージャケットとラジエータとの間に流水路を設け(図1.1参照)、エンジン側に設けられた水ポンプにより強制循環させるようにしたものが最も一般的である。

この水冷式エンジンに於けるラジエータの役割は、言うまでもなく冷却液によりエンジン各部から運ばれてきた熱を空気中に放散することである。この空気中への熱放散のためには、空気がラジエータを通過することが必要となり、このためにファンが使用される。走行中の自動車は走行風も利用できるが、アイドリング時はファンによる送風が不可欠である。

このようにラジエータには、エンジンにとって重要な役割があることから、エンジンの研究開発とともに、ラジエータもまた放熱性能、耐久性能、軽量化、コスト低減などの改善が、多くの専門家の手で永年にわたり積み重ねられてきた。また、今日においても一層の進歩発展のために努力が続けられている。

自動車のような移動体のエンジンは、限られた量の水で冷却をしなければならぬのでラジエータが必要となり、同じ移動体でも船舶用エンジンの場合は、周囲にある海水を利用して直接冷却する事が可能でラジエータが不要になる。

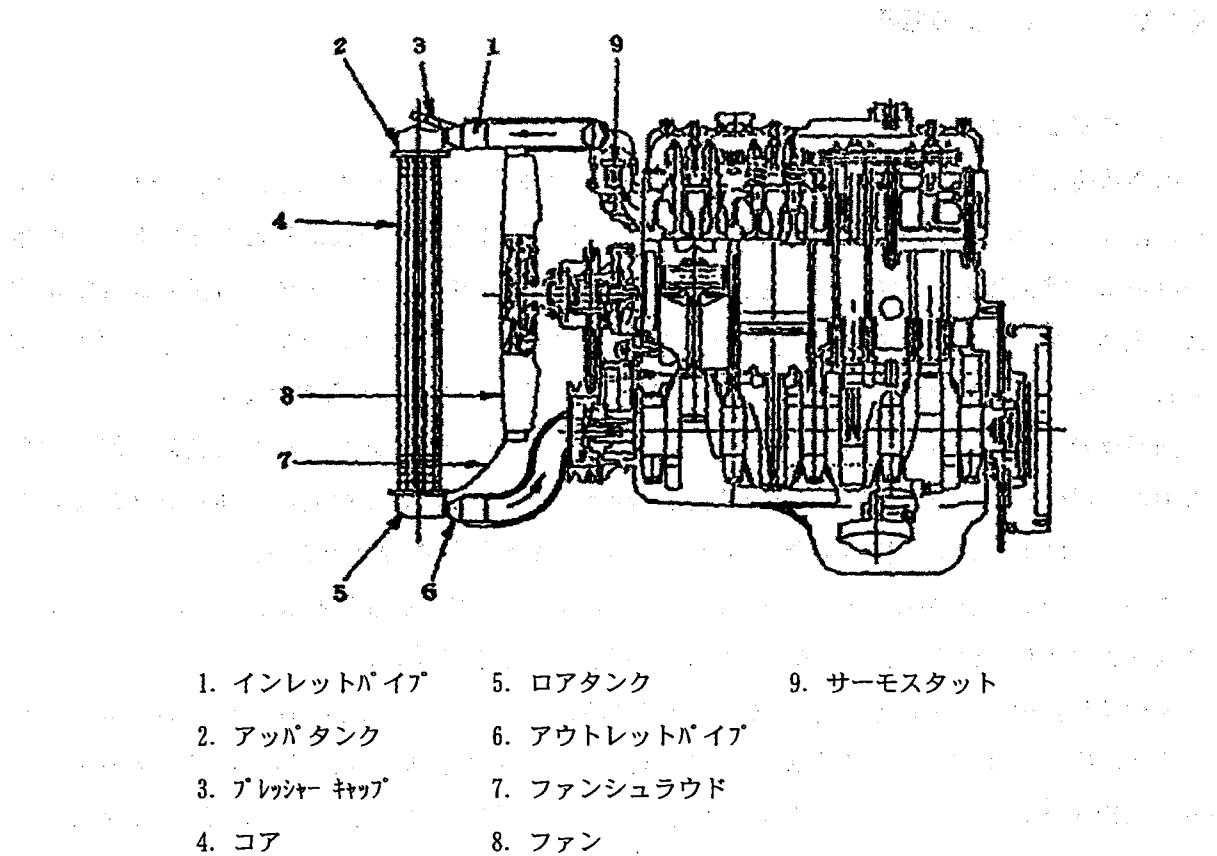


図1.1 水冷式エンジンとラジエータ

1. 2 自動車及びラジエータの歴史

ラジエータの歴史と一口に言っても、外観上、機能上、あるいは製造上などいろいろの面がある。ここでは、世界の自動車発展の先達となったアメリカにおけるラジエータの発祥から現在に至るまでの歴史的経過の概要を、『アメリカ自動車小史』その他の資料により述べる。

- (1) 1893年にアメリカ製ガソリンエンジン自動車が試走に成功したが、これは1気筒の馬なし車と表現されており、恐らく空冷式エンジンで、ラジエータは付いていなかったと思われる。
- (2) 1901年の第2回自動車ショーに出品された車の傾向は、多気筒水冷式云々と書かれているので、アメリカにおけるラジエータの誕生は1895～1900年であろう。
- (3) 1903年、フォードレーサー999の前身であるオーバーランドの写真を見ると、車両最前部にラジエータらしきものが付いている。
- (4) 1904年には、数台の乗用車に自動潤滑装置が付けられ、エンジン冷却装置にファンを備えた車が現れた。
- (5) 1907年、医者専用に設計されたマックスウェルのドクターモデルや、1909年のフォ

ードT型車にも、ラジエータが明らかに見られる。(図1.2、図1.3)

(6) 1917年、フレデリックファーバーがラジエータのシャッターを開発した。

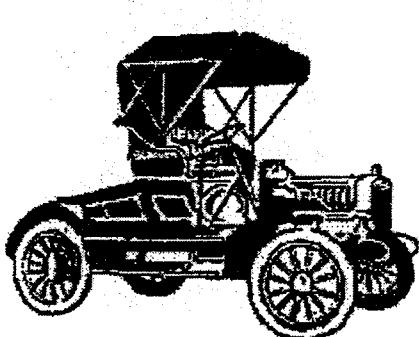


図1.2 ラジエータを装備した初期の自動車、マックスウェルのドクターモデル

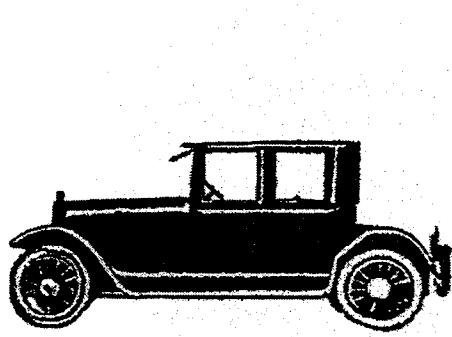


図1.3 フォードT型車

(7) 1919年、ボイスモットーメータのエンジンに温度計指示器が採り入れられた。

(8) 1925年、タイヤのジャッキ、ストップランプなどとともに、ラジエータキャップが自動車のアクセサリーとして加わるようになった。

(9) 1926年、ラジエータワイヤ、車輪、ランプ及び他の外部装飾品が黄銅仕上げとなつた。

(10) 1960年、不凍液のメーカーが、全天候ラジエタ冷却剤を売出した。

以上のようなであるが、日本における昭和初期のラジエータは、2~3の合資会社組織の小規模の工場で、まだ数少ない国産車や外国産車の補修用を製作しているに過ぎなかった。2~3の例をあげれば、図1.4、図1.5、図1.6のようであった。1940年（昭和15年）前後に、わが国の自動車が小規模な量産体制に入った。

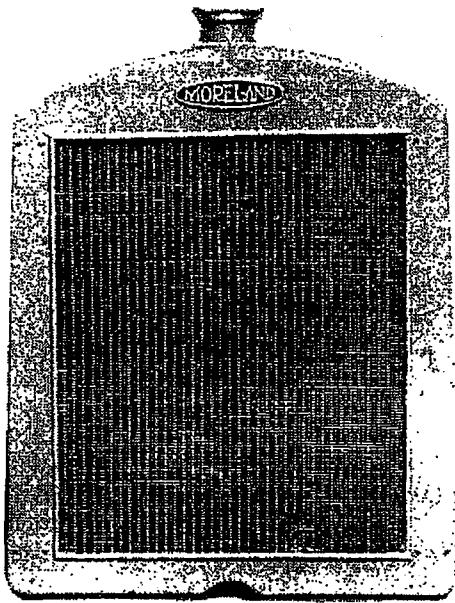


図1.4 モーアランド用ラジエータ

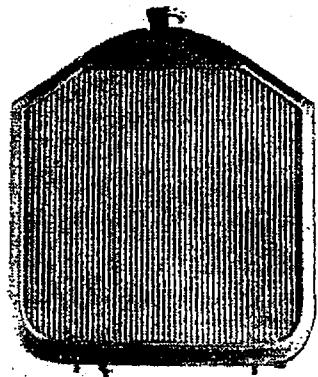


図1.5 フランス号（消防車）用
ラジエータ

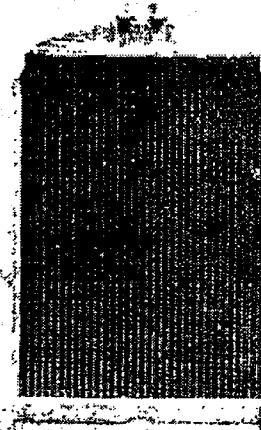


図1.6 フォード1934-35年トラック用
ラジエータ

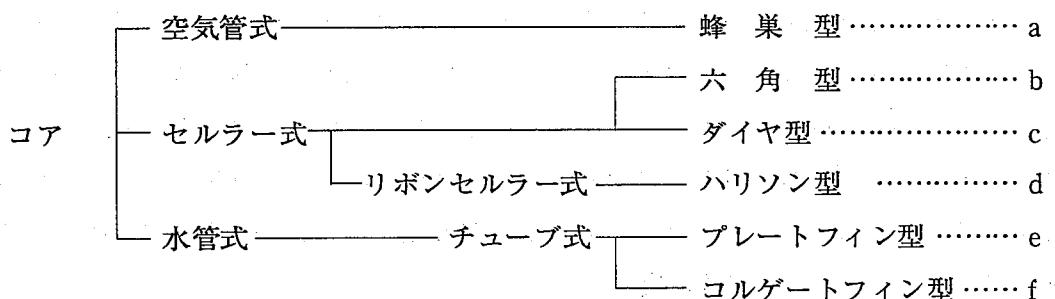
国産小型車用ラジエータのコアは、当時まだハリソン型であったが、国産トラック用ラジエータのコアはハリソン型からチューブ式に移行しつつあった。コアの内容については後述する。

日本のラジエータメーカーが株式会社組織になったのは、大体1935年前後であり、その後1955年前後までは大きな変化はなかったものの、エンジンの他の機能部品と同様に地道な改良改善が重ねられていた。そして、1950年代後半にコルゲートフィン型が現れ、1980年代にはチューブ列数、1列のラジエータが現れるなど大きな技術的発展を遂げながら今日に至っている。

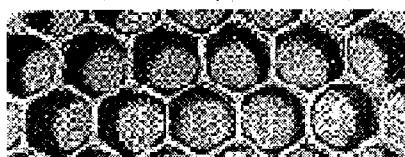
一口に言って、自動車用ラジエータは昔の縦長から現在のような横長に変ってきたが、これは自動車のスタイルの変化に影響されたものといえよう。また、ラジエータが小型軽量化してきたのは、放熱性能の向上、材料の薄肉化、加工技術の進歩、及び耐食性の向上を示すものと言える。

1. 3 ラジエータの構造の変遷

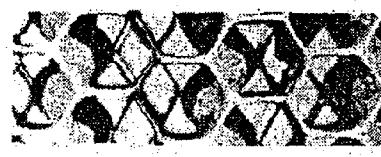
ラジエータの生命とも言うべきコアを幾何学的構造上から分類すると下記のようになる。我国では現在、主にチューブ式のコルゲートフィン型が自動車用に使用され、プレートフィン型は産業車両、建設機械用に使用されている。その他の形式は現在では使用されていない。



歴史的な出現の順序は、a・b・c……の順である。昨今ではまず見ることができなくなつた旧型コアの通水路などの形状を拡大して図1.7に示す。



a. 蜂巣型



b. 六角型



c. ダイヤ型



d. ハリソン型

図1.7 旧型コアの形状

以下に、各種のコアの構造、特徴などを記す。

(1) 空気管式（蜂巣型）

この形式は、図1.8のように銅管の両端を六角形に拡げ、この六角形を積み重ねてハン

ダ付けしたもので、これにタンクを取り付けて銅管の中を空気が通り、管のまわりを水が流れる。

(2) リボンセルラー式（ハリソン型）

この形式は、六角型やダイヤ型の性能向上と生産性向上のため、米国ハリソン社が考案開発したもので、その構造は図1.9に示すようなものである。

ロール成形の銅又は黄銅の薄板を曲げ、その間に同じく銅又は黄銅コルゲートフィンを入れ、これを囲んで一つのブロックを作る。数個のブロックの縁を重ね合わせて冷却水の水路を形成し、コアの全面を半田槽に浸漬してろう付けする。

(3) プレートフィン型

プレートフィン型は、図1.10に示すようにプレス又はロールで成形された薄い平板、即ち、プレートフィンにチューブを貫通させ、チューブ内を水が、外側を空気が流れる水管式構造になっている。従って、熱はチューブ表面とプレートフィン表面とに拡がり放熱する。プレートフィン型の構造は強度的に優れているため振動及び衝撃加速度の大きい建設機械用等に多く用いられており、自動車用には1960年前後までは使用されていたが、その後は次第にコルゲートフィンに置き換えられていった。

(4) コルゲートフィン型

コルゲートフィン型は図1.11に示す構造である。この形式は平行に配置したチューブとチューブの間を、ロールで成形した波型のフィンでつなぎ、放熱面積を拡げたもので、ハリソン型とプレートフィン型の中間的模造といえる。

この形式は、放熱性能に優れ、かつ、大量生産が容易で比較的安価に製造できることから現在は自動車用のほとんどにこの形式が使用されている。

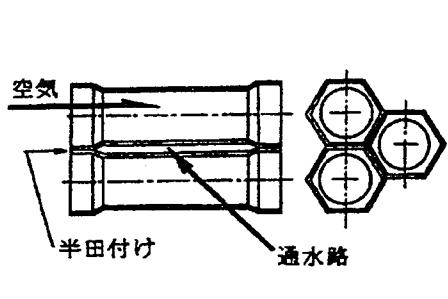


図1.8 空気管式（蜂巣型）

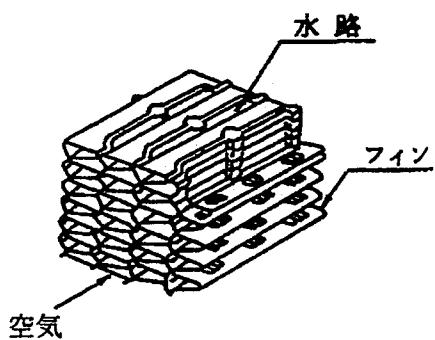


図1.9 リボンセルラー式（ハリソン型）

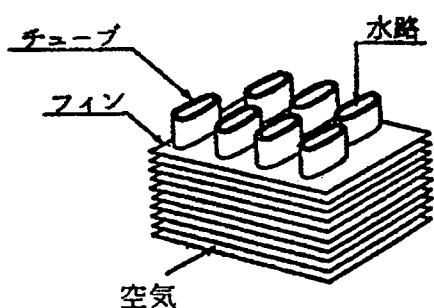


図1.10 プレートフィン型

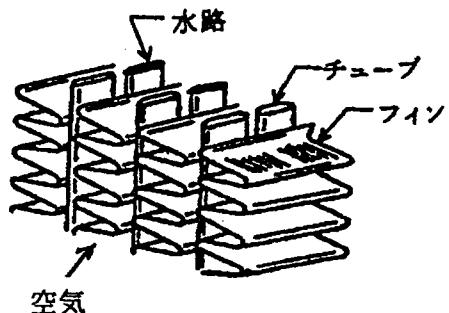


図1.11 コルゲートフィン型

第2章 ラジエータの構造

第2章 ラジエータの構造

2.1 ラジエータの構成部品

自動車用ラジエータとして一般的な樹脂製、ダウンフロータイプの構造と主要構成部品を図2.1に示す。

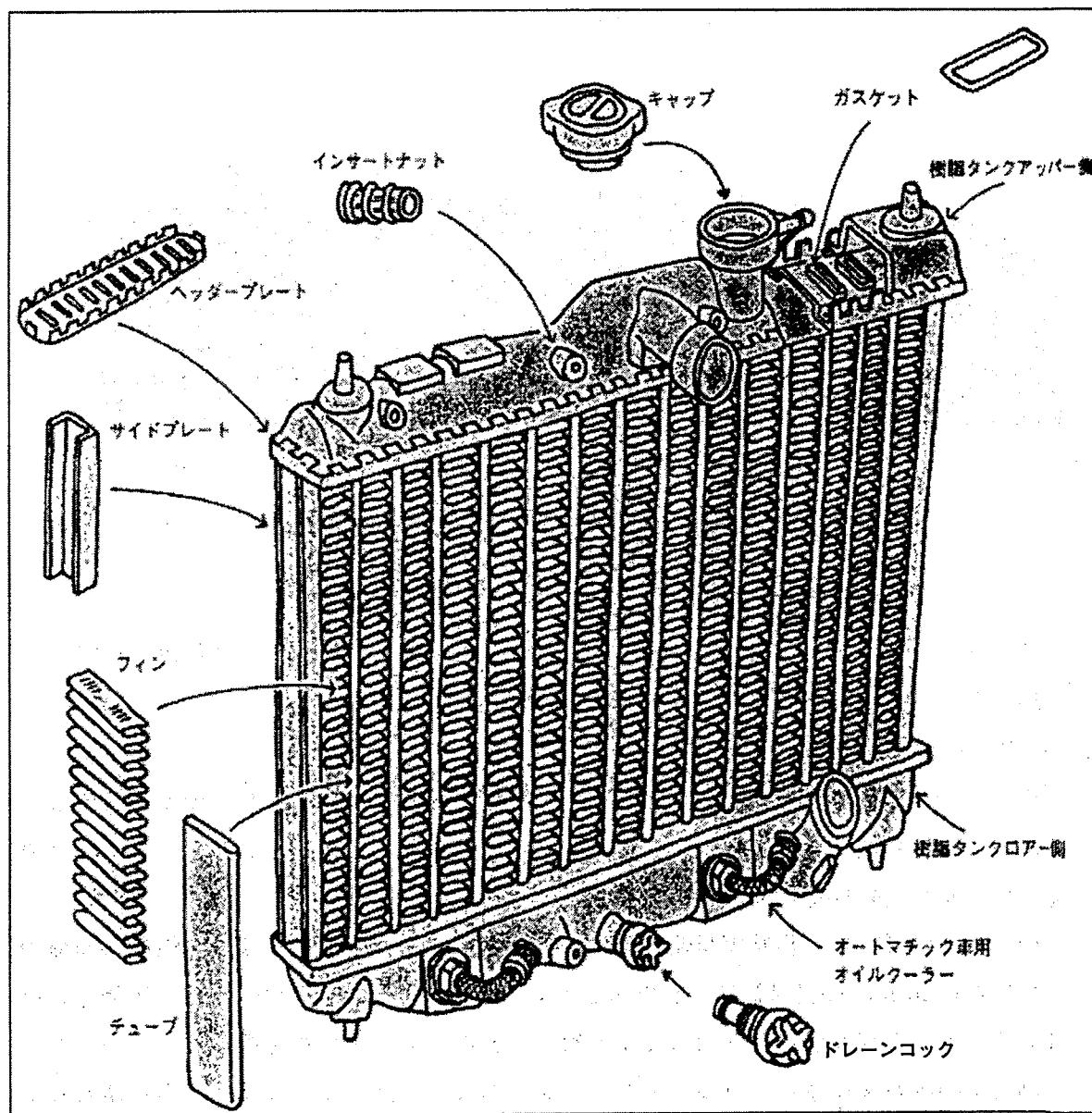


図2.1 ラジエータの構造と構成部品

以下に、ラジエータの主要構成部品の機能、形状、材質等について述べる。

2. 1. 1 フィン

フィンはチューブからの熱を受けて、この熱を空気中に放散する機能のほかに、チューブの強度を補強する機能もある。

現在、国内で生産されているラジエータのフィンは、プレートフィンかコルゲートフィンのいずれかである。更に、コルゲートフィンはルーバ有りとルーバ無しに分けることができる。これらの形状を図2.2に示す。

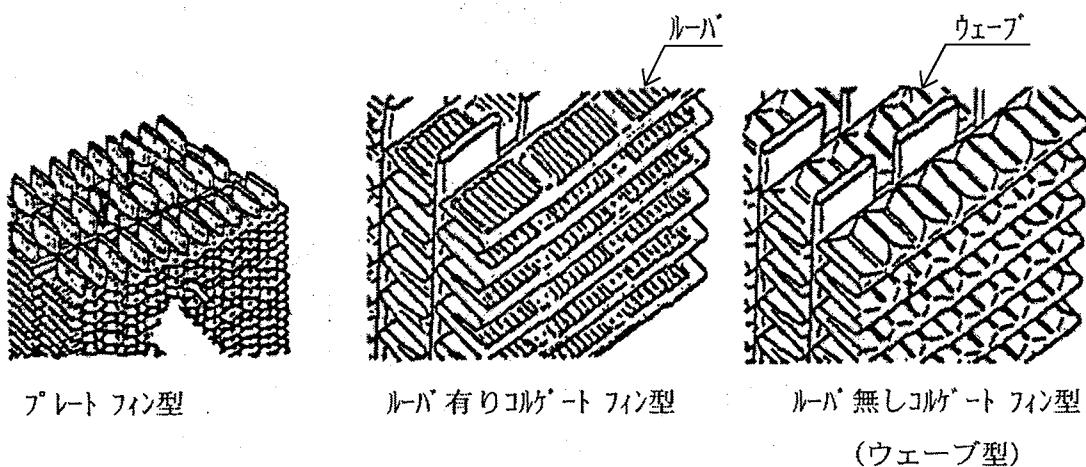


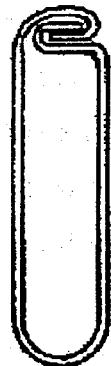
図2.2 フィンの各種形状

フィンの材質は、プレートフィン型では銅条、黄銅条、ハンダめっき鋼板のいずれかが用いられ、コルゲートフィン型ではアルミ条・銅条が用いられる。

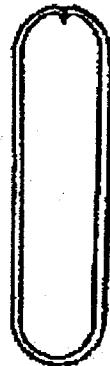
2. 1. 2 チューブ

チューブはエンジン冷却液の通路としての機能をもち、フィンに熱を伝えるとともにチューブからも熱の放散を行う。また、ラジエータの上下にあるヘッダープレートと連結してラジエータの基本的な強度を構成する。

チューブの形状は、現状では偏平型が一般に用いられ、その寸法は放熱性能の関係から短径が約2mm、長径は約13mmであるがより高性能・低コストの追求から短径寸法はより小さく、長径寸法はより大きくなる傾向にある。チューブの材質は、プレートフィン型のものは黄銅が多く、コルゲートフィン型のものではアルミニウムが多く使われている。成形方法により、ロックシーム（巻締め）型と、バッドウェルド（突合せ溶接）型とがある。その断面形状を図で示すと、図2.3のとおりである。



ロックシーム型
(巻締め型)



バッドウェルド型
(突合せ溶接型)

図2.3 チューブの断面形状

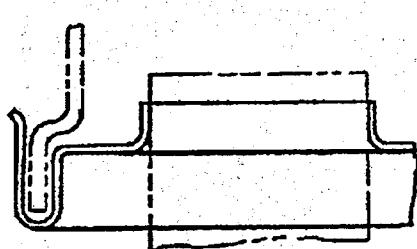
黄銅製ラジエータにはロックシーム型、バッドウェルド型のどちらも使用されているがアルミ製ラジエータではバッドウェルド型が多用されている。

2. 1. 3 ヘッダープレート

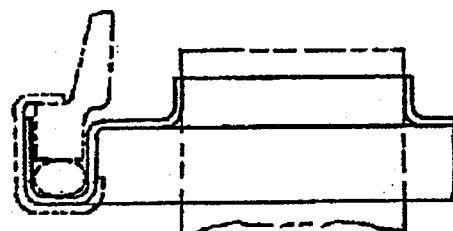
チューブの両端にあるヘッダープレートは、多数のチューブの間隔を保持し、タンクとの連結の機能を有しながら、冷却液を洩らさないようにして流体の回路を形成するものである。

このヘッダープレートで固定されたチューブとフィンの部分をコアと呼ぶ。タンクとの接合部の形状は、図2.4に示すような2通りのものが主流である。アルミ製ラジエータの場合樹脂タンクが多く使われ、カシメることによりコアとタンクを締結させる。

使われるアルミ材は3000系合金が多い。黄銅製ラジエータでは下図の両方が使われている。コアとタンクをハンダ付けする場合は強度面、生産性の面から、下図（左）のような落とし込み形状が多く採用されている。この材質は、黄銅板である。



黄銅タンクの場合



樹脂タンクの場合

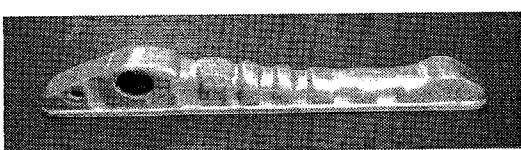
図2.4 ヘッダープレートとタンクの接合部形状

2. 1. 4 タンク

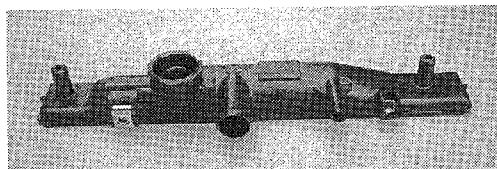
タンクは、ラジエータコアを基準に上流側のアップタンクと下流側のロアタンクがある。このタンクとエンジンジャッケットをホース等でつなげるためにアウトレットパイプ、インレットパイプ、冷却水の注水口としてフィラネック、冷却水の排水のためドレーンコックなどが取り付けられてラジエータタンクを形成する。黄銅製ラジエータのタンクの材質は黄銅でプレス成形するものが一般的であったが最近樹脂製タンクが普及し、黄銅製・アルミ製コアラジエータの両方に使われている。

樹脂製タンクは1975年ごろから国内の一部の車種に使用されはじめ、その後急速に使用する車種が増加している。樹脂製タンクはインレット・アウトレットパイプ、フィラネック等が一体で成形できる。それぞれの代表的な形状をアップタンクを例にして図2.5に示す。

樹脂の材質は、66ナイロンにガラスウールを混入させたものが多く使われている。ロアタンク内にはATFクーラーが取り付けられる。



黄銅製タンク



樹脂製タンク

図2.5 タンク形状

2. 1. 5 ファンシュラウド

矩形のラジエータとファンとの間を結び冷却風の通路を成すものがファンシュラウドである。このファンシュラウドの機能は通風路の他、ファンの能力を引き出すこと(ファン翼の先端に程よく位置する事で最大能力を引き出す事が出来る)、モータやファンを支持することである。最近では樹脂製が主流だが一部鋼板のプレス成形の物も使われている。形状の代表例を図2.6に示す。

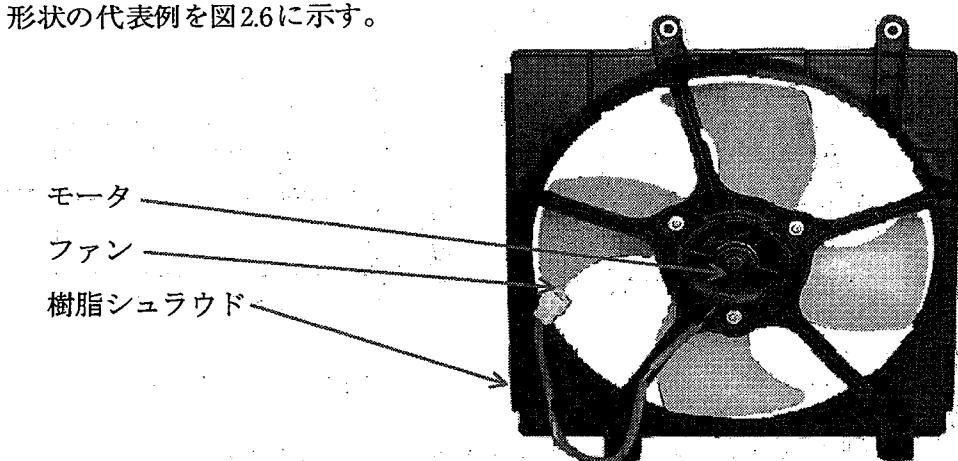


図2.6 ファンシュラウドの形状

2. 1. 6 プレッシャキャップ（ラジエータキャップ又は単にキャップともいう）

アップタンクのフィラネックに取り付けられるプレッシャキャップは、図2.7に示すような構造をしており、2つの圧力調整弁が組み込まれている。一方は加圧弁であり、もう一方は負圧弁である。加圧弁の開弁圧は普通88～108kPaである。

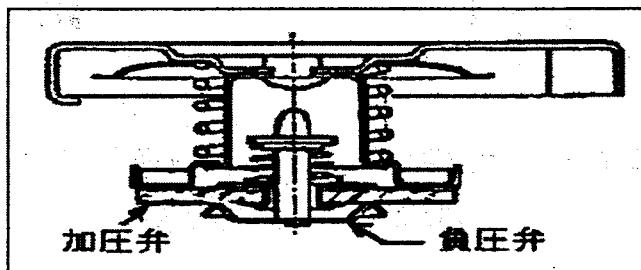


図2.7 プレッシャキャップの断面構造

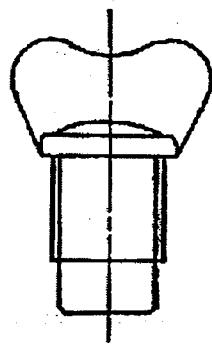
キャップの材質は、その本体はステンレスか黄銅であるが、ほかにスプリング及びゴムパッキンなどの他材質のものも含まれている。

キャップには、次のような2つの機能がある。

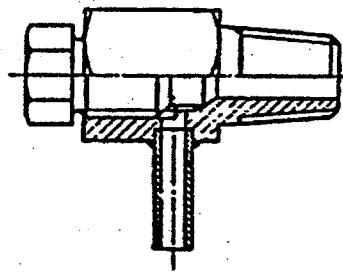
- ・タンクから冷却液がこぼれるのを防ぐのみならず、加圧する事により冷却液の沸騰温度を上げラジエータ冷却空気との温度差を大きく保つことにより、ラジエータの放熱性能を高めることができる。
- ・冷却液の温度が上昇してラジエータ内の圧力が上がったとき、キャップ内の加圧弁が開いて内部圧力を逃がす。また、冷却液の温度が下ってラジエータ内の圧力が負圧になると、負圧弁が開き圧力の均衡を保つ。こうした、呼吸作用により内部圧力による冷却系各部の破損を未然に防ぐことができる。最近の自動車にはリザーブタンクが装着されており、フィラネックからの溢水を貯え、冷却系内の圧力が負圧になったときこれを吸入する。こうすることにより、冷却系内の液が蒸発散逸することを防ぎ、長期間、無補給での運転を可能にしている。

2. 1. 7 ドレーンコック

ドレーンコックは、ラジエータのみならず冷却系全ての水を排出する場合に使用する目的で、ラジエータに取り付けられている。ドレーンコックは、図2.8に示すように金属製のものと、樹脂製のものとがある。最近の自動車用では、コスト、操作性などの面からそのほとんどが樹脂製になってきており、金属製は、大型車両や建設機械などに黄銅又は鋼製の様々な形状のものがある。



樹脂製ドレーンコック



金属製ドレーンコック

図2.8 ドーレンコック形状

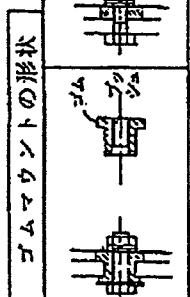
2. 2 ラジエータのマウンティング

ラジエータを自動車の車体に取り付けるマウンティングは、自動車メーカ及びその車種の違いなどにより様々な方式がある。表2.1にその代表的な例を略図で示し、併せて特徴と適用する上での留意点などを記す。

また、マウンティングに使用するゴム部品の各種形状も参考までに示す。この小さな部品にもラジエータの耐振性を向上させる大事な機能が含まれている。

最近の自動車の振動問題解決策の一つとして、ダイナミックダンパによる方法がよく用いられる。これは問題となる固有振動数を問題とならない固有振動数に移すもので、ラジエータの質量とマウンティングのバネ定数による系（ダイナミックダンパ）が利用されている。

ダウンフローラジエータ		クロスフローラジエータ	
マウントティング方法	特留微意・点	マウントティング方法	特留微意・点
	取付 上…リジット下…ゴムマウント タンク樹脂製 マウント 上下のネジれ量との関連によりゴムマウントの大ささ硬さに注意を要す。		ゴムマウントの大きさ硬さに注意を要す。
	取付 上…リジット下…ゴムマウント タンク樹脂製 マウント 上下のネジれ量との関連によりゴムマウントの大ささ硬さに注意を要す。		ゴムマウントの大きさ硬さに注意を要す。
車種	軽・小型乗用車等	RV(ボンネット付Sport Utility Vehicle)	商用車(大型トラック)
マウントティング方法	取付 上…ゴムマウント タンク樹脂製 マウント 上下…ゴムマウント		
特留微意・点	取付 上…ゴムマウント タンク樹脂製 マウント 上下…ゴムマウント	取付 左右下…ゴムマウント タンク樹脂製 マウント 左右下のネジれ量との関連によりゴムマウントの大ささ硬さに注意を要す。	取付 左右下…ゴムマウント タンク樹脂製 マウント 左右下のネジれ量との関連によりゴムマウントの大ささ硬さに注意を要す。
車種	乗用車	商用車(小型/中型トラック)	バス(中型/大型バス)
マウントティング方法	取付 作業性が良い。	マウント ゴムマウント	自動車外(フォークリフト等)
特留微意・点			



2.3 ラジエータのいろいろ

ラジエータの種類はそのコアの形式・材質、タンク材質、電動ファンの有無、他により種別呼称されるが、体系は整っていない。その中から代表的なものについて述べる。

2.3.1 ダウンフロー型、クロスフロー型ラジエータ

ラジエータは冷却液の流れかたにより、ダウンフロー型とクロスフロー型に分けることができる。前者は冷却液がラジエータの中を上タンクから下タンクへと鉛直方向に流れるものである。ダウンフロー型は、ラジエータの誕生時から常に主流をなしてきたものであり、現在でも自動車の多くの車種に、幅広く利用されている。

この形式の特徴は、生産性及び強度の面から制約を受けることが少なく、車体への取り付けではマウンティングの自由度も大きい。図2.9に外観図を示す。

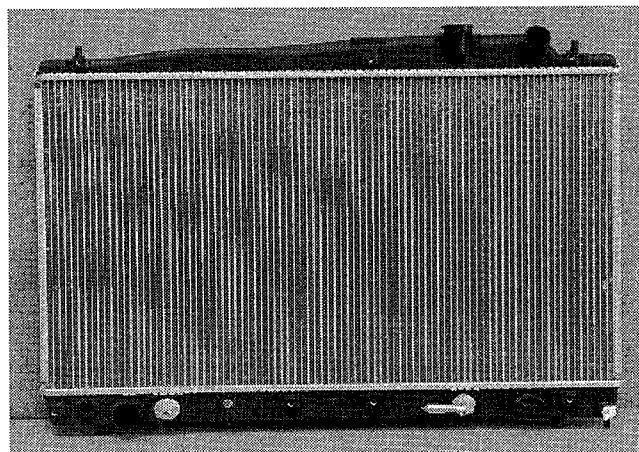


図2.9 ダウンフロー型ラジエータの形状

クロスフロー型ラジエータはラジエータの左右にタンクがあり、冷却液が水平に流れるものである。このラジエータが国内の自動車に採用されはじめたのは1975年ごろからである。

海外ではこの構造の拡大は早かったが国内ではあまり拡大しなかった。しかし最近になって国内車でも拡大の傾向である。このラジエータは放熱性能の大小を水平方向の寸法で対応できることから乗用車のエンジンルームを低くする上で有効である。その一方で、車体の上下振動に対する耐振性に注意する必要がある。また、冷却液が減少した時ラジエータの上側チューブに冷却液が流れず、放熱性能の低下を招く恐れがある。しかし、この心配はリザーブタンク付きであれば、冷却液の減少は通常では生じないので、解決することができる。

プレッシャキャップは、ダウンフロー型ではアップタンクに取り付けられたが、クロスフロー型ではロアタンクに取り付けられる場合が多い。これは冷却液の流れの影響を

受け難い取り付けができる事、アッパタンク側に比べて温度・圧力もより低いことから安全度が増す等の理由によるが、緊急時の圧力(正負圧)逃がしのタイムラグに注意が必要である。

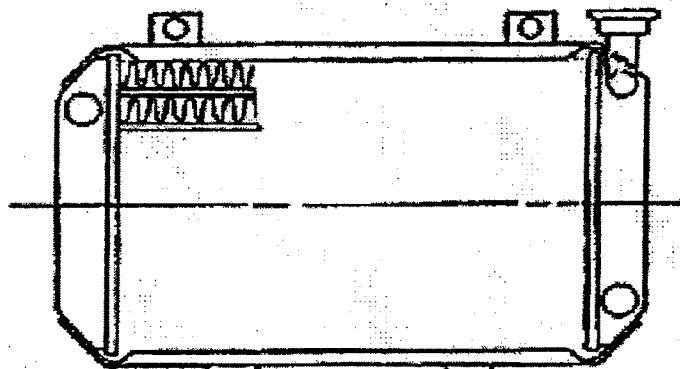


図2.10 クロスフロー型ラジエータの形状

2. 3. 2 電動ファン付きラジエータ

このタイプのラジエータは、乗用車にFF(フロントエンジン、フロントドライブ)車が急速に増加した1975年ごろから普及をみた。現状ではRR(リヤエンジン、リヤドライブ)車及び、MR(ミッドエンジン、リヤドライブ)車にも採用されている。国内では、軽自動車から大型乗用車まで、広い範囲で採用されている。その理由を次に示す。

電動ファン付ラジエータは冷却液温センサ他によりファン作動のON・OFF、ファン回転数の高低の制御ができ、エンジン出力のロスが軽減される。また、ラジエータの搭載位置は、ファンがエンジン駆動の場合のように制約されることはなく、車両全体から見ても冷却系システムのレイアウトが自由になる。

ファンを駆動するモータは、ファンシュラウドに取り付けられ、ファン、モータ、シュラウド、ラジエータで一つの構成体となる。図2.11にその外観を示す。

このモータには、外観形状から円筒型のシリンダ型、円筒型でも円盤型とも言うべきフラット型等があり、種々の条件に合わせて使いわけられている。

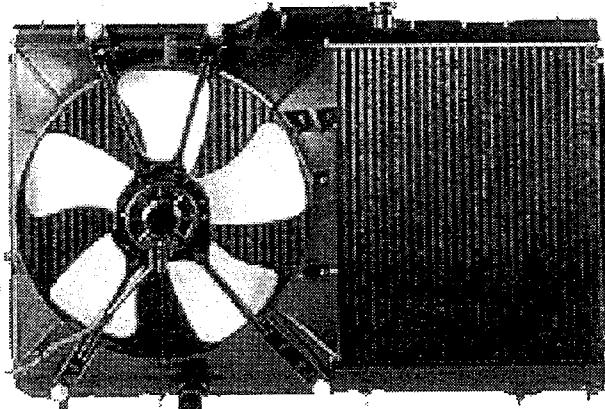


図2.11 電動ファン付きラジエータ

2. 3. 3 SR ラジエータ

このラジエータはチューブ列数を1列としたもので、Single Row の頭文字からSR ラジエータと呼ばれる。従来、チューブは2列以上あったが、軽量化、コスト低減などの目的から、フィン形状の改良と、チューブ配列を変更して、従来の前面面積とほぼ同一で同等の性能を発揮することができるようになった。

1980年ごろから、国内の乗用車に使用されはじめ、現在では乗用車及び小型トラック用ラジエータの主流をなすに至った。日本におけるラジエータの改良、変遷の歴史の中で、従来型コルゲートフィンコアに次ぐ、画期的な開発の例である。従来型コルゲートフィンコアに比較してその特徴を挙げると次のようになる。

表2.2 従来型とSRラジエータコア諸元比較

区分	コア前面面積	コア厚さ	チューブ列数	チューブピッチ	フィンピッチ
従来型 ラジエータ	100 (指數)	32mm以上	2列以上	12mm	4.0~5.02/2mm
SRラジエータ	100 (指數)	16mm	1列	10mm	2.0~3.0/2mm

冷却風の流れ方向寸法(チューブ列数)を半分にし、前面密度(チューブピッチ、フィンピッチ)を充分に高くし、より高効率のコアとした。更に、重量の面では、樹脂タンクとの併用により約30%の軽量化が達成できた。図2.12に従来型とSRラジエータのコア形状を示す。

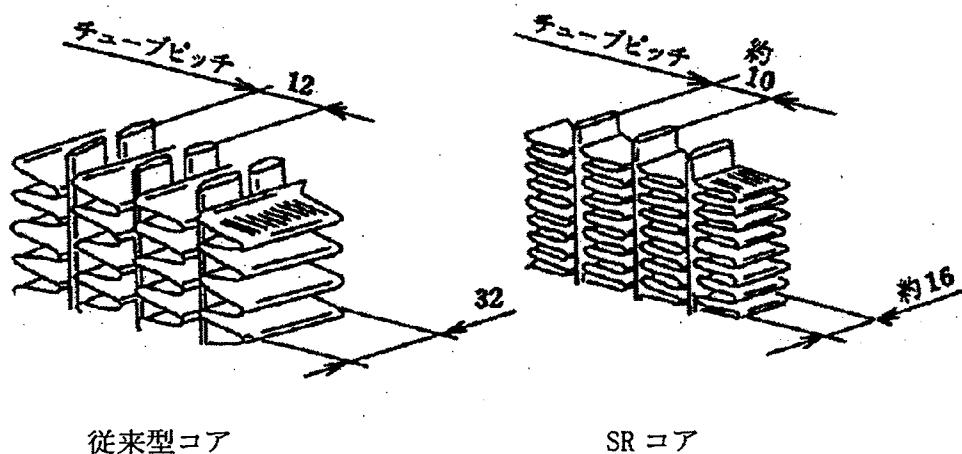


図2.12 従来型とSRラジエータのコア形状

2. 3. 4 アルミラジエータ

アルミニウム製ラジエータの研究は、数々の製作技術上の困難さを克服しながら1955年頃から続けられてきた。アルミニウムは、熱伝導性がよいと同時に比重も軽く、軽量化を期待する時代の流れに沿うものと見られていたからである。

1970年代に製造方法と耐腐食性の改良が進み、国内でも1980年代になって一部の車種に採用されることになった。欧米では、日本より早く実用化され、1980年代の後半には乗用車及び小型車両の相当数がアルミ製になった。日本でもこの傾向は軽量化のニーズとあいまって、次第に加速し今日では乗用車のほとんどはアルミラジエータである。

アルミ化当初のアルミニウム製ラジエータの構造には、次の3種類があった。

- (a) ドロンカップ型
- (b) チューブアンドコルゲートフィン型
- (c) 機械組み立て型

(1) ドロンカップ型

最初にラジエータのアルミ化で、実用に供された形式である。その構造は、タンク部とチューブ部分を1枚の板でプレス成形し、このカッププレートを重ね合わせてチューブとタンクに仕上げるものである。更に、プレート間にはコルゲートフィンを重ねる。これを順次重ねて、同時ろう付けして作る。この構造は、生産性や耐圧性に優れているが、配管・取り付け方法・製品寸法に制約が大きい。現在では、ラジエータとしてよりも空冷式のオイルクーラなどにこの形式が見られる。

図2.13にその構造を示す。

(2) チューブアンドコルゲートフィン型

現在、この形式のものはタンクも含めて全てがアルミニウムのものと、タンクが樹脂でコアがアルミニウムのものの2種類がある。自動車用には後者の樹脂タンク、アルミコア製が多く用いられ、オールアルミ製のものは2輪車用に多く見られる。今後は、環境保全などの面からリサイクル性が重要視されオールアルミ製が増えると考えられる。

(3) 機械組み立て型

このラジエータはハンダ付け、ろう付けなどを一切行わないで製造しているところに特色がある。コアは丸型チューブとプレートフィンで構成され、チューブとフィンは機械的な方法で圧着されている。このチューブとフィンはアルミ製、タンク部は樹脂製の

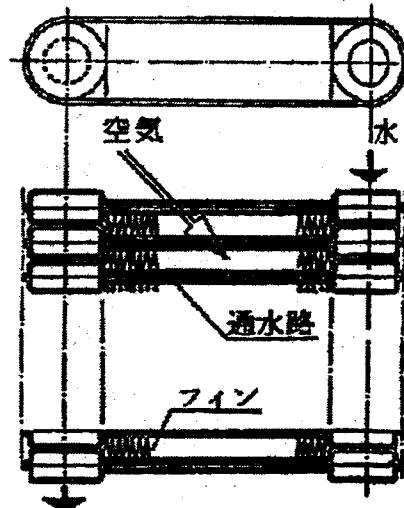


図2.13 ドロンカップ型

ものが多い。

2. 4 ラジエータの材料

2. 4. 1 材料の種類

現在のラジエータに使用されている材料は、アルミニウム、銅及び銅合金、樹脂、表面処理鋼板、などである。ラジエータに使われる金属材料は延展性に富み、曲加工などの冷間加工、ハンダ付け、硬ろう付け更に溶接などが容易で熱伝導に優れていることが重要である。これらの条件を満たす材料として当初、鋼及び銅合金が多く使われたが技術の発展とともにアルミニウムがその主材料となった。ハンダの成分、鉛（Pb）は人体や生態系に負荷を与える恐れのある物質（環境負荷物質）でその使用の削減は全世界で展開されている。表2.3にラジエータの主要部品の材料を示す。

表2.3 ラジエータの主要部品と材料

	材料	板厚 (mm)	備考
フィン	銅	0.025~0.08	コルゲートフィン
	黄銅	0.08~0.11	プレートフィン
	ターンシート	0.10~0.15	プレートフィン
	アルミニウム	0.07~0.15	コルゲートフィン
チューブ	黄銅	0.11~0.16	
	アルミニウム	0.25~0.50	
ヘッダープレート	黄銅	0.50~1.00	
	アルミニウム	1.00~2.00	
タンク	黄銅	0.50~1.00	
	樹脂	2.50~3.50	主としてガラスワール入りナイロン
	アルミニウム	1.0~2.00	
パイプ	黄銅	0.60~1.20	
	配管用炭素鋼管	1.2~2.30	SPG (JIS・G-3452)
	アルミニウム	1.0~1.20	
ファンシュラウド	冷間圧延鋼板	0.60~1.60	
	樹脂	1.50~3.00	ポリプロピレン繊維又はタルク強化

以下に、それぞれの主要材料について詳述する。

(1) 銅及び銅合金

銅及び銅合金といつてもいろいろあり、ラジエータで使用する代表的な種類について表2.4に化学成分を、表2.5に物理的及び機械的性質を示す。

表2.4 銅及び銅合金の種類と化学成分

種類		記号	化学成分				
			Cu	Pb	Fe	Zn	
材 条	りん脱酸銅条 1種	C1220R	99.90以上	—	—	—	P0.015~0.040
	2種	C1221R	99.75以上	—	—	—	P0.004~0.040
	黄銅条 1種	C2600R	68.5~71.5	0.05以下	0.05以下	残部	
	2種A	C2680R	64.0~68.0	"	"	"	
	2種B	C2720R	62.0~64.0	0.07以下	0.07以下	"	
	3種	C2801R	59.0~62.0	0.10以下	"	"	
	黄銅板 1種	C2600P	68.5~71.5	0.05以下	0.05以下	残部	
	2種A	C2680P	64.0~68.0	"	"	"	
板 材	2種B	C2720P	62.0~64.0	0.07以下	0.07以下	"	
	3種	C2801P	59.0~62.0	0.10以下	"	"	

表2.5 銅及び銅合金の物理的、機械的性質

性質 種類	比熱 (J/gK)	熱伝導度 (20°C) (W/cm K)	引張り強さ (N/mm ²)		伸び (%)	
			O材	1/2H材	O材	1/2H材
りん脱酸銅	0.385	3.391	195以上	245~315	35以上	15以上
黄銅 1種	0.377	1.214	275以上	355~440	40以上	28以上
黄銅 2種A	0.377	1.172	275以上	355~440	40以上	28以上
黄銅 3種	0.377	1.130	325以上	410~490	35以上	15以上

(2) 表面処理鋼板

ラジエータに使用する鋼板はそのほとんどが表面処理鋼板であって、強度、ハンダ付け性、耐腐食性に優れた種類を選ばなければならない。表2.6に代表的な種類を示す。

表2.6 表面処理鋼板の種類

種類	記号	表面処理方法
亜鉛めっき鋼板 (JIS G3302)	SG	溶融亜鉛めっき
材料 (JIS G3313)	SE	電気亜鉛めっき
スズめっき鋼板 (JIS G3303)	SPTH	溶融スズめっき (熱漬ぶりき)
	SPTE	電気スズめっき (電気ぶりき)
特性 ハンダめっき鋼板	—	溶融ハンダめっき
	—	電気ハンダめっき

(3) 樹脂

軽量で複雑な形状でも容易に成形できることから近年多く使われている。ラジエータタンク材にはポリアミド（ナイロン）、ファンシュラウドにはポリプロピレン、ドレーンコックにはポリアセタールが多く使われ、ガラス繊維を添加し強度を高めた材料も多用されている。表2.7にその特性値を示す。

また、用途によってはファンシュラウドのポリプロピレンにタルクを添加、特殊材であるが融雪剤に塩化カルシウムを使う地域を考慮したポリアミド（ナイロン）タンク材の一部採用など、いろいろな工夫がなされている。

表2.7 樹脂材の特性値

	ポリプロピレン		ポリアミド（ナイロン）				ポリアセタール		
	一般	40%ガラス繊維強化	ナイロン6		ナイロン66		ナイロン 11・12	一般	25%ガラス繊維強化
			一般	30%ガラス繊維強化	一般	30%ガラス繊維強化			
略号	PP	PP	PA6	PA6	PA66	PA66	PA11・12	POM	POM
密度	0.91	1.23	1.13	1.39	1.14	1.38	1.03	1.42	1.61
引張り強さ N/mm ²	20~39	55~98	68~83	161	75~83	181	52~54	57~78	122
伸び %	100~800	2~4	200~300	3~6	150~300	3	300~500	25~75	3
硬度 ロックウェル	R50~110	R102~111	R119	M101	R120	M100	R106~109	M78~94	M79
結晶融点 ℃	160~168	160~168	216	216	265	265	194(11) 179(12)	175~181	175~181
線膨張係数 10 ⁻⁵ ℃ ⁻¹	7~10	2.7~3.2	8~8.3	2~3	8	1.5~2	10	8.5~10	—
透明性	半透明	—	半透明	—	半透明	—	半透明	乳白	—
吸水率 (24H) %	0.01~0.03	0.05~0.06	1.3~1.9	1.2	1.0~1.3	1.0	0.25~0.3	0.22~0.4	0.29

(4) アルミニウム

アルミニウムは軟らかく、展伸性に富むが、用途によって強度を高める必要がある場合には、種々の元素を加えアルミニウム合金として使われる。アルミニウム合金は板、棒、鍛造品などの展伸材とダイカストなどの鋳物材に分けられる。

熱交換器に使われるアルミニウム合金の展伸材の分類を表2.8に示す。

表2.8 アルミニウム合金、展伸材の分類

展伸材	非熱処理型合金	純アルミニウム (1000系)
		AL-Mn系合金 (3000系)
		AL-Si系合金 (4000系)
		AL-Mg系合金 (5000系)
	熱処理型合金	AL-Cu-Mg系合金 (2000系)
		Al-Mg-Si系合金 (6000系)
		Al-Zn-Mg系合金 (7000系)

アルミニウム合金の主な性質は添加元素の種類、量によって異なる。アルミニウム合金の一般的な性質を表2.9に示す。

表2.9 アルミニウム合金の一般的な性質

アルミニウム合金	一般的な性質
純アルミニウム (1000系)	純度99%以上の純アルミニウム。加工性、耐腐食性、溶接性に優れているが強度が低い。
AL-Mn系合金 (3000系)	3003が代表的合金。加工性、耐腐食性に優れ純アルミニウムより強度が高い。広い用途を持つ。
AL-Si系合金 (4000系)	プレーティングろう材が代表的なもの。プレーティングろう材として4343、4004が使用される。
AL-Mg系合金 (5000系)	Mg添加量の違いにより多くの合金が設定されている。5005、5052が代表。5083は船舶用として使用される。
AL-Cu-Mg系合金 (2000系)	ジュラルミンの名で知られる2017が代表的なもの。強度は高いが耐腐食性が劣り、純アルミニウムをクラッドするなど防食処理が必要。
AL-Mg-Si系合金 (6000系)	強度、耐腐食性に優れる。構造用材としての用途が多い。
AL-Zn-Mg系合金 (7000系)	強度が高く、溶接構造用材料として7N01が代表的。更にCuを添加するとアルミニウム合金中、最も強度が高くなる。7075が代表的なもので航空機用として使われる。

2. 4. 2 材料の腐食

ラジエータはその用途から明らかなとおり、内側は常温から100℃程の冷却液に繰返し接触し、外側は排気ガスなどの汚染された大気や時には潮風にも曝される。従って、様々な環境に対する材料の耐食性が重要である。金属材料の耐食性とは、周囲からの腐食作用に対する抵抗を言う。耐食性が強い材料は、全表面が均一に腐食し、その侵食深さの程度が小さくなる形態が多い。また、金属材料の耐食性は、周囲の環境によって変わるものであって、普遍性があるわけではない。従って、どのような環境条件に対して強いのか、またどの条件には弱いのかを明らかにする必要がある。

以下に、銅及び銅合金、表面処理鋼板（亜鉛めっき鋼板、ハンドめっき鋼板）、アルミニウムの順で、それぞれの腐食し易い環境条件を記す。

(1) 銅及び銅合金

大気による腐食：銅及び銅合金は大気中ではかなりの耐食性があり、変色はするが、薄い酸化膜の層が全面を均一に進行し、その後は長期間にわたり変化しない。ただし、大気が非常に汚染されていて、湿度が高く温度変化により結露現象が生じるような場合は別である。まず、金属表面が結露現象でぬれて薄い酸化膜の層が破壊され、局部的な腐食が進む。この場合の汚染物質としては、自動車の排気ガス、大気中の亜硫酸ガス、アンモニアガスなどで、水蒸気と混ざり合って、ミストとして浮遊している。

水中での腐食：一般に腐食度は、 mdd ($= mg / dm^2 / day$) で表す。銅合金の清水、淡水における腐食度は、鉄の約 $1/4 \sim 1/10$ 程度である。しかし、海水中では孔食、脱亜鉛腐食をおこし易い。酸液中では非酸化性の酸には耐食的であるが、空気を溶存する酸では銅合金の腐食度は、数 $10 mdd$ 程度である。酸化性の酸では、腐食は激しい。ラジエータのチューブ、タンクなどは、冷却液に接する面積が大きく、液の性質次第では腐食ことがある。特にチューブ材の黄銅が問題になり易い。その代表的な腐食の例と腐食対策を、表2.10に示した。腐食対策としてラジエータに限らず、一般に行われる方法はいろいろあるが、大きく分類してみると、次のように考えることができる。

耐腐食性材料の使用

めっき等による被覆形成

塗料や合成樹脂による塗装

電気化学的な方法の陰極防食

りん酸塩などによる化学処理

脱気や除湿などによる環境処理

腐食抑制剤の添加

これらの方法は、単独又は、2、3の方法を組み合わせて適用する場合が多い。

表2.10 黄銅の腐食と腐食対策

腐食形態	腐食現象	腐食対策
孔食	<p>淡水より海水による腐食例として代表的なものである。海水中で銅合金は局部腐食によって孔食を起こす。孔食は更に次の2つに分けられる。</p> <p>(1) 堆積腐食：表面に異物、腐食生成物が固着し発生する。</p> <p>(2) 潰食又は衝撃腐食：高速度の流速、ガス、気泡が表面に衝突して表面被膜を破壊した時に発生する。</p>	<p>堆積腐食を防止するには、余り低い流速ではなく、大体1.5~2.0m/sになるよう考慮する。</p> <p>潰食を防止するには、過大な流速をさけ、硫化第一鉄の注入等で耐食皮膜の強化が効果的である。</p> <p>淡水では異常な汚濁（硫化物、塩化物の混入）をさけること。</p>
脱亜鉛腐食	Cu-Zn合金（黄銅）のZnだけが選択的に抜け出す強度低下を引き起こすCu-Zn合金特有の腐食現象でO ₂ 、CO ₂ 、Cl ⁻ などを含む水、海水中で起きやすい。金属表面で発生する電位差からも起きることがある。	<p>(1) α相黄銅（Zn量が少ない）を用いる。Zn含有量15%以下の黄銅の腐食形態は純銅に近くなる。</p> <p>(2) 黄銅にPを微量添加する。</p> <p>(3) O₂及びCl⁻を多量に含む水質を避ける。</p>
応力腐食割れ	<p>アンモニアガス、アンモニア水によって生じやすい。</p> <p>これは時期割れともいわれている。酸は割れを促進する場合もある。</p> <p>割れは粒界及び粒内に起り、特にZn量が30~40%で感受性大である。</p>	<p>(1) α相黄銅ではSiを、β相黄銅ではSnを添加する。</p> <p>(2) 表面に塗装やメッキを施し、腐食液が内部に侵入しないようにする。</p> <p>(3) 陰極防止法を行なう。</p>
粒界腐食 (腐食疲れ割れ)	粒界への析出物の影響が大きい場合には粒界腐食を生じる。腐食液中で動的な応力を長時間加えること、疲れ限度が低下し破壊することがある。これを腐食割れという。	<p>(1) 表面上にメッキ又は塗装処理を行う。但し、外力の繰返しで被覆が局部的に孔食を生じ割れを起こすことがあるので注意が必要となる。</p> <p>(2) 腐食抑制剤の使用、但し、表面の平滑化が必要となる。</p> <p>(3) 陰極防食法を行なう。</p>

(2) 表面処理鋼板

亜鉛めっき鋼板：大気中で亜鉛めっき鋼板を使用すると表面に炭酸塩の皮膜が形成され腐食が進行しにくくなる。しかし、亜硫酸ガスが存在すると、大気中の湿度と相乗し、皮膜が可溶性の硫酸塩となり、腐食は促進する。

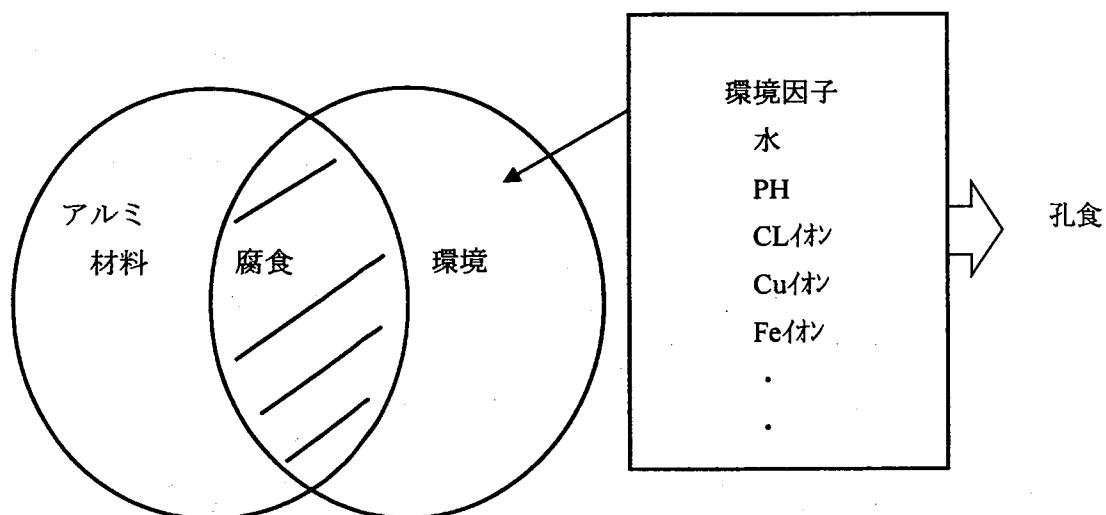
近年、この材料は、ハンダ付け性その他の理由で、ラジエータ構成部品にはあまり使用されないが、ファンシュラウドなどには未だ使用することがある。

ハンダめっき鋼板：耐食性という点では、微細なピンホールが発生し易い。これはターンメタルが鉛・錫(Pb-Sn)合金であり、Sn量が少ないので基板の鉄Feとの反応が悪いためだと考えられている。即ち、PbはFeとの間に中間合金を作らないので、そのまま溶融めっきすることが非常に困難である。そこで、Feと反応して合金層を作るSnを添加している。

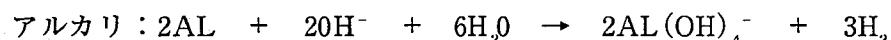
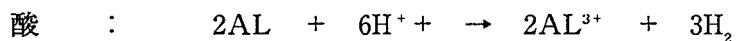
しかし、ラジエータ用材料としては、耐腐食の目的以外にハンダ付け性、溶接性、加工性及び価格の面から、プラケットなどに多く使用されている。

(3) アルミニウム

一般にアルミニウムは、耐腐食性に優れた材料である。通常アルミニウムの表面には、緻密な酸化皮膜が形成されており、それが障壁となって、容易に腐食は進行しない。ただし、水との接触や、環境中に塩素イオンがあったり、PHが中性から外れると、酸化皮膜が破壊され、著しく腐食する場合がある。また、アルミ材料の種類、不純物によつても腐食進行の度合いは異なる。



アルミニウムは両性金属といわれており、酸にもアルカリにも水素を発生させて溶解する。アルミニウムが酸とアルカリにより溶解する時の反応式は、



イ) アルミニウムの防食

一般的には、下記防食法がある。

(1) メッキ (2) 塗装 (3) 表面処理 (4) Zn溶射

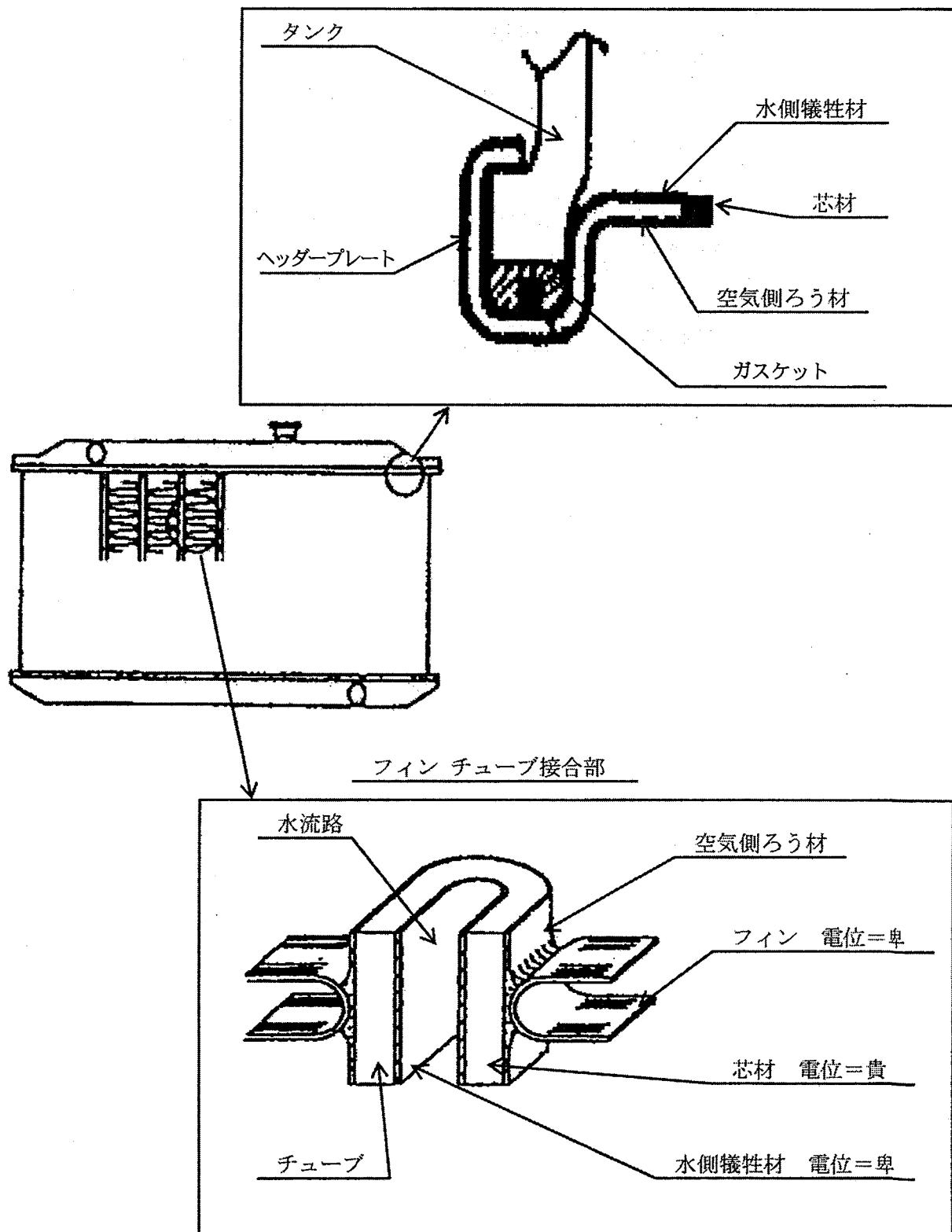
(5) 電気防食法 I 「外部電源方式」 (6) 電気防食法 II 「流電陽極方式=陰極防食法」

ロ) アルミラジエータの防食方法

陰極防食法を採用。チューブ及びヘッダープレートの水側には、芯材より電位の卑な合金を犠牲陽極材としてクラッドし、芯材を守る。チューブの空気側は、フイン材にZn等を添加して卑化し、チューブを守る構造にしている。

ハ) アルミラジエータの構造

タンクとヘッダープレートのかしめ部



アルミラジエータ各部材の電位構成

部品名	構 成	区 分	孔食電位 (mV)	電位差 (mV)
チューブ	水側犠牲材	水側犠牲材	-800	140
	芯 材	芯 材	-660	
	空気側ろう材	空気側ろう材	-710	
ヘッダープレート	水側犠牲材	水側犠牲材	-800	140
	芯 材	芯 材	-660	
	空気側ろう材	空気側ろう材	-710	
フィン	芯 材	芯 材	-820	160

第3章 ラジエータの設計

第3章 ラジエータの設計

3. 1 伝熱概論

3. 1. 1 热移動の形態

热の移動には伝導、対流、放射の三つの形態がある。とくに、热の大量移動の形態は放射で、わが地球は絶えずこのプロセスにより遙か彼方の空間から文字通り広大無限な太陽の恩恵に浴している。

放射熱を受けた地球は、その地表の一部に热伝導によりわずかに热を伝えるが、地表上の温度をコントロールしている機構は、豊かな水と大気による対流というプロセスが主体を占めている。すなわち、地球は液冷の热交換器である。

自然是、このような形態の違う三つの热移動のプロセスを、その輸送量の規模に応じて使い分けていることは注目してよい。

スケールの大小はあれ自動車においても、この三つの伝熱の形態が複合した形で各種機器に適用されて現象を複雑にしている。しかし、伝熱工学の理解にはそれぞれの基本現象に層別し、単純化して扱うテクニックが大切である。

特に、対流伝熱には自然対流から強制対流に至る範囲と沸騰、凝縮、融解、凝固などの潜熱の出入りを伴うものがあり、状態によって区別して取り扱っていくことが“こつ”である。

ラジエータは、冷却液によりエンジンから運ばれてきた高温の热を低温の空気に移動させる熱交換器であるが、この舞台における熱移動の焦点は、チューブ及びフィンを構成する金属壁の表面と、境界層を伴ってこれに接触する水及び空気流体との間の熱の授受である。

これを特に、热伝達といい、われわれにとって一番大事な分野である。

一般に金属壁を介して高温の液体から低温の流体に热が移りすぎていくことを热通過といい、工学的に最も多く現れるプロセスである。

なお、ラジエータの放射の影響は実験によれば無視できる程度であり、ここでは取り上げない。

3. 1. 2 热伝導

热伝導による热移動は、フーリエの法則により次式にて表わされる。ただし、定常状態とする。

$$Q = \lambda A \frac{(T_h - T_\ell)}{\delta} \quad \text{--- (3-1)}$$

ここに	Q	熱流量	[W]
	λ	熱伝導率	[W / (m · °C)]
	δ	壁の厚さ	[m]
	A	熱が出入りする流れ方向に直角な壁面の表面積	[m ²]
	T_h	高温側壁面温度	[°C]
	T_ℓ	低温側壁面温度	[°C]

図3.1に示す均質な平行平面板を考えると、壁の表面積Aを通して単位時間に高温部から低温部に向かって流れる熱流量Qは、温度勾配 $(T_h - T_\ell) / \delta$ に比例する。この比例定数 λ を熱伝導率といい、材質により異なる物性値で温度の関数である。

式(3-1)を次のように変形してみる。

$$Q = \frac{T_h - T_\ell}{\delta / (\lambda A)} \quad \text{----- (3-2)}$$

この式の形は、電気工学のオームの法則 $I = E / R$ と似ている。すなわち、 Q は電流 I 、 $T_h - T_\ell$ は電位差 E 、 $\delta / (\lambda A)$ は電気抵抗 R に相当する。 $\delta / (\lambda A)$ は、熱の伝え易さの逆数で熱抵抗と呼ぶこともできる。

ラジエータを構成する材料及び高低両流体の熱伝導率を表3.1に示す。

ラジエータの主要材料である銅の熱伝導率が貴金属の銀に匹敵していることは、銅という材料のすぐれた特性を示すものに他ならない。また、ラジエータは熱伝導率上位の銅から最下位の空気(むしろ熱の絶縁体)に至るまでの物資に依存して機能していることは興味深い。

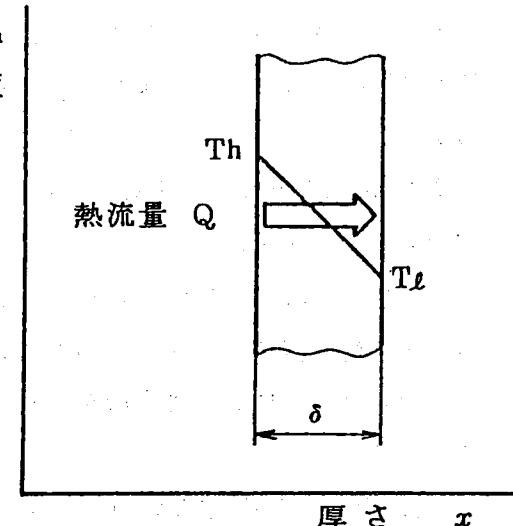
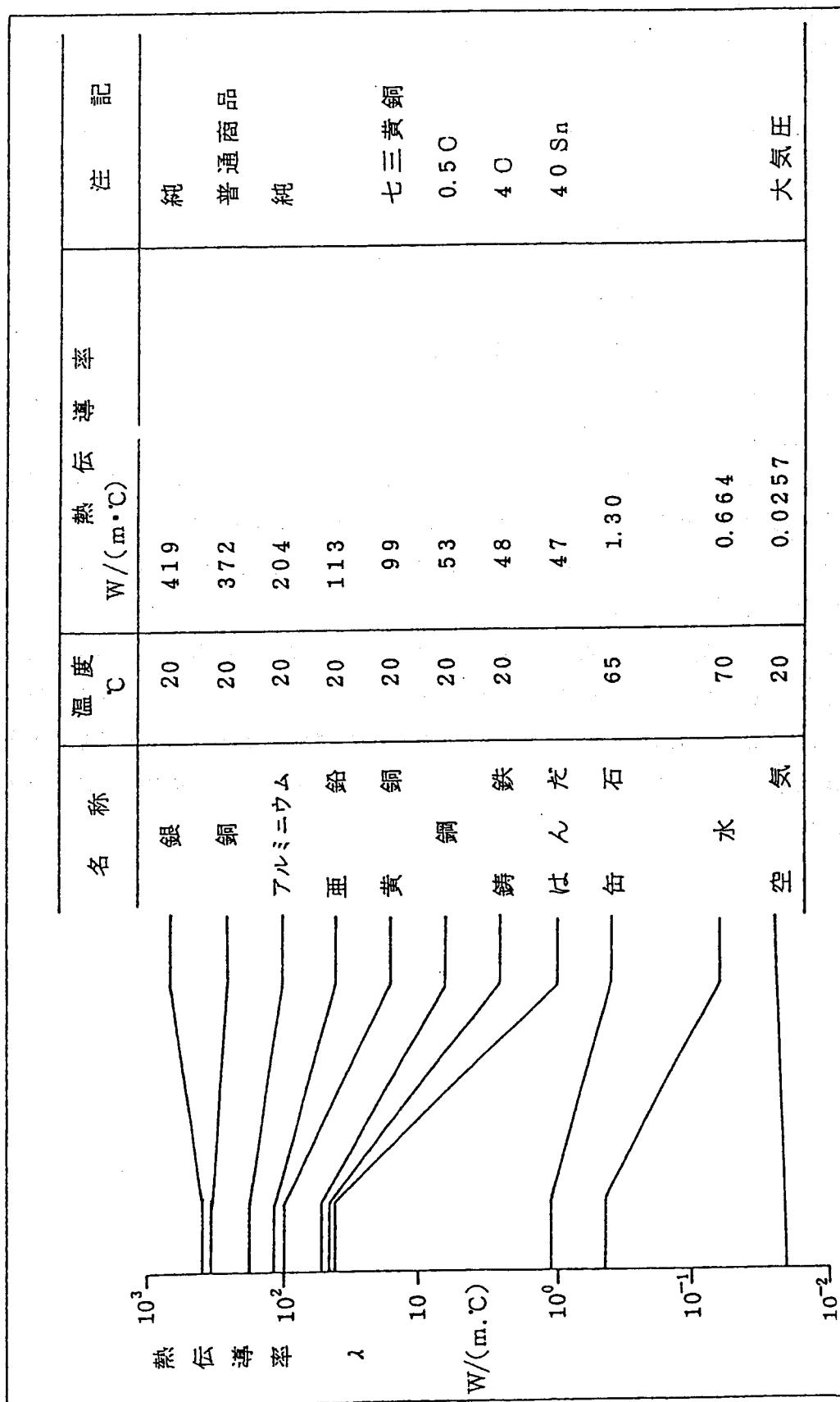


図3.1 一次元常熱伝導

表3.1 ラジエータに関係する物質の熱伝導率



3. 1. 3 熱伝達

熱伝達による定常状態での熱移動は、次のニュートンの法則に従う。ただし、相変化は無いものとする。

$$Q = \alpha A (T_h - T_\ell) \quad \text{--- --- --- --- ---} \quad (3-3)$$

ここに	Q	熱流量	[W]
	α	熱伝達率	[W/ (m ² · °C)]
	A	固体壁と流体との接触面積	[m ²]
	T_h	固体壁の温度	[°C]
	T_ℓ	壁面から十分離れた位置の流体温度	[°C]

熱伝達率 α は流体の速度、物性値、表面の幾何的形状などにより左右される値で、単なる物性値ではない。

図3.2のごとく、壁面にそって液体あるいは気体が流れている温度場を考えてみる。流体の固体壁に接触した部分は、流体の粘性により温度境界層と呼ばれる厚さ δ_1 の薄い層が形成される。この境界層 δ_1 の間では、図示のごとく温度分布は曲線となり、固体壁内部の熱伝導のように直線にはならない。

いま、この温度分布曲線を簡単にするため、図3.2の点線で示すとき厚さ δ_2 の境膜が壁に付着しており、この境膜と固体壁間では、 $(Th - T\ell) / \delta_2$ の温度勾配が一次に比例するという仮定を立てる。そうすれば、この境膜内の熱移動は熱伝導のときと同様に取り扱うことができる。したがって、フーリエの法則により次のように表現することもできる。

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} A (Th - T\ell) \quad (3-4)$$

ここで、 $\lambda / \delta_2 = \alpha$ とおけば、式(3-3)と同じ形になり、熱伝導と熱伝達との関係を示唆している。このことは、熱伝達率 α は λ / δ_2 を求めることがあり、結局は境界層の温度分布を求めることに帰着する。したがって、温度境界層の性格に依存する訳で、境界層の決定には物体の形状、流体の状態、流体の物性値など変数が多く簡単ではない。ただし、単純な形状のものについては解析解が得られているが、複雑な形状については直接実験により求めねばならぬことが多い。

次に、表3.2に伝熱工学上よく使用される各種の熱伝達率の概略値とラジエータの液側、空気側の熱伝達率を合わせ示した。

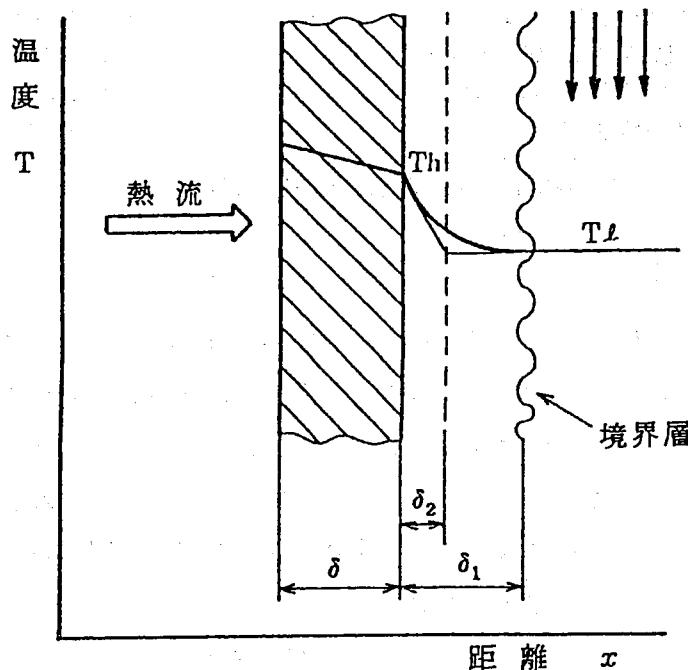


図3.2 高温固体壁から低温流体間の温度分布

表3.2 代表的物質の熱伝達率

物 質	熱伝達率 W / (m ² · s)
滴状凝縮中の水	3.5~5.8×10 ⁴
沸騰中の水	1.2~2.3×10 ⁴
強制対流中の高温加圧水	5.8~11.6×10 ³
膜状凝縮中の水	4.7~9.3×10 ³
*強制対流中のラジエータチューブ内の水	2.3~9.3×10 ³
強制対流中の水	1.2~5.8×10 ³
強制対流中の過熱蒸気	5.8~23.3×10 ²
強制対流中の低粘性油類	3.5~11.6×10 ²
自然対流中の水	2.3~5.8×10 ²
強制対流中の高粘性油類	3.5~23.3×10 ¹
自然対流中の低粘性油類	4.7~11.6×10 ¹
*強制対流中のラジエータフィンを通る空気	5.8~17.4×10 ¹
強制対流中の空気・ガス類	2.3~9.3×10 ¹
自然対流中の高粘性油類	1.2~9.3×10 ¹
自然対流中の空気	2.3~11.6

* ラジエータの液側および空気側熱伝達率の概略値

3. 1. 4 フィン効率

ラジエータは、チューブの空気側表面にフィンが付けられ、空気側の接触面積が著しく拡大されている。そのために高いコンパクト性と放熱性能を得るに至っている。

このような構造のために空気側の熱伝達率は、前述のモデルより更に複雑になる。

もし、フィンの温度もチューブ壁温と同じならば、フィンによる放熱面積の拡大効果は100%になる。しかし、実際にはフィンの壁温自体が温度降下を伴うのでそうはならない。ここで、フィン効率を次のように定義する。

$$\text{フィン効率} = \frac{\text{フィンからの実際の放熱量}}{\text{フィンの温度がすべて根元温度と同じと仮定したときの放熱量}} - (3-5)$$

この式の解を求めるには上式の分子、すなわちフィンから伝わっていく実際の放熱量を求めることが必要である。

いま図3.3をラジエータのフィン付チューブの一部と仮定し、板厚b、長さl、巾wなるフィンがあり、温度Thなるチューブの周囲は温度Taの空気で冷却されているものとする。チューブより距離xにある斜線の部分b × wの面に流入する単位時間当りの熱量Qは、フーリエの法則、すなわち前述の式(3-1)を変形して次式が得られる。

$$Q = -\lambda wb \frac{dT}{dx} \quad (3-6)$$

ここに、 T は距離 x の点における温度を示す。次に、 dx の微小部分の表面から周囲の空気に熱伝達で移動していく熱量は、

$$dQ = 2 \alpha_a (w + b) dx (T - T_a) \quad (3-7)$$

ここに、フィンの周囲の熱伝達率 α_a は一定とする。

この微小部分のフィンの表面より熱が失われていく結果、フィン内部を流れる熱量は距離 x が増加するとともに減少していく。したがって、 $x + dx$ の距離においてフィンの面 $b \times w$ から流出していく熱流量 Q' は、

$$Q' = Q - \frac{dQ}{dx} dx = -\lambda wb \frac{dT}{dx} + \lambda wb \frac{d^2 T}{dx^2} dx \quad (3-8)$$

定常状態では、式(3-6)と式(3-8)の差は式(3-7)に等しいから、

$$2 \alpha_a (w + b) (T - T_a) = \lambda wb \frac{d^2 T}{dx^2} \quad (3-9)$$

ここで、 $T - T_a = \Theta$ とおけば上式は、

$$\frac{d^2 \Theta}{dx^2} = \frac{-2 \alpha_a (w + b)}{\lambda wb} \Theta \quad (3-10)$$

式(3-10)は、フィンに沿う温度分布を決定する微分方程式である。

この線形常微分方程式の特別解説は、 $\Theta = e^{mx}$ となる。

数学の教科書を見るまでもなく、 Θ について2回微分してみればわかる。

$$\frac{d^2 \Theta}{dx^2} = \frac{d^2 (e^{mx})}{dx^2} = m^2 e^{mx} = m^2 \Theta$$

ここで、

$$m^2 = \frac{2 \alpha_a (w + b)}{\lambda wb}$$

とおき、 w に比し b を無視すれば、 m は次式のように単純化される。

$$m = \pm \sqrt{\frac{2 \alpha_a}{\lambda b}} \quad (3-11)$$

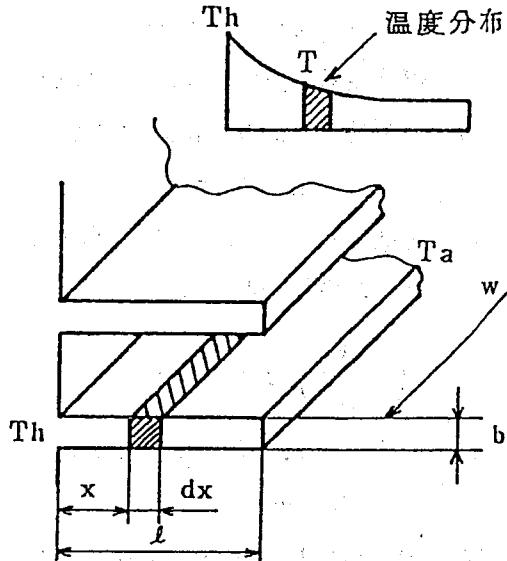


図3.3 フィン付き表面の熱移動

式 (3 - 10) の一般解は、二つの定数をもち、次の形であらわされる。

$$\Theta = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad (3 - 12)$$

この積分定数 C_1 と C_2 は、二つの境界条件により求められる。

第1の条件は、 $x=0$ の位置では温度は Th であるから式 (3 - 12) より、

$$\Theta_1 = Th - Ta = C_1 + C_2 \quad (3 - 13)$$

第2の条件は、もしフィンが非常に長く薄ければ、その先端の熱移動量が $x = \ell$ において 0 となる関係を用いる。

$$\left(\frac{d\Theta}{dx} \right)_{x=\ell} = 0$$

上式により、式 (3 - 12) を x について微分し $x = \ell$ を代入すれば次式を得る。

$$0 = C_1 m e^{m\ell} - C_2 m e^{-m\ell} \quad (3 - 14)$$

以上の二つの境界条件により C_1 、 C_2 を求め式 (3 - 12) に代入すれば、

$$\begin{aligned} \Theta &= \Theta_1 \frac{e^{m(\ell-x)} + e^{-m(\ell-x)}}{e^{m\ell} + e^{-m\ell}} \\ &= \Theta_1 \frac{\cosh m(\ell-x)}{\cosh m\ell} \end{aligned} \quad (3 - 15)$$

上式を T について置き換えれば、次式のごときフィンの温度分布曲線が得られる。

$$T = Ta + (Th - Ta) \frac{\cosh m(\ell-x)}{\cosh m\ell} \quad (3 - 16)$$

この式によりフィンから実際に放熱していく熱流量 Q_f を求めることができる。

定常状態において Q_f はフィンの根元、すなわち $x = 0$ の点で移動していく熱量に他ならないから、次式を解けばよい。

$$Q_f = -\lambda w b \left(\frac{d\Theta}{dx} \right)_{x=0}$$

上式の右辺括弧内の項は、式 (3 - 15) より求められるから、 $x=0$ とおけば次式を得る。

$$Q_f = \lambda w b \Theta_1 m \tanh m\ell \quad (3 - 17)$$

ここで、さきに定義したフィン効率の式 (3 - 5) にしたがって分子に式 (3 - 17) を、分母に $Q = 2 \alpha_a w \ell (Th - Ta)$ を与えれば最終的な解が得られる。

すなわち、

$$\phi = \frac{\lambda w b (Th - Ta) m \tanh m\ell}{2 \alpha_a w \ell (Th - Ta)} = \frac{\tanh m\ell}{m\ell} \quad (3 - 18)$$

あらためて記号の説明をすれば、

ℓ : フィンの高さ [m]

ラジエータでは、チューブ間フィン長さの1/2

m : パラメータ [m⁻¹]

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_a}{\lambda_f b}} \quad (3-19)$$

α_a : 空氣側平均熱伝達率 [W/(m² · °C)]

λ : フィン材の熱伝導率 [W/(m · °C)]

b : フィンの厚さ [m]

フイン効率 ϕ の値は、図3.3に示すとき矩形断面では図3.4のような曲線となり、値は1より小さくなる。フイン効率の式を用いることにより、フインの板厚、材質を変えたときの放熱性能の優劣や経済性などの吟味ができる。

図3.5に熱伝達率70～174W／(m²・℃)の範囲において板厚と材質の変化によるフィン効率の影響の例を示す。

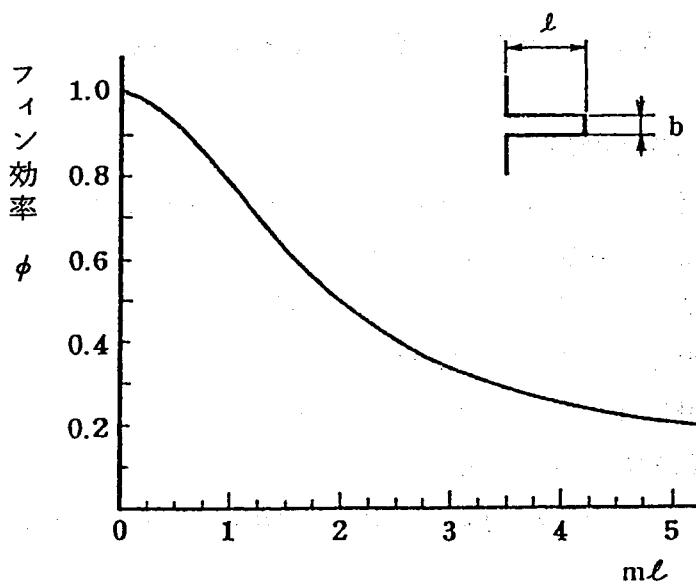


図3.4 矩形フィンの効率

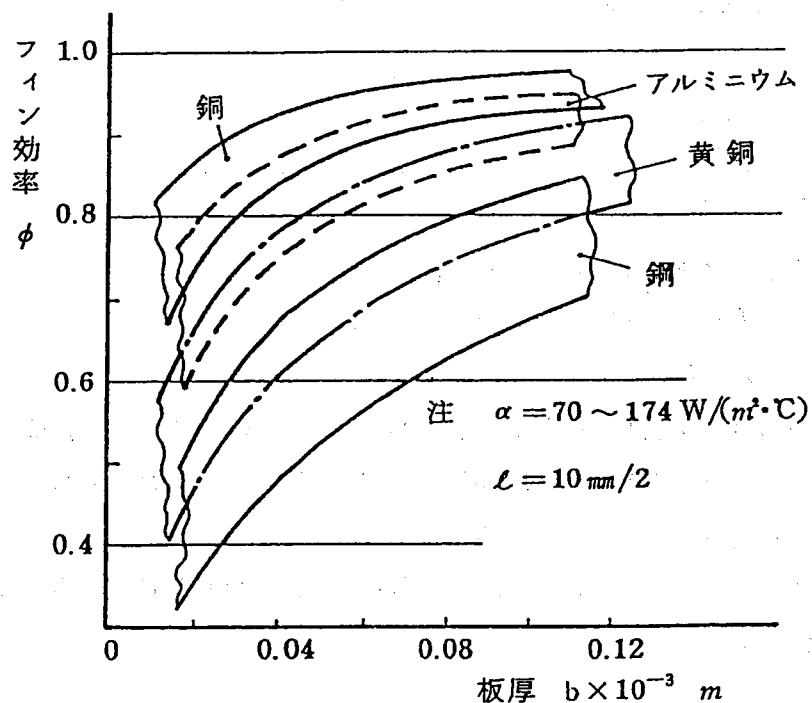


図3.5 矩形フィンの板厚、材質とフィン効率

3.1.5 フィン効率の計算例

図3.3に示す形状のフィンを持ち熱がフィンを経て外側の空気に伝達する場合を具体的に計算してみよう。条件は次の通りとする。

$$\text{フィンの高さ } \ell = 5.5 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$\text{フィンの厚さ } b = 0.05 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$\text{フィンの熱伝導率 } \lambda_f = 373 \text{ [W/(m·°C)]}$$

$$\text{空気側熱伝達率 } \alpha_a = 186 \text{ [W/(m}^2\cdot\text{°C)]}$$

ただし、ラジエータコア内部を通過する空気の実効質量速度における値とする。

パラメータmは式(3-19)より、

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_a}{\lambda_f b}} = \sqrt{\frac{2 \times 186}{373 \times 0.05 \times 10^{-3}}} = 141.2$$

式(3-18)にm、 ℓ の値を与えればつぎのようになる。

$$\phi = \frac{\tanh(141.2 \times 5.5 \times 10^{-3})}{141.2 \times 5.5 \times 10^{-3}} = 0.838$$

もし、コアの幾何形状が同じで、板厚と熱伝達率は上記例の値としてフィン材質をアルミ、黄銅、鋼とすれば、それぞれのフィン効率は表3.3のごとくなる。

表3.3 フィン材質別フィン効率の計算例

材質	熱伝導率 λ w/(m · °C)	パラメータ m m^{-1}	フィン効率 ϕ
銅	373	141.2	0.838
アルミニウム	204	191.0	0.744
黄銅	99	274.1	0.601
鋼	53	374.7	0.470

3. 2 ラジエータの熱通過率

3. 2. 1 ラジエータの伝熱

前節にて基本的な伝熱の仕組みについて述べたが、自動車用ラジエータは、コンパクト性と高い放熱性能を得るために次のような伝熱上の特色がある。

- (1) コア部の冷却水路は行、列に配置された長円形断面をもつ水管群で横成され冷却空気と直交する形式の熱交換器である。
 - (2) 水管、すなわちチューブの空気側表面にはフィンが付けられ、空気側の接触面積が著しく拡大されている。
 - (3) フィンは平滑なものもあるが、その表面上にはルーバ等の加工が施され、熱伝達率を高くする方策がとられている。

以上のような特色を持つ直交流非混合形熱交換器の熱の移動過程は、次の通りである。

- (1) チューブ内を通過する高温側冷却液からチューブ壁への熱伝達による移動。
 - (2) チューブ壁を構成する金属内部の熱伝導による移動。
 - (3) チューブ及びフィンの空気側接触面から低温側空気への熱伝達による移動。

熱は、以上の三つの段階を通過するが、フィン付の構造のため(3)の段階がやや複雑になる。これらを総合した熱の伝え易さを熱通過率という。

次の3. 4項において述べるが、ラジエータの設計は結局放熱面積の決定に帰着する。そのためには、諸種の幾何的形状の異なるコアについてこの熱通過率を求めておかねばならない。

3. 2. 2 热通过率

ラジエータの放熱量と放熱面積との関係は、次式により定義される。

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta T_m \quad \dots \quad (3-20)$$

ここに Q : ラジエータの放熱量 [W]

K : ラジエータの熱通過率 [W/(m² · °C)]

A : ラジエータの空気側総接触面積 [m²]

ΔT_m : 直交流熱交換器における冷却液と空気の平均温度差 [°C]

(3. 4. 3 項を参照)

熱通過率Kは、伝熱工学上の定義により、高低両流体のうち熱伝達率の小さい側、ここで空気側の面積に基づく値とする。

平均温度差 ΔT_m は、直交流熱交換器のときの補正係数法対数平均温度差に基づく値とする。小型車クラスの放熱量の規模では、単に算術平均温度差を使用しても大差はない。

ラジエータの熱通過率は、直接風洞実験により求められる。表3.4にのせた代表的なコアについて上記により定義されたK値の実験データを図3.6.1～4に示す。

ここで、熱通過率を構成する前述の三つの熱移動の過程を解析し、特に空気側熱伝達率 α_a の働きを明かにしてみよう。

ここに実用に供されているコアの一部をとり、図3.7に示すように単純化し、斜線で囲まれた部分について定常状態の熱移動を考えてみる。

第1の熱移動の過程は、温度 T_w の冷却液と温度 T_1 のチューブ内壁面の伝熱面積 A_w との間における熱流量 Q の熱伝達である。冷却液とチューブ間の熱伝達率を α_w とすれば、次式が成り立つ。

第2の過程は、チューブ内壁面の電熱面積Awにおいて温度T₁よりチューブの板厚dを経て温度T₂に至る間の熱伝導である。熱伝導率をλ_tとすれば、

$$Q = Aw \cdot \lambda t \cdot (T_1 - T_2) / d \quad \text{--- --- --- --- --- --- (3-22)}$$

第3の過程は、フィンがあるために二つのコースをたどる。熱流量Qの一部は、直接チューブ外壁面の伝熱面積Atより温度Taの空気に熱伝達で移動するコースと、残りはさらにフィンに熱伝導により移動し、分布温度Tnのフィン面の伝熱面積Afより温度Taの空気に熱伝達するコースとの二つの熱流量 Q_1 と Q_2 に分流する。

フィン面およびチューブ外壁面から空気への熱伝達率を α_a とすれば、次の 2 式が二つのコースにおいて成り立つ。

式 (3-24) の分布温度 T_n が問題である。しかし、フィン効率 ϕ を用いて消去することができる。式 (3-5) によれば、 ϕ は次式にて示される。

表3.4 各種ラジエーター諸元表

番 号	コア寸法	列 数	放 熱 面 積	放 熱 面 積 $/$ 放 熱 面 積	放 熱 面 積 $/$ 放 熱 面 積	通水路断面積		空 氣 側 相 當 直 徑	水 側 相 當 直 徑	端 図	出 典				
						$\ell_w \times \ell_h \times \ell_d$	n	A	A_f/A	S_w	σ	D_a	D_w	π	π
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1	ダイヤモンド	—	—	—	—	18.308	1	3.97	—	0.623	0.0065	0.00309	図3.6.1	東強	
2	RC, ヘリシン	49.5×500×50	—	9.38	0.757	7.57	0.00226	0.824	0.0043	*0.00322	"	1	共研		
3	PF, $\varnothing 8.3$	250 × 250 × 83.7	5	2.28	0.842	4.36	—	0.563	0.0051	—	"	2	東強		
4	PF, ブラン	200 × 200 × 94	5	2.043	0.789	5.43	0.00204	0.801	0.0059	0.00392	"	2	A社		
5	PF, 流丸千鳥	504 × 500 × 62	3	11.71	0.812	7.49	0.00406	0.734	0.0039	0.00390	"	3	A社		
6	PF, フィアット	260 × 307 × 59.5	3	5.35	0.804	11.26	*0.00234	0.701	0.0025	*0.00273	"	3	共研		
7	CF, マーベリック	439 × 415 × 32	2	4.70	0.853	8.06	*0.00134	0.836	0.0037	*0.00326	"	4	共研		
8	CF, A社	418 × 450 × 49	3	8.84	0.853	9.59	0.00214	0.813	0.0034	0.00313	"	4	A社		
9	CF, SR	568 × 325 × 16	1	4.626	0.887	15.66	0.00121	0.765	0.0020	0.00313	"	4	B社		
10	CF, SR	660 × 379.2 × 16	1	6.5402	0.875	16.54	0.00124	0.766	0.0018	0.00226	"	4			

注1. A_f は両面計算とする。

2. * 推定計算による。

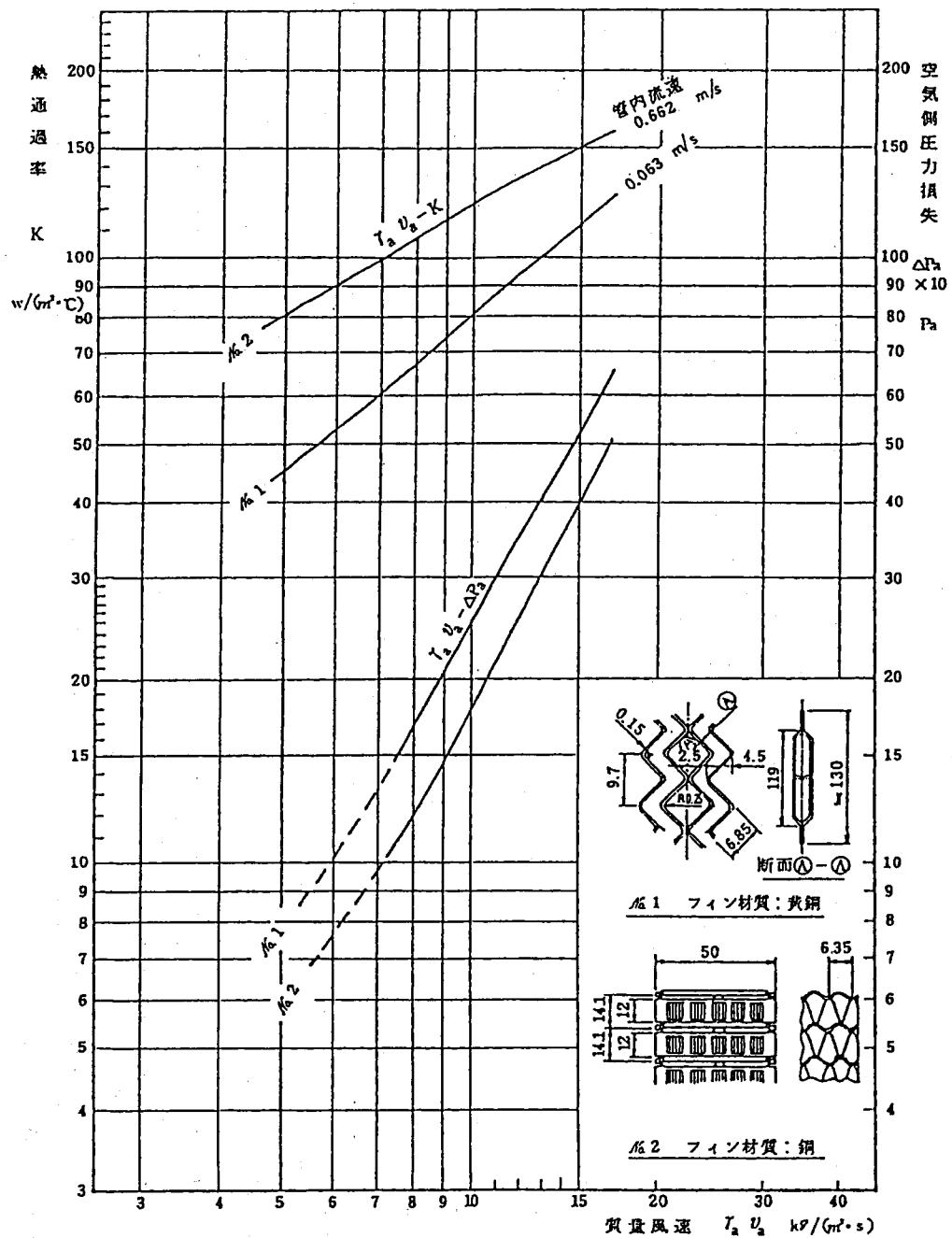


図 3.6.1 放熱性能特性線図

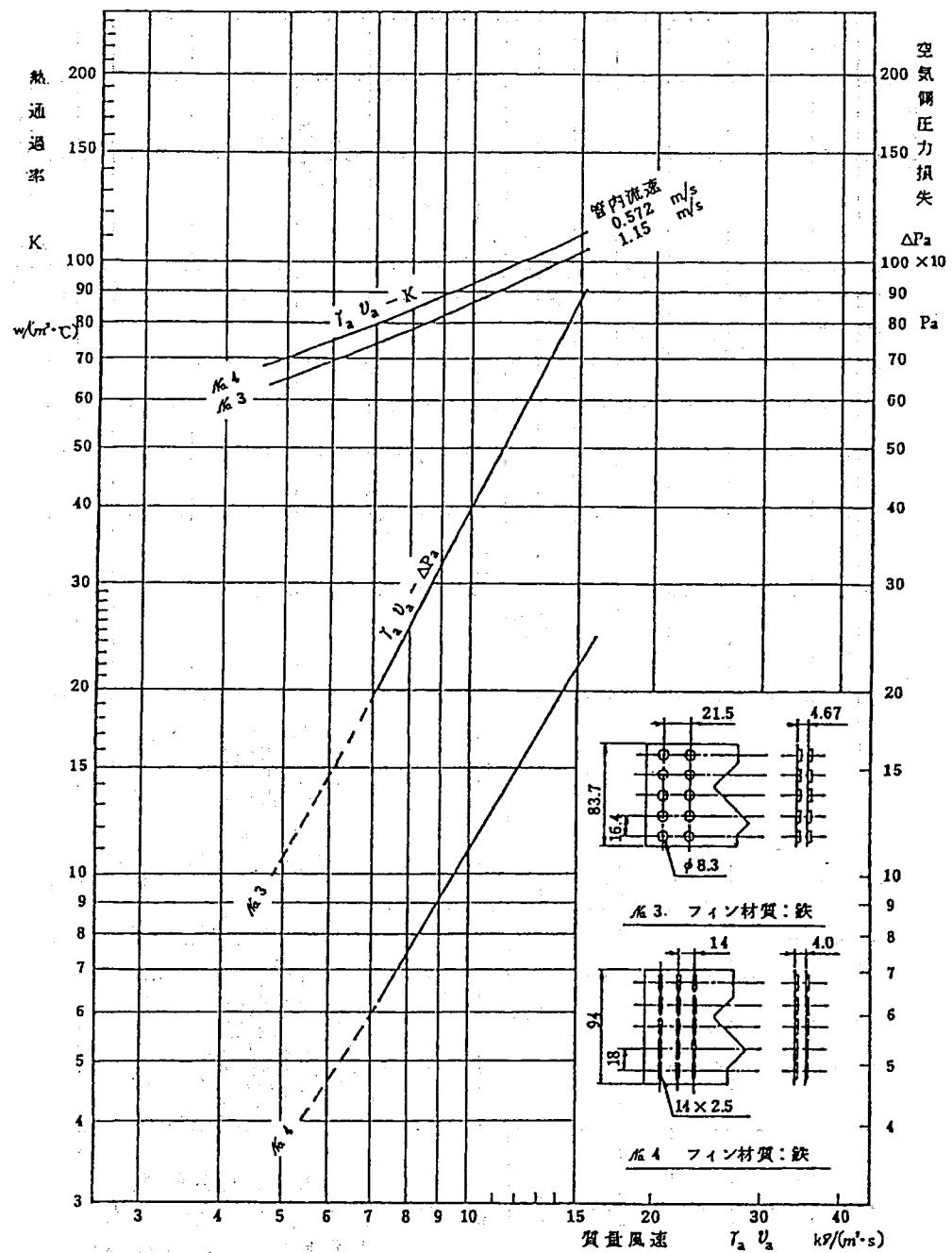


図3.6.2 放熱性能特性線図

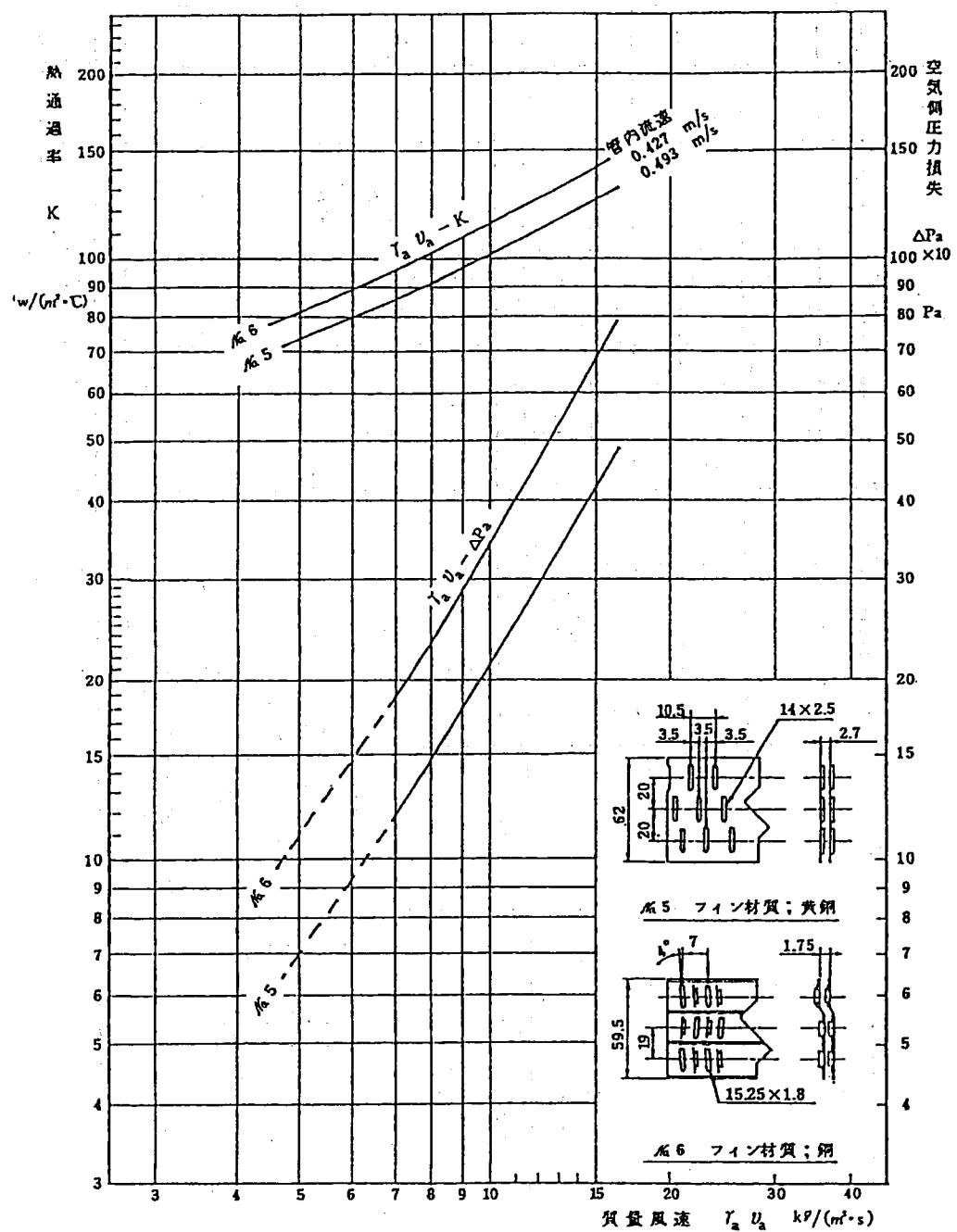


図3.6.3 放熱性能特性線図

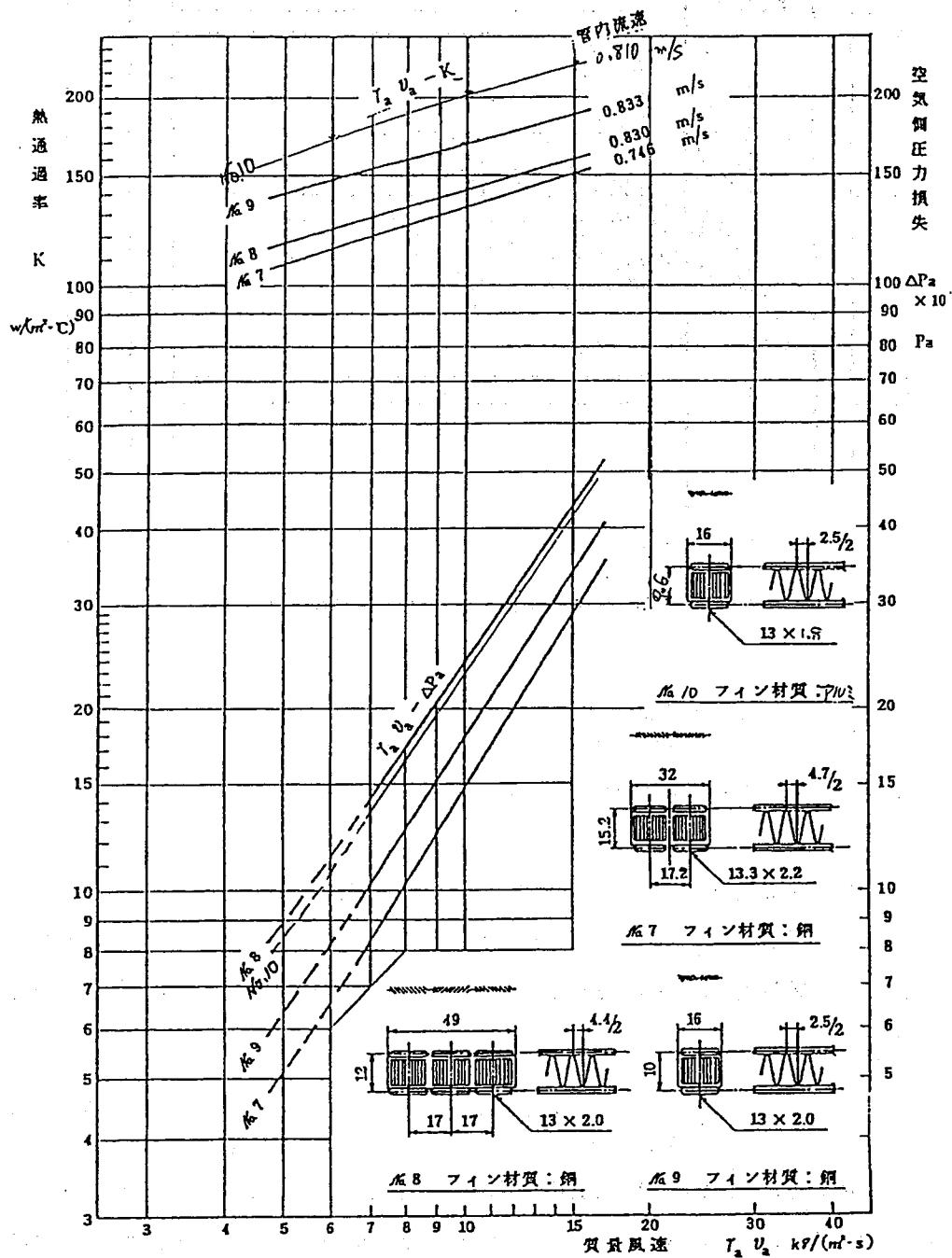


図3.6.4 放熱性能特性線図

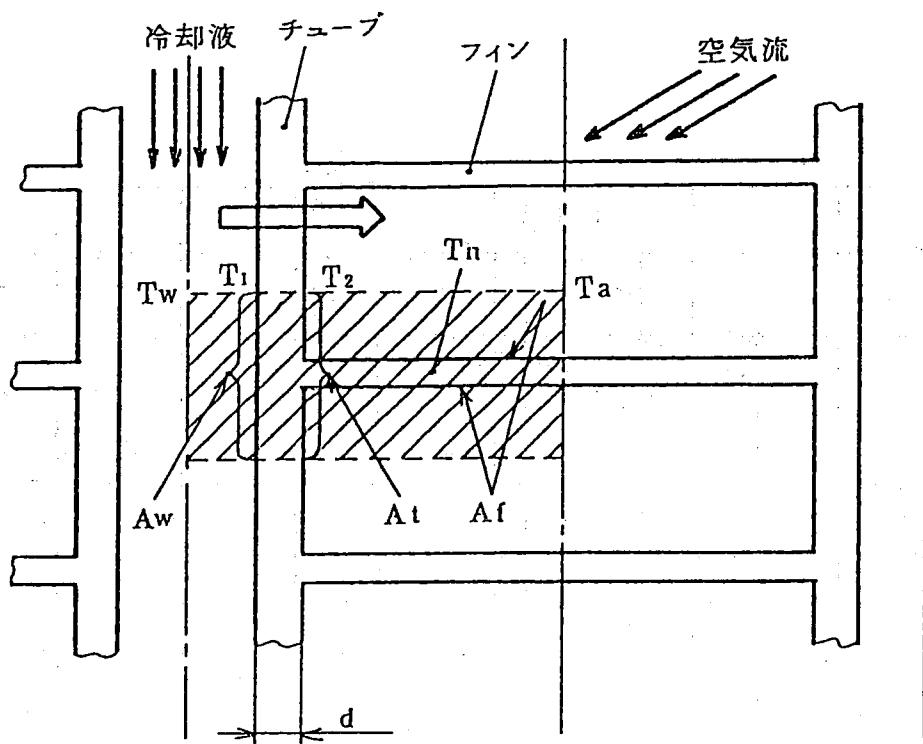


図3.7 自動車用ラジエータコアの熱移動経路モデル

$$\phi = \frac{Af \cdot \alpha_a (T_n - T_a)}{Af \cdot \alpha_a (T_2 - T_a)}$$

よって、次式のように置き換えられる。

$$Q_2 = Af \cdot \alpha_a \cdot \phi (T_2 - T_a) \quad (3-25)$$

なお、 $Q = Q_1 + Q_2$ であるから第3の過程は次のようになる。

$$Q = (A_t \cdot \alpha_a + Af \cdot \alpha_a \cdot \phi) (T_2 - T_a) \quad (3-26)$$

以上三つの過程を示す式を得た。それぞれの式を温度差にて整理して、その和を求めれば次式を得る。

$$Tw - T_a = Q \left(\frac{1}{Aw \cdot \alpha_w} + \frac{d}{Aw \cdot \lambda t} + \frac{1}{At \alpha_a + Af \alpha_a \cdot \phi} \right) \quad (3-27)$$

上式は温度差、熱流量、熱抵抗の関係を示す式に他ならない。右辺括弧内の全熱抵抗を $1/(KA)$ で表わせば次式のようになる。熱流量 Q は、両流体間の温度差のみの関数となり中間の壁温を考慮する必要がない。

$$Q = KA (Tw - T_a) \quad (3-28)$$

この K は、先に定義した熱通過率である。そして、次のように表わせる。

$$\frac{1}{KA} = \frac{1}{Aw \cdot \alpha_w} + \frac{d}{Aw \cdot \lambda t} + \frac{1}{At \alpha_a + Af \alpha_a \cdot \phi}$$

空気側総面積Aは、 $A=At+Af$ であるから At を除去すれば、

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_w \frac{Aw}{A}} + \frac{d}{\lambda t \frac{Aw}{A}} + \frac{1}{\alpha_a \left\{ 1 - \frac{Af}{A} (1 - \phi) \right\}}$$

となる。なお、

$$\eta a = 1 - \frac{Af}{A} (1 - \phi) \quad (3-29)$$

とおけば、次式のように簡単になる。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_w \frac{Aw}{A}} + \frac{d}{\lambda t \frac{Aw}{A}} + \frac{1}{\alpha_a \cdot \eta a} \quad (3-30)$$

上式がラジエータの熱通過率と、それを構成する三つの部分現象との間の関係式である。

あらためて記号の説明をすれば、

K : 空気側の放熱面積Aに基づく熱通過率 [W/(m² · °C)]

A : 放熱面積 [m²]

ただし $A=At+Af$

At : チューブの空気側総接触面積 [m²]

Af : フィン両面の空気側総接触面積 [m²]

Aw : チューブの冷却液側の総接触面積 [m²]

もし、チューブの板厚が小さいときは、 $Aw \approx At$ とおくことができる。

したがって、

$Aw/A \approx At/A = (1 - Af/A)$ としてもよい。

d : チューブの板厚 [m]

λt : チューブの材料の熱伝導率 [W/(m · °C)]

α_a : 空気側熱伝達率 [W/(m² · °C)]

α_w : 冷却液側熱伝達率 [W/(m² · °C)]

ηa : フィンの総合効率 ただし、式(3-29)により定義される。

ϕ : フィン効率 ただし、式(3-18)により定義される。

3. 2. 3 熱通過率の計算例

図3.8 (No.a) に示すコア形式のラジエータについて熱通過率と、その構成部分を式(3-30)にしたがって調べてみる。条件は次の通りとする。

○コアの諸元値

フィン面積／放熱面積	$A_f / A = 0.853$
チューブ面積／放熱面積	$A_w / A = 0.147$
フィンの高さ	$\ell = 5.5 \times 10^{-3}$ [m]
フィンの厚さ	$b = 0.05 \times 10^{-3}$ [m]
チューブの厚さ	$d = 0.15 \times 10^{-3}$ [m]

○物性値

フィンの熱伝導率 (銅)	$\lambda_f = 372$ [W / (m · °C)]
チューブの熱伝導率 (黄銅)	$\lambda_t = 99$ [W / (m · °C)]

○試験の条件と熱伝達率

冷却液流速 0.83 m/s における冷却液側熱伝達率

$$\alpha_w = 8860 \quad [\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{°C})]$$

コア前面質量風速 $10 \text{ kg} / (\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 相当における空気側熱伝達率

$$\alpha_a = 186 \quad [\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{°C})]$$

○計算結果

$$\text{フィン効率} \quad \phi = 0.838$$

$$\begin{aligned} \text{フィン総合効率} \quad \eta_a &= 1 - (A_f / A) (1 - \phi) \\ &= 1 - 0.853 (1 - 0.838) \\ &= 0.862 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{K} &= \frac{1}{\alpha_w \frac{A_w}{A}} + \frac{d}{\lambda t \frac{A_w}{A}} + \frac{1}{\alpha_a \cdot \eta_a} \\ &= \frac{1}{8860 \times 0.147} + \frac{0.15 \times 10^{-3}}{99 \times 0.147} + \frac{1}{186 \times 0.862} \end{aligned}$$

$$7.015 \times 10^{-3} = 0.768 \times 10^{-3} + 0.010 \times 10^{-3} + 6.237 \times 10^{-3}$$

$$(100\%) = (11.0\%) + (0.1\%) + (88.9\%)$$

$$K = \frac{1}{7.015 \times 10^{-3}} = 142.6 \quad [\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{°C})]$$

上記計算例から次のことがわかる。

全熱抵抗を構成する三つの部分抵抗において、空気側熱伝達率の項が一番大きく

88.9%を占めている。したがって、熱通過率K値を高くするためには α_a 値を高くすることに帰着する。水側からの熱交換条件の改善は、大きな効果を得られないが、適当な流速(1 m/s内外)を与え、高い α 値を用いるべきである。

チューブの熱伝導の項は0.1%に過ぎず、無視できる大きさである。したがってチューブの板厚の大小、材質による熱伝導の違いは熱通過率を求める場合、問題にならない。

チューブ表面の“はんだ”の熱抵抗は、同じ理由により初めから無視したが、だからといって、フィンとチューブとのはんだ接合を、おろそかにして良いということはない。

それは、空気が熱の絶縁体だからである。

式 (3-30) のチューブの熱伝導の項を無視すれば、次のような簡略な式になる。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_w \frac{Aw}{A}} + \frac{1}{\alpha_a \cdot \eta a} \quad (3-31)$$

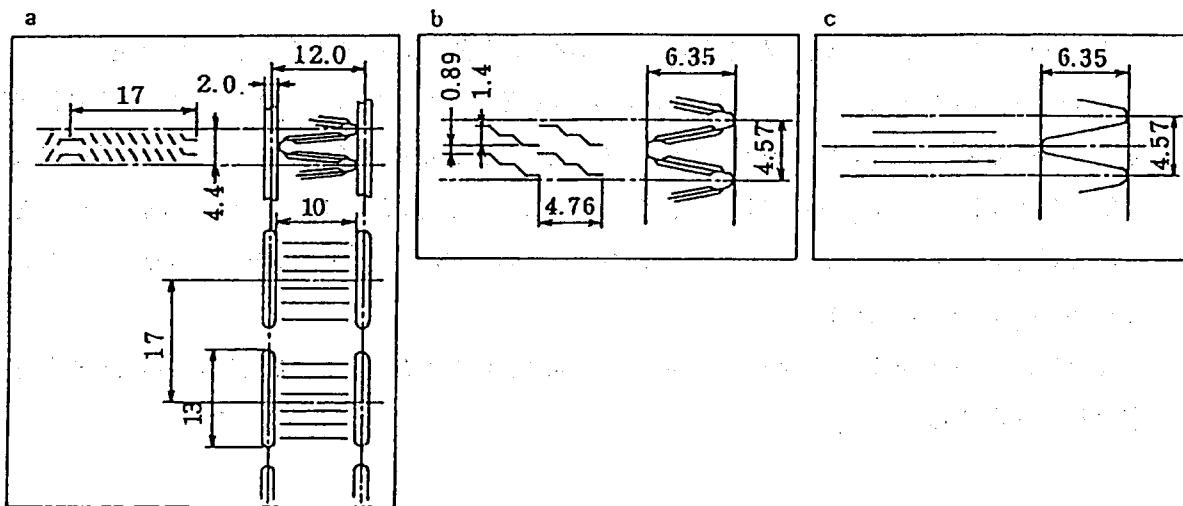
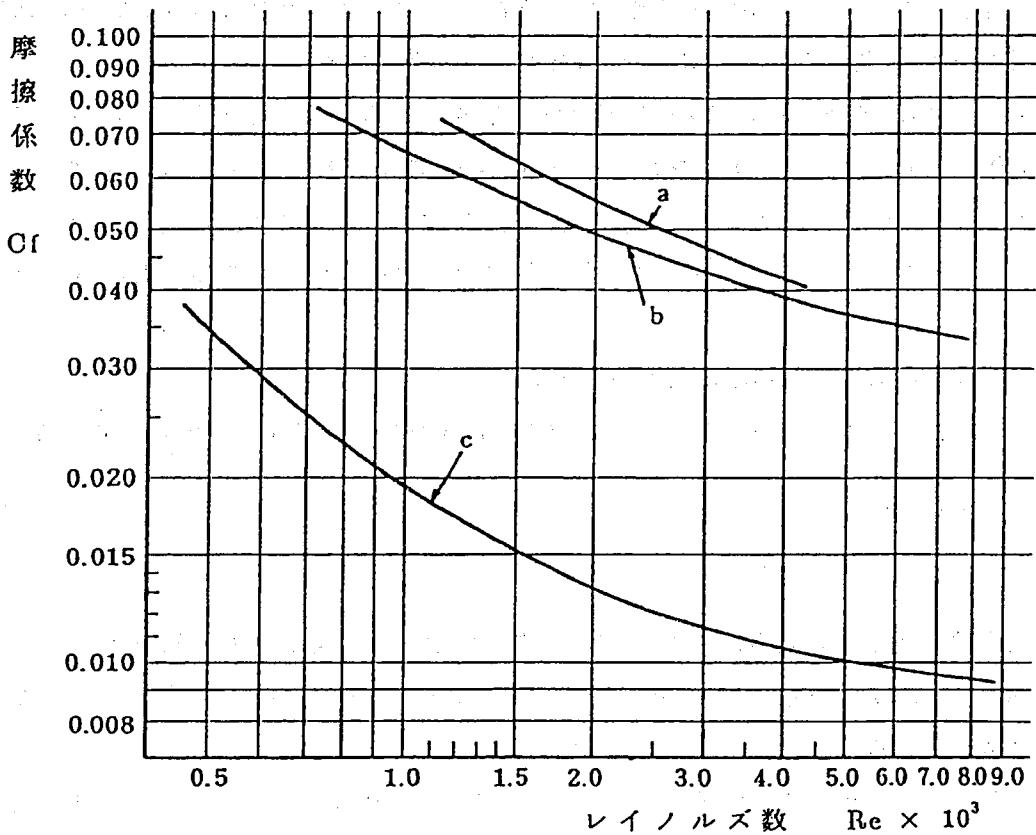
上式は一見して並列抵抗の和を求める式と形が同一である。熱通過率Kの値は、右辺の構成因子、すなわち $\alpha_w \cdot Aw / A$ 及び $\alpha_a \eta_a$ のそれぞれの値より大きくならないことを意味している。

もし、右辺の水側の熱伝達率 α_w を無限大に近づければ、 $K = \alpha_w \eta a$ を得ることができます。

この関係を使って、実験値から直接 α の値を外挿法により求めることもできる。

水側の熱伝達率 α_w は、チューブ内冷却液の流速の関数である。したがって、冷却液流速 v_w を変数として放熱試験を実施し、熱通過率 K を導入する。 K と $1/v_w$ の関係にて曲線を作れば、 $1/v_w$ が 0 に近づくにしたがって、 K 値がサチレートする曲線をうる。この曲線を延長して $1/v_w = 0$ 、すなわち $v_w = \infty$ に相当する K_0 の値を求めれば、それは $K_0 \doteq \alpha_w \eta a$ の値である。

ほかに、ハウゼンやシーダー、ティトらの実験式よりチューブ内の水側の熱伝達率を求める方法がある。



A_a	D_w m	D_a m	A_f/A m^2/m^2	A/V m^2/m^3	σ	フイン板厚 mm	フイン材質
a	0.00313	0.00340	0.853	959	0.813	0.05	Cu
b	—	0.00308	0.756	1204	—	0.15	Al
c	—	0.00308	0.756	1204	—	0.15	Al

図3.8 コア形式及び摩擦係数

3. 3 ラジエータの圧力損失

3. 3. 1 空気側圧力損失

自動車の冷却装置の設計において、小さいラジエータと大きいファン、または大きいラジエータと小さいファンの組み合わせが可能である。実際にはファンの消費動力、騒音、ラジエータのスペースおよびコストなど多くの面からきびしい制約を受け、苦しい設計を余儀なくされている。

基本的には、ファンの消費動力を左右するラジエータの圧力損失と、ラジエータのコンパクト性を左右する熱伝達の問題に帰着するが、両者はそれぞれ独立した現象でなく、今日の流体力学的伝熱理論ではまさに相関することが明かにされている。

したがって、圧力損失の発生機構を正しく認識することは、熱伝達の機構の解明にも必要であり、またラジエータの放熱特性を示すデータには使用流体の圧力損失が記述されていなければならない。これにより、ファンとラジエータとの特性曲線を組み合わせることができ、冷却装置の適正な選択を可能にする。

図3.6.1～3.6.4にラジエータの熱通過率と空気側圧力損失の値を質量風速ベースにて示した。これらの空気側圧力損失曲線からおよそ次の特徴を見い出すことができる。

- (1) 圧力損失は、質量風速の1.5～1.8乗に比例して増加する。
- (2) コアの形式、厚さ、フィンピッチなどにより圧力損失は左右される。
- (3) 風速域によって圧力損失曲線の勾配が異なる。

すなわち、圧力損失は空気の運動エネルギーに略比例し、コアの幾何形状に関係し、また流体の“流れの状態”に影響されることを意味する。

さて、ラジエータの空気側圧力損失は、直接風洞実験によって求めることができる。ここで、圧力損失の構成を、ラジエータを通過する空気の流れに沿ってみてみよう。

図3.9に空気流路に置かれたラジエータの圧力損失の発生状況を示す。

全圧力損失 ΔP は、入口部全圧 P_1 と出口部全圧 P_2 との差で実験によって測定される。

また、この損失の構成内容はコア入口部の圧力損失、コア内部の圧力損失、コア出口部の圧力上昇との総和として成り立っている。

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_{core} - \Delta P_2 \quad \text{--- (3-32)}$$

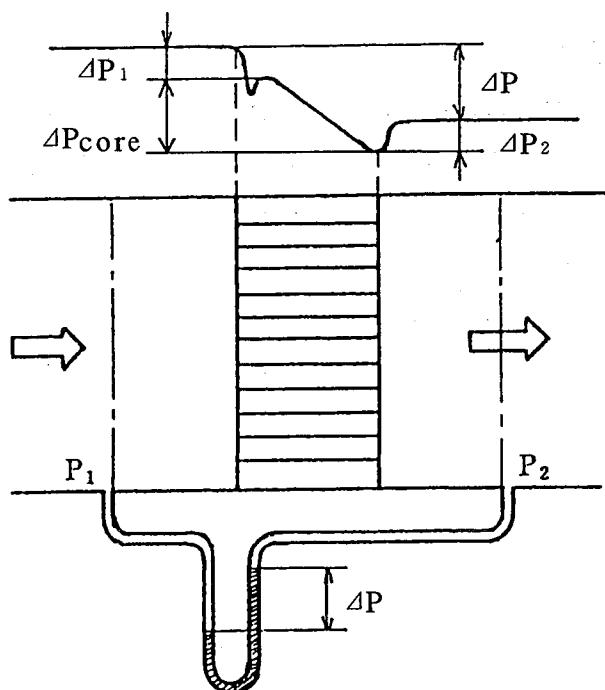


図3.9 ラジエータの空気側流露路の圧力損失

(1) ラジエータ出入口部の圧力損失

コア入口部においては、流路断面積の急激な変化に伴い流れの収縮がおこり、 ΔP 、なる損失が発生する。(図3.9 参照)

この損失は次式により表わされる。

$$\Delta P_1 = \frac{G^2}{2 \gamma_1} (1 - \sigma^2) + Kc \frac{G^2}{2 \gamma_1} \quad \dots \dots \dots \quad (3-33)$$

ここに ΔP_1 : コア入口部圧力損失 [Pa]

G : 実効質量速度 [kg / (m² · s)]

$$G = \gamma_1 \frac{v_a}{\sigma}$$

γ_1 : コア入口部における空気の密度 [kg/m³]

v : コアの前面風速 [m/s]

α : 空気側流路の断面積縮小率

$$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}}$$

A_c : ヨリ内流路最小断面積 [m²]

Afr : ヨリ前面面積 [m²]

K_c : 収縮損失係数

式(3-33)の右辺第1項は、流路断面積の収縮による圧力損失、第2項は境界層のはくりを伴う損失で、運動量変化に起因する圧力損失である。

同様にしてコアの出口部における圧力上昇 ΔP_2 は、次式で表される。

$$\Delta P_2 = \frac{G^2}{2\gamma_2} (1 - \sigma^2) - Ke \frac{G^2}{2\gamma_2} \quad \dots \quad (3-34)$$

ここに ΔP_2 : コア出口部圧力損失 [Pa]

γ_2 : コア出口部における空気の密度 [kg/m^3]

Ke : 拡大損失係数

収縮損失係数及び拡大損失係数について、ケイとロンドンらは実験と解析により、図3.10～13のように作った。図は代表的な幾何形状のものを選び、レイノルズ数Reと断面縮小率 α との関係で示してある。ただし、図3.10以外はいずれもコアが十分長く、流れが発達した速度分布を持つという仮定に立っているので、未発達流の場合は収縮損失係数 K_c は小さく、拡大損失係数 Ke は大きくなる。

ルーバフィンのように成形された不連続の幾何的表面をもつコアでは、流れが発達する前に中断し、また再発達を繰り返すが、この場合は収縮損失係数、拡大損失係数はコア内流速に関係なく、 $Re = \infty$ のときの曲線を用いるものとする。

(2) ラジエータコア内部の圧力損失

コア内部の圧力損失は、チューブとフィンの伝熱面の形状抵抗と摩擦抵抗が重なったものだが、ここでは両者を分離せず、全空気接触面、すなわち放熱面積Aに作用する等価せん断力として定義づけるものとする。

コアの空気流路の形状は、プレートフィンタイプでは矩形断面、コルゲートフィンタイプでは三角形断面の管路に順じて考えれば、ファンニングの管路の圧力損失の式を適用できる。ただし、熱交換による空気の密度変化を考慮しなければならないので次式のようになる。

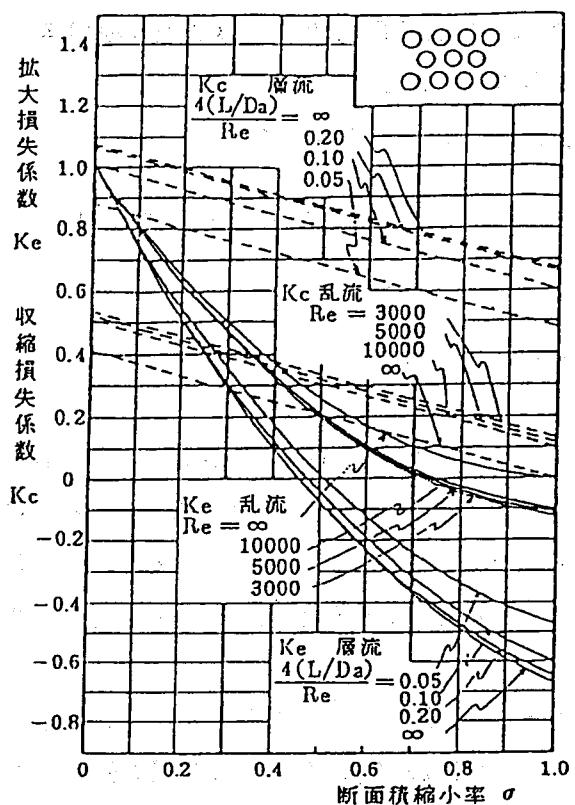


図 3.10

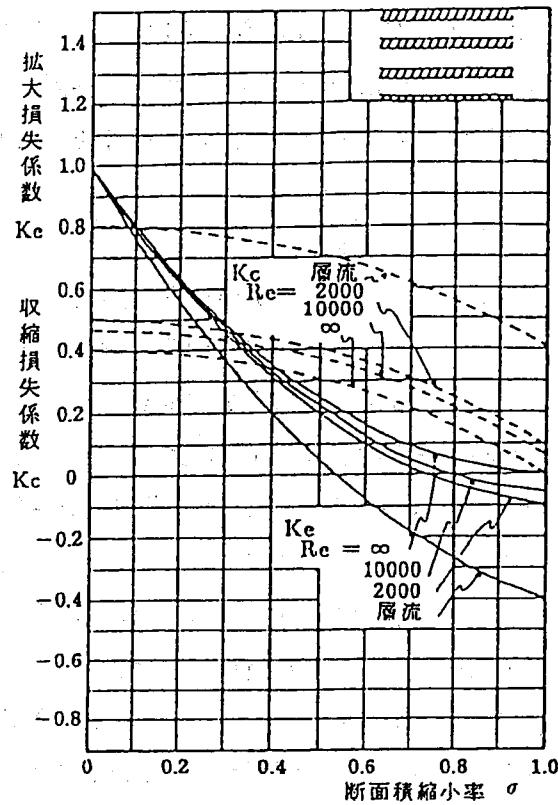


図 3.11

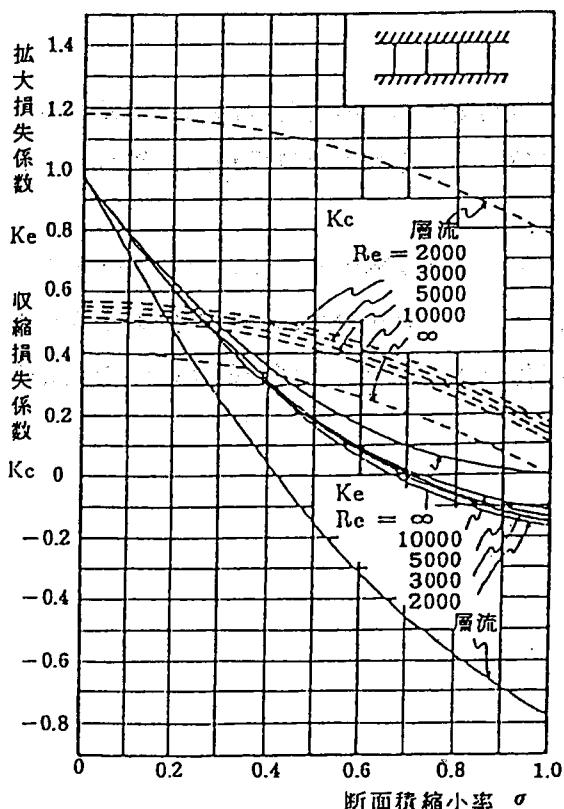


図 3.12

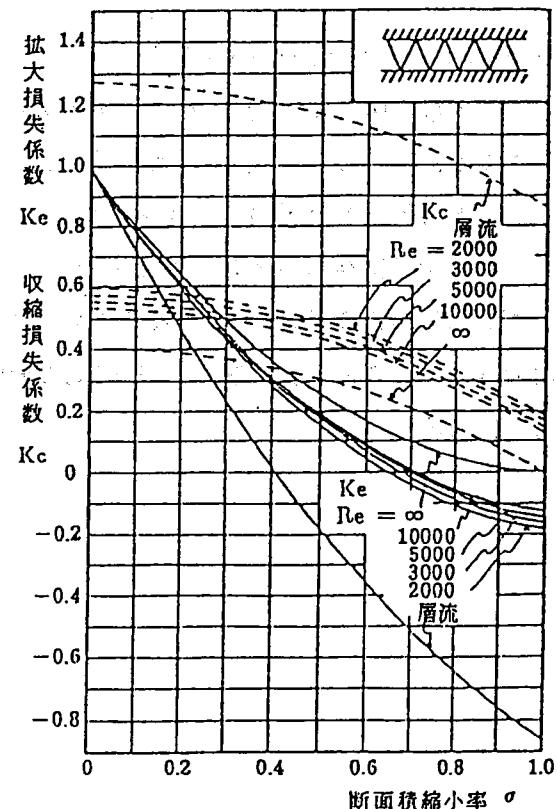


図 3.13

図3.10～13 空気側の拡大損失係数及び収縮損失係数

$$\Delta P_{core} = \frac{G^2}{2 \gamma_1} \left\{ 2 \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} - 1 \right) + 4 Cf \frac{L}{Da} \frac{\gamma_1}{\gamma a v} \right\} \quad (3-35)$$

ここに ΔP_{core} : コア内部の圧力損失 [Pa]

Cf : 摩擦係数

L : コアの厚さ [m]

Da : 空気側相当直径 [m]

$\gamma a v$: 空気の平均密度 [kg/m^3]

$$\gamma a v = \frac{P a v}{P_1} \frac{T_1}{T a v}$$

T_1 : 空気の入口温度 [°C]

$T a v$: コアの出入口における空気の算術平均温度 [°C]

P_1 : コアの入口における空気の静圧 [Pa]

$P a v$: コアの出入口における空気の算術平均の静圧 [Pa]

ここで、式 (3-35) の右辺第1項は、空気の加熱などによる密度変化の損失分で、第2項はファンニンゲの式である。なお、ここで用いた空気側相当直径 Da について、ラジエータのような熱交換器の場合次のように定義している。

$$Da = 4 \times \frac{\text{通路断面積}}{\text{ぬれ縁長さ}} = 4 \times \frac{\text{流路最小断面積} \times \text{コア厚さ}}{\text{空気側総接触面積}}$$

記号で表わせば、

$$Da = \frac{4 A c \cdot L}{A} = 4 \sigma \frac{A}{\beta} \quad (3-36)$$

となる。この式はラジエータの装置定数間の関係式として有用である。 β はコンパクト性を表わす指数で、放熱面積 A をコア容積 V で割ったものである。

式 (3-36) から $4 L / Da$ の係数は、次のように変形できる。

$$4 \frac{L}{Da} = \frac{4L}{4 \cdot A c \cdot L / A} = \frac{A}{A c} \quad (3-37)$$

(3) コアの全圧力損失

式 (3-32) に式 (3-33)、式 (3-34)、式 (3-35) 及び式 (3-37) を代入すれば次式を得る。

$$\Delta P = \frac{G^2}{2 \gamma_1} \left\{ (K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} - 1 \right) + Cf \frac{A}{A c} \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma a v} - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \right\}$$

全圧力損失 入口部損失 加熱損失 摩擦による損失 出口部損失
----- (3-38)

以上がラジエータの全圧力損失の構成を示す式である。ラジエータでは、一般に σ の値は0.8前後の値で、 K_c と K_e の値は σ の値より小さい。しかし、コアが薄いラジエータでは出入口損失の全体に占める割合が無視できない。

次に、計算例によって圧力損失の構成部分を明らかにしてみよう。

3. 3. 2 空気側圧力損失の計算例

図3.8 (No. a) に示すコア形式をもつ3列のラジエータについて式 (3-38) にしたがって計算する。

○コア諸元

空気側相当直径	$D_a = 3.40 \times 10^{-3}$	[m]
放熱面積	$A = 8.84$	[m^2]
空気流路最小断面積	$A_c = 0.153$	[m^2]
空気側流路断面積縮小率	$\sigma = 0.813$	

○物性値

空気温度35°Cにおいて、

空気の密度	$\gamma_1 = 1.145$	[kg/m ³]
空気の粘性係数	$\mu = 19.4 \times 10^{-6}$	[Pa·s]

○条件

コア前面質量風速	$\gamma_1 v a = 10$	[kg/(m ² ·s)]
----------	---------------------	--------------------------

ただし、放熱せず等温にての試験とする。

○計算結果とパラメータ

実効質量速度

$$G = \gamma_1 v a / \sigma = 10 / 0.813 = 12.30 \quad [\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})]$$

レイノルズ数

$$Re = Da \cdot G / \mu = 3.40 \times 10^{-3} \times 12.30 / 19.4 \times 10^{-6} = 2160$$

収縮損失係数 $K_c = 0.14$ (図3.13 $Re = \infty$)

拡大損失係数 $K_e = 0.04$ (同上)

摩擦係数 $C_f = 0.053$ (図3.8 $Re = 2160$)

$$\begin{aligned} \Delta P &= \frac{G^2}{2 \gamma_1} \left\{ (K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} - 1 \right) + C_f \frac{A}{A_c} \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma a v} - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \right\} \\ &= 66.07 \left\{ (0.14 + 1 - 0.813^2) + 2 (1 - 1) + 0.053 \times 8.84 / 0.153 \times 1 - (1 - 0.813^2 - 0.04) \times 1 \right\} \end{aligned}$$

$$214.20 = 31.65 + 0 + 202.31 - 19.76$$

$$(100\%) = (14.8\%) + (0\%) + (94.4\%) - (9.2\%)$$

全圧力損失 入口部損失 コア内部損失 出口部損失

求めた空気圧損失は214Paとなり、水柱にして21.8mmAqとなる。

参考文献

- (1) Heat Transmission, William H. Mc Adams
Mc Graw-Hill (IIIrd 1954)
- (2) Compact Heat Exchangers, W. M. Kats and A. L. London
Mc Graw-Hill (IIrd 1964)
- (3) Kraftfahrzeughäler, W. S. Babitschew
Fachbuchverlag Leipzig 1955
- (4) Thermodynamics of Engineering Science
S. L. Soo
Prentice-Hall 1959
- (5) 伝熱工学、栗野誠一、葛岡常雄 丸善 1954
- (6) 基礎伝熱工学、W. H.ギート 丸善 1960
- (7) 熱交換器設計ハンドブック、尾花英郎 工学図書 1974
- (8) 伝熱工学資料、日本機械学会編 日本機械学会 1975
- (9) 機械工学 SIマニュアル 日本機械学会編 日本機械学会 1979

3.4 ラジエータの設計計算

3.4.1 設計計算の目的

ラジエータの設計には、適用するエンジンの様々な運転条件のもとに、次のような究極の目的を意識してラジエータの必要最小諸元を求める。即ち、

- (1) エンジンから発生する熱を、適切に放熱すること
- (2) 送風ファン、水ポンプなどの駆動力を最小にすること

ラジエータの各要素について諸元を決定する際には、次のような冷却システム全体に係わる問題も考慮する必要がある。

- a) トランスマッショングルーム内に於けるオイル交換部の冷却液への放熱
- b) エンジンルーム内にある各種機器へのラジエータによる熱害の配慮
- c) 空調用コンデンサー及び、インタークーラー等によるラジエータの通気特性への影響
- d) 冷却システムに許容される取付けスペース
- e) 送風ファンによる騒音

これらの問題点を検討するには、具体的な車両を設定する必要があるが、ここではラジエータそのものの設計に当つて一般的に行われるラジエータ性能計算について、以下に述べることにする。

そのラジエータ性能計算に先立つて、エンジンが冷却系に奪われる熱量について概略の値を把握しておく必要がある。

3.4.2 エンジンが冷却系に持ち去られる熱量

一般にエンジンのヒートバランスを語るとき、冷却損失はエンジンの全エネルギーの約20～30%に当ると言われている。実際の自動車用エンジンの場合、エンジンにかかる負荷及びその走行条件によって、この値は大きく異なったものになる。

図3.14は1300cc級乗用車の場合の、エンジン負荷に対する冷却損失を示したものである。この図から、例えば、エンジン回転数が3000rpmで一定である場合でも、全負荷運転している時の冷却損失は17%であり、無負荷運転であれば44%に達することがわかる。

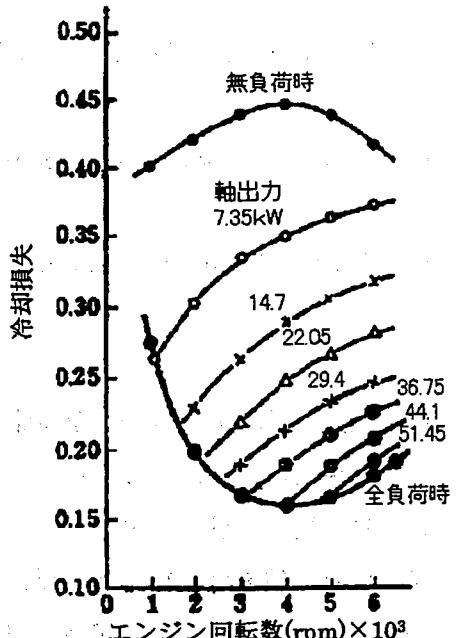


図3.14 1300cc乗用車の冷却損失

一般にエンジンの水温レベル（限界水温として例えば、105～110℃）はFR車では最高速度での走行時及びその後のアイドリング時点での温度をとり、FF車では登坂速度（2ndギア、40～60km/h）時点での温度をもって決めていることが多い。勿論、このほかにも空調機器あるいは燃料系の装置など、エンジンルーム内にある各種機器への熱害を考慮に入れて、最終的に決められている。

次に、ラジエータの装着位置とそのスペースが問題になる。通常は、両者のデザインにより制約され、更に、空調用コンデンサーの能力もからんで限界の条件が与えられる。

図3.15はエンジンの最高出力とラジエータの前面面積とを対比したデータを示している。

3. 4. 3 ラジエータの性能計算

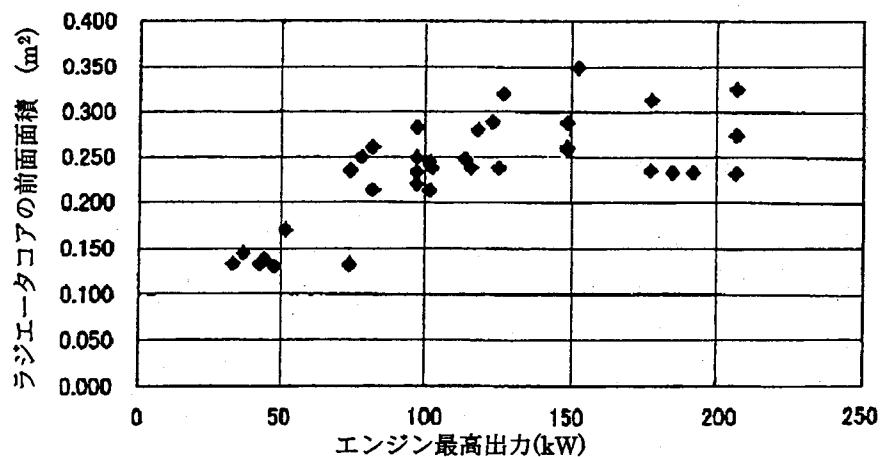


図3.15 乗用車のエンジン最高出力とラジエータコアの前面面積

ラジエータの性能計算を行うにあたって、はじめに熱通過率Kの定義を確認しておく。そのあとでKの算出、放熱量Qの計算をもとに、実際的なラジエータの諸元の設定と計算例を述べることとする。

(1) 热通過率Kの定義

熱通過率Kは次のように定義されている。

$$K = Q / (A \cdot \Delta T_m) \quad \text{--- (3-39)}$$

ここで、A：空気側の全放熱面積を示し、フィンは両面で計算を行う。

ΔT_m ：空気・水の平均温度差（以下、気水温度差という。）

この場合、気水温度差 ΔT_m は、次のように考えることができる。

$$\Delta T_m = F_T \cdot \Delta Trm \quad (3-40)$$

ここで、 ΔTrm は対向流の対数平均温度差と呼ばれるもので、次の関係式で示される。

$$\Delta Trm = \{(Tw_1 - Ta_2) - (Tw_2 - Ta_1)\} / \ln \{(Tw_1 - Ta_2) / (Tw_2 - Ta_1)\} \quad (3-41)$$

また、 F_T は、直交流に対する修正項で、次の式で示される。

$$F_T = f(q, P)$$

$$P = (Ta_2 - Ta_1) / (Tw_1 - Ta_1) \quad q = (Tw_1 - Tw_2) / (Tw_1 - Ta_1)$$

$$R = (Tw_1 - Tw_2) / (Ta_2 - Ta_1) = C_w / C_a$$

ここに用いる記号の意味及び単位は、次のとおりである。

T_{a_1}, T_{a_2} : 空気の入口、出口温度 [°C]

T_{w_1}, T_{w_2} : 水の入口、出口温度 [°C]

C_a, C_w : 空気、水の水当量 [W/°C]

Q : ラジエータの放熱量 [W]

K : 热通過率 [W/m² °C]

A : 放熱面積 [m²]

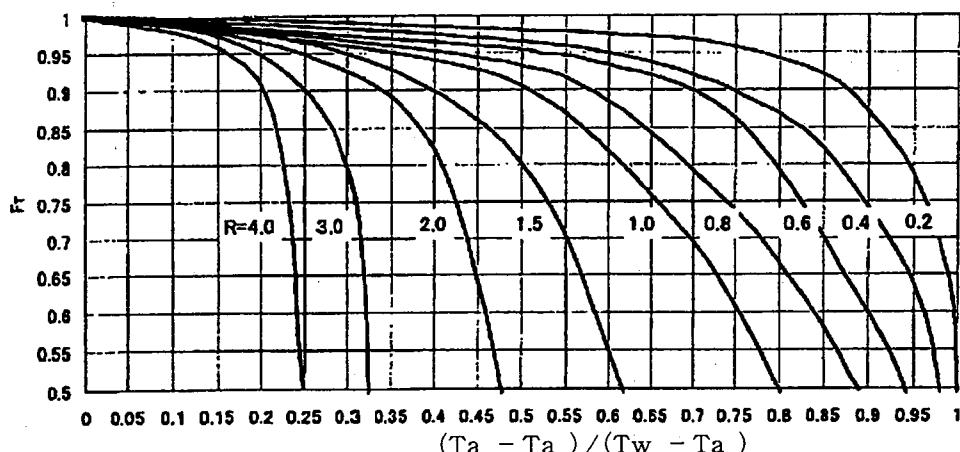


図3.16 単流路直交流熱交換器に対する対数平均温度差の補正係数 F_T

(2流体混合せず) - 伝熱工学資料より

- ① P の比較的小さい領域では (一般にコア厚さが50mm以下)

$$F_T \approx 1$$

$$\Delta Trm \approx \{(Tw_1 + Tw_2) - (Ta_2 + Ta_1)\} / 2 \quad (3-42)$$

- ② P の大きい領域では (コア厚さが50mm以上)

図3.16を見てもわかるとおり、補正関数の注意すべき点としては、 F_T の低い値に対して急激な勾配をもつていてことである。

この領域において、温度の小さい変化にも F_T が大きく変化し、平均温度差を変え

てしまう。従って、0.8以下の F_T の範囲には問題がある。

(2) 热通過率Kの算出

モデルラジエータの実験をもとに、水側の放熱量は次式のようになる。

$$Q_w = G_w \cdot C_{pw} (T_{w_1} - T_{w_2}) \quad (3-43)$$

また、空気の吸熱量は次式による

$$Q_a = G_a \cdot C_{pa} (T_{a_2} - T_{a_1}) \quad (3-44)$$

ここに、

Q_w : 水側の放熱量 [W]

Q_a : 空気側の受熱量 [W]

C_{pw} : 水の比熱 [J/kgK]

C_{pa} : 空気の比熱 [J/kgK]

ここで、 $Q_w = Q_a$ として T_{w_2} を求め、(3-39)から(3-42)までの式を用いることにより、空気の質量流速 $= V_a \times \gamma_a$ 及び水の質量流速 $= V_w \times \gamma_w$ をパラメータとした熱通過率Kが算出できる。

ここに、

V_a, V_w : 空気、水の流速 [m/s]

γ_a, γ_w : 空気、水の密度 [kg/m³]

(3) 放熱量の計算

ラジエータ形式と前面面積が決まれば、車両仕様の空気流速 V_a 、水の流速 V_w 、水の入口温度 T_{w_1} 、空気の入口温度 T_{a_1} から熱通過率Kが与えられる。

① Pが小さい領域では、式(3-39)から(3-42)までにより

$$Q = (T_{w_1} - T_{a_1}) / \{(KA)^{-1} + (2G_aC_{pa})^{-1} + (2G_wC_{pw})^{-1}\} \quad (3-45)$$

として、 T_{w_1}, T_{a_1} の値で一義的にQを求めることができる。

② Pが大きい領域では、(1)、(2)から求めるものであるが、実際には T_{w_2} 又は T_{a_2} を仮定して試行錯誤を重ねることも止むを得ない。

そこで、その繁雑さを避けるために ε -NTU法がある。この方法は、熱交換器の終端温度が KA/C と C_w/C_a の関数であることに基づいている。

$$\varepsilon = (T_{a_2} - T_{a_1}) / (T_{w_1} - T_{a_1}) \quad (3-46)$$

$$NTU = KA/C_{min} \quad (3-47)$$

通常は、 $C_{min} = C_a$ である。

ε -NTUの関係が両流体の流れの配置(例えば、直交流混合せず)毎に求められている。従って、 C_{min}/C_{max} (= C_a/C_w)、及びNTUより ε が求まるので、式(3-46)から

$(T_{a_2} - T_{a_1})$ が計算できて、更にこれから式 (3-43) を使って Q が計算できる。

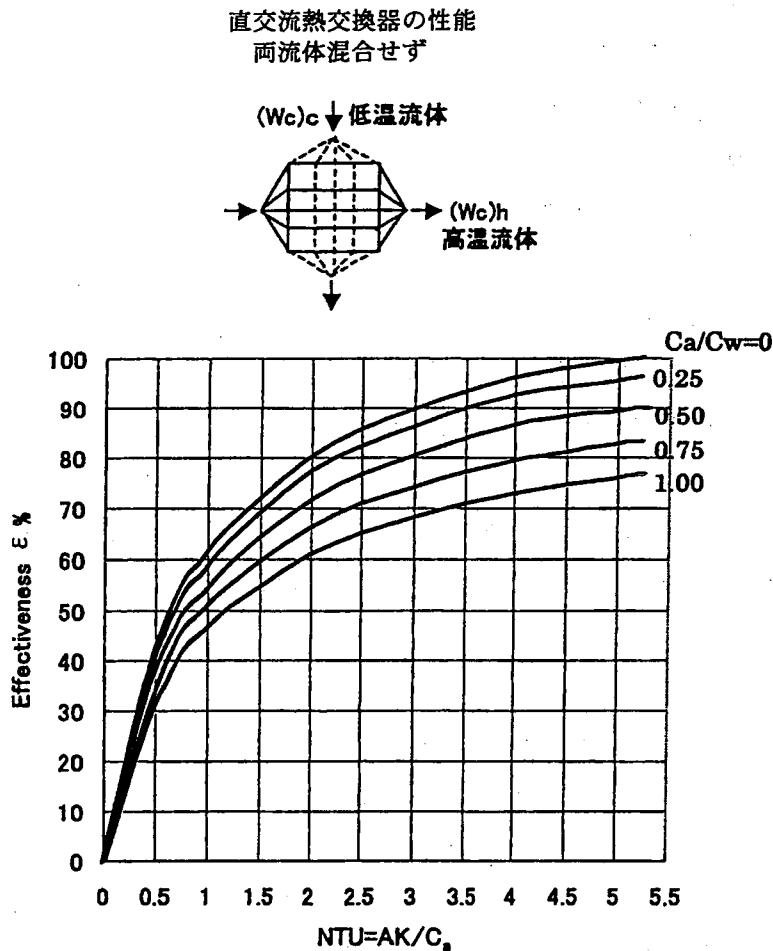


図3.17 直交熱交換器の性能（両液体混合せず）一伝熱工学資料より

(4) ラジエータ諸元の設定

ラジエータの放熱面積は次の順序によって設定する方法が一般的である。

- ① コア前面面積を最大にする考慮
- ② フィンピッチを縮める考慮
- ③ コア厚さを増す考慮

更に、最終的に放熱面積を決めるまでには次のような配慮を加える必要がある。

- ① ラジエータの生産工程での品質のばらつき
- ② 車両側及びエンジン側の条件のばらつき

(5) ラジエータ設計計算の例

入り口温度 $T_{w_1} = 80^\circ\text{C}$ 、水の質量流量 $G_w = 4.53 \text{ kg/s}$ の水を、入口空気温度 $T_{a_1} = 20^\circ\text{C}$ 、空気流速 $V_a = 10 \text{ m/s}$ の条件で冷却する時、その水は最大何度まで冷却されるか、また、その時の水の放熱量を求めてみよう。

ただし、ラジエーターコアの最大前面面積は、幅800mm、高さ600mmとし、コアー形式は本書3.2項の表3.4及び図3.6.2のNo. 4によるダウンフロータイプを用いることとする。双方の流体の出口温度が不明であるから、試行錯誤によらざるを得ないが、 ε -NTU法を用いて解くこととする。

3.2項の表3.4から、

$$A = 2.043 \times (800 \times 600) / (200 \times 200) = 24.5 \text{ (A/V比, m}^2\text{)}$$

$$Sw = 2.04 \times 10^{-3} \times 800/200 = 8.16 \times 10^{-3} \text{ (チューブ本数比, m}^2\text{)}$$

$$Vw = 4.53 / (8.16 \times 10^{-3} \times 970) = 0.57 \text{ (水流速, m/s)}$$

$$Va \cdot \gamma a = 10 \times 1.2 = 12 \text{ (kg/m}^2 \cdot \text{s)}$$

$$Vw \cdot \gamma w = 0.57 \times 970 = 552 \text{ (kg/m}^2 \cdot \text{s)}$$

図3.6.2より

$$\therefore K = 0.1 \text{ (KW/m}^2 \text{ °C)}$$

$$\therefore NTU = (0.1 \times 24.5) / (0.8 \times 0.6 \times 10 \times 1.2) = 0.42$$

$$\therefore Ca/Cw = (0.8 \times 0.6 \times 10 \times 1.2 \times 0.24) / (4.53 \times 1) = 0.30$$

図3.17より

$$\therefore \varepsilon = 0.38$$

$$\therefore T_{a_2} - T_{a_1} = 0.38 \times (80 - 20) = 22.8 \text{ (°C)}$$

$$\therefore Q = 22.8 \times 0.8 \times 0.6 \times 10 \times 1.2 = 131.3 \text{ (kW)}$$

$$\therefore T_{w_1} - T_{w_2} = 131.3 / (4.52/0.24) \times 1 = 7 \text{ (°C)}$$

結局、冷却水は、7°C冷却される。また、この時の水の放熱量Qは131.3kWであることがわかる。

なお、算術平均温度差として、Qを求めてみると、Q=114.2kWとなり、 ε -NTUで求めた値よりも約16%低い結果となる。

3. 5 通水系の検討

3. 5. 1 通水系の概要

自動車用として一般に用いられる強制循環水冷式は図3.18に例示するような構成である。すなわちシリンダ壁やシリンダヘッド、オイルクーラから熱を奪った冷却水はサーモスタット部を通過しラジエータのアップタンクに集まる。集まった冷却水はラジエータコアのチューブ内を流れ、熱はフィンを通り大気中に放散される。

低温になった冷却水はロアタンクに集まり、そしてウォータポンプに入る。冷却水はウォータポンプにより再びエンジンのウォータジャケット内に送り込まれ循環する。

水温が高過ぎるとガソリンエンジンではノックングやペーパロック発生の原因となり、

ディーゼルエンジンでも余り高過ぎるとエンジンの耐久性に悪影響を及ぼす。

水温が低すぎると燃料消費が多くなったり、腐食摩耗などの原因となる。したがって冷却水の最適温度は90°C前後である。

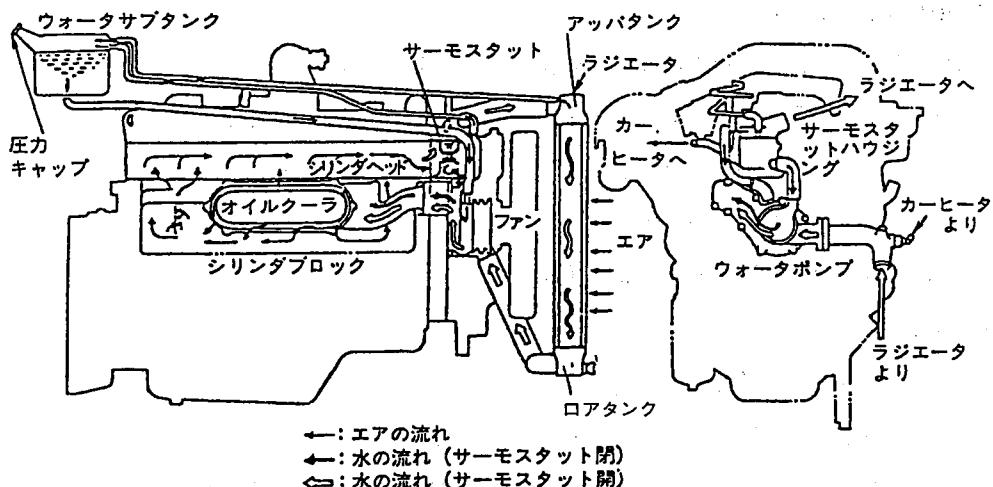


図3.18 強制循環水冷式

3. 5. 2 冷却水流量

1) ウォータポンプ性能

ウォータポンプはエンジン各部の温度を適温に保持するため冷却水を冷却系内に循環させる役目をする。

ウォータポンプは渦巻きポンプが使用されているが、それは吐出量の要求が大きく揚程は管路の抵抗だけでよいという目的に適するからである。

ウォータポンプはエンジン前端部に取り付けられ、(図3.18, 図3.19及び図3.20参照)ドライブペーリによりVベルトもしくはタイミングベルトで駆動される。このドライブペーリはクランクシャフトの前端に結合されている。

ウォータポンプの吐出量はポンプの回転数、冷却水の温度、冷却系内の圧力、系内の抵抗、冷却系内の空気またはガス等の混在などの影響により変化する。

図3.21は冷却水の温度、圧力と吐出量の関係の一例を示す。この図で示す様に冷却系内の圧力が0 kPa (大気圧) の場合、水温が80~90°Cになると急激に吐出量が減少する。圧力を49kPa~98kPaと次第に上げれば幾分吐出量は増加するが、水温が100~110°Cを越えると急激に吐出量が減少する。これはキャビテーション現象を起こすからである。

図3.22は吐出量と総揚程の関係を示す。

2) 冷却系内の回路抵抗

冷却系内の主な回路抵抗としては次のようなものがある。

- イ) エンジン内での流路抵抗
 - ロ) サーモスタット部の通過抵抗
 - ハ) ラジエータ内流路抵抗
- 二) 各流路内での拡大縮小による圧力損失

一般にラジエータの通水抵抗はエンジン全抵抗の25～30%であり、しかもコア抵抗はラジエータ全体の30～40%である。

3) 冷却水流量の推定

必要な冷却水流量は放熱量及びラジエータ内での水温低下の値から次式により求められる。

冷却水出入口温度差 $T_1 - T_2$ はできるだけ小さい方が燃料消費、円滑運転などの点でエンジンのためによく、ラジエータも有効に使用されるわけである。一般に $T_1 - T_2 = 5 \sim 10^\circ\text{C}$ となる様に冷却水流量を決める。

$$V_w = \frac{Q}{C_{pw} \cdot \gamma_w (T_1 - T_2) \cdot 3600}$$

各記号の意味:
 V_w : 冷却水流量 [m^3/h]
 Q : 放熱量 [W]
 T_1 : ラジエータ入口水温 [$^\circ\text{C}$]
 T_2 : ラジエータ出口水温 [$^\circ\text{C}$]
 C_{pw} : 冷却水出入口平均温度での水の比熱 [$\text{J/kg}^\circ\text{C}$]
 γ_w : 冷却水出入口平均温度での水の密度 [kg/m^3]

ウォータポンプ性能より冷却水流量の推定は図3.23の様にポンプ特性曲線と前項にて記載した冷却水系内の回路抵抗曲線の交点からもとめる。

図3.24はエンジン排気量に対する全冷却水容量を示す。

図3.25はエンジン出力に対する冷却水循環量を示す。

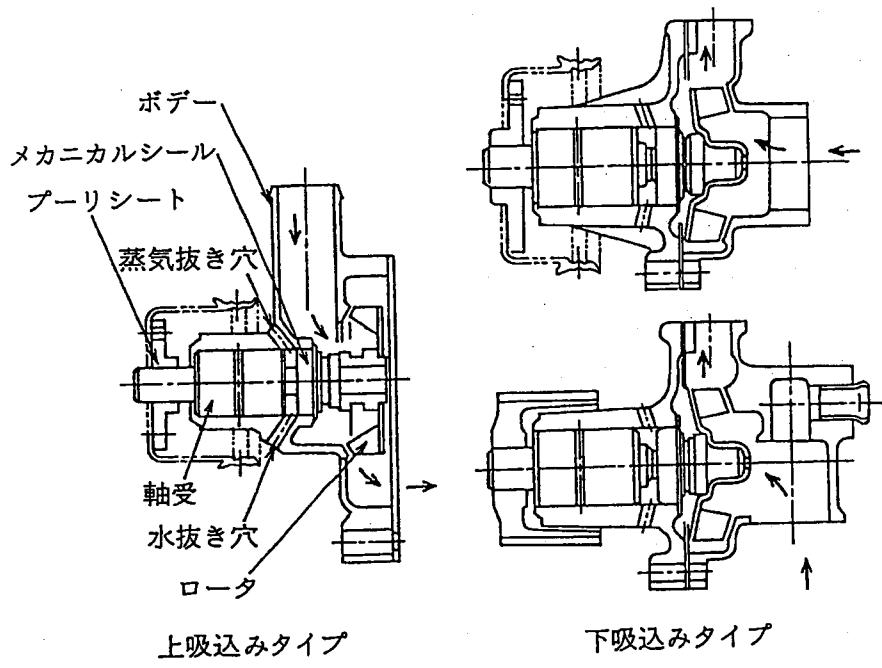
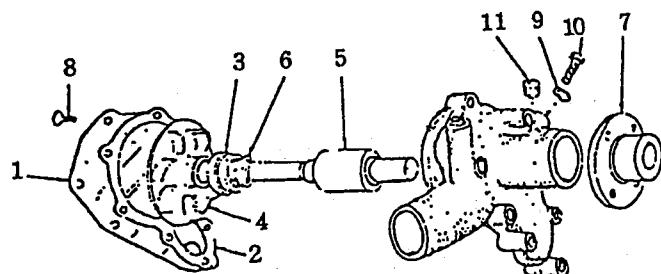


図3.19 ウォータポンプの構造



1. カバー
2. パッキン
3. シールユニット
4. インペラ
5. ベアリングユニット
6. スローワ
7. センタ
8. スクリュ
9. スプリングワッシャ
10. セットスクリュ
11. ブラグ

図3.20 ウォータポンプの部品

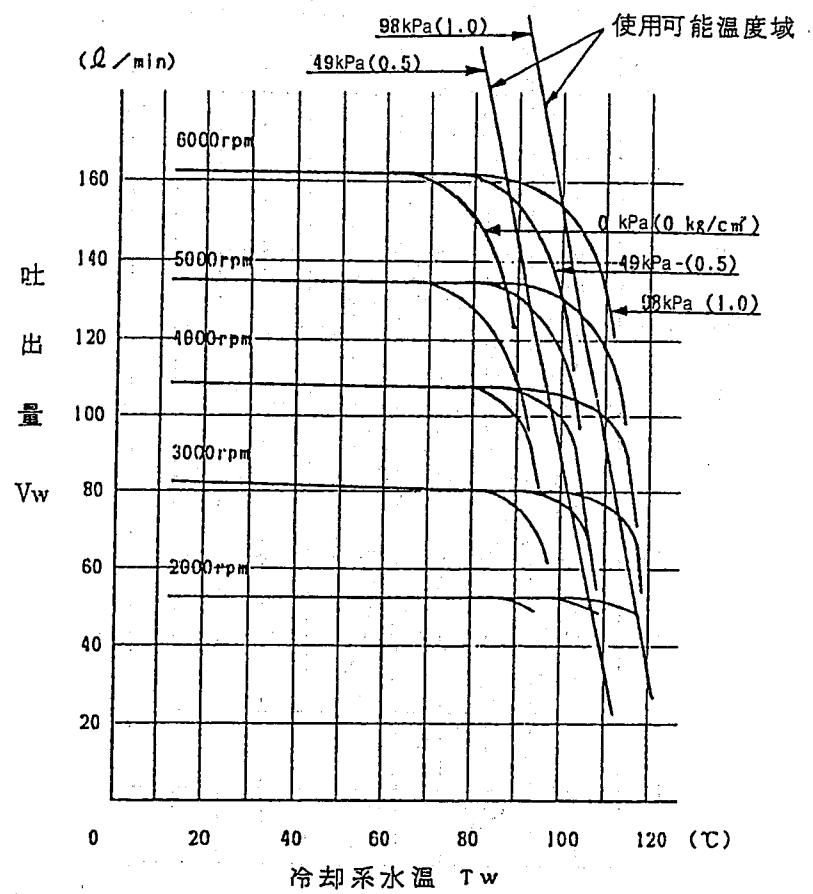


図3.21 冷却系水温と吐出量

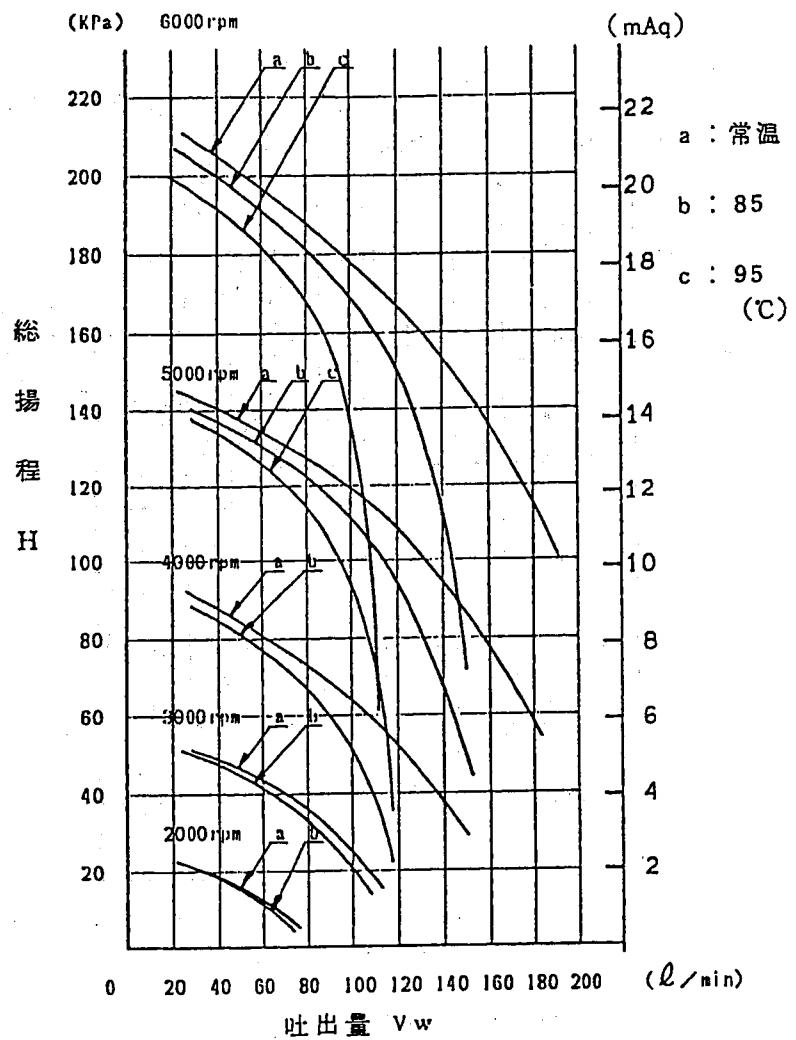


図3.22 吐出量と総揚程の関係

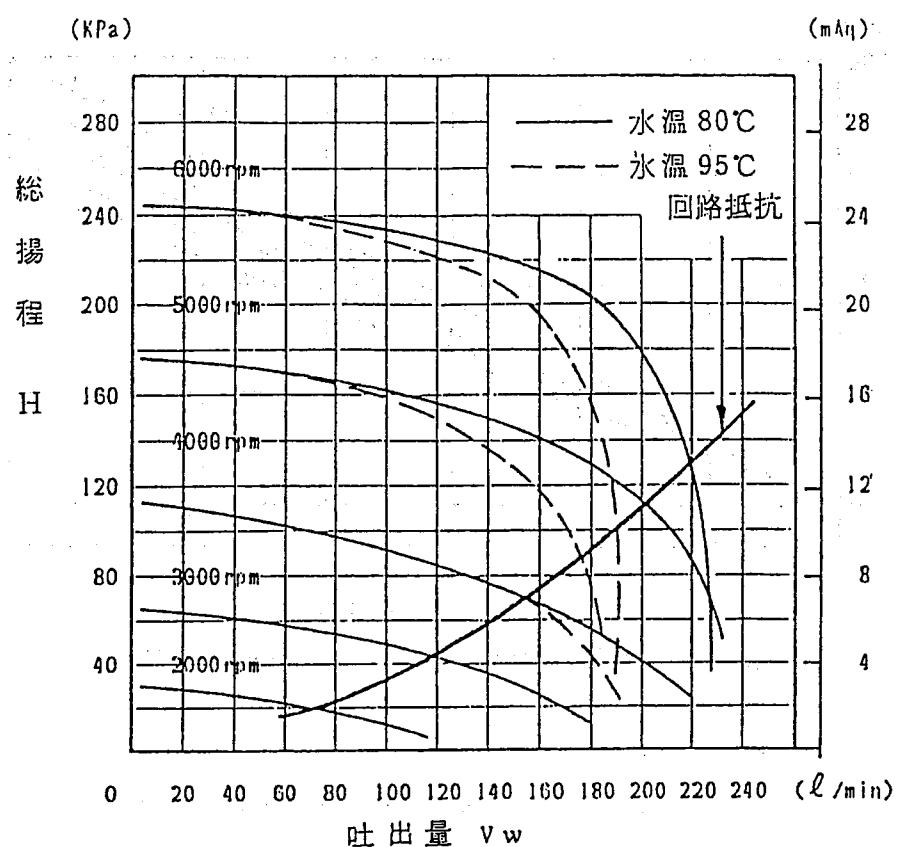


図3.23 冷却水流量の推定

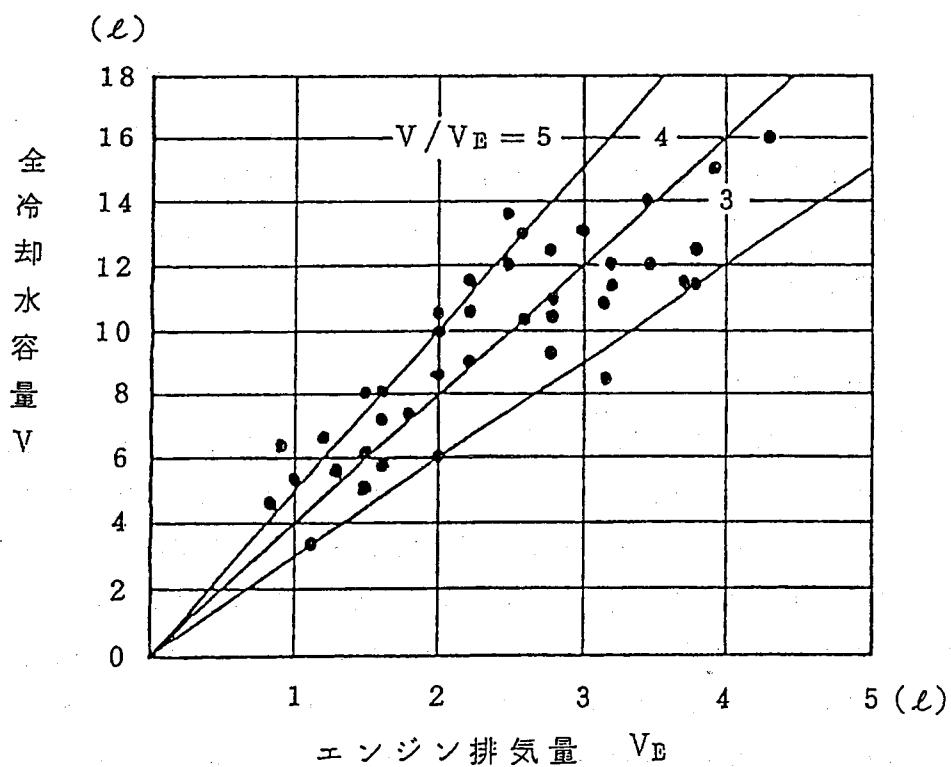


図3.24 エンジン排気量に対する全冷却水容量の関係

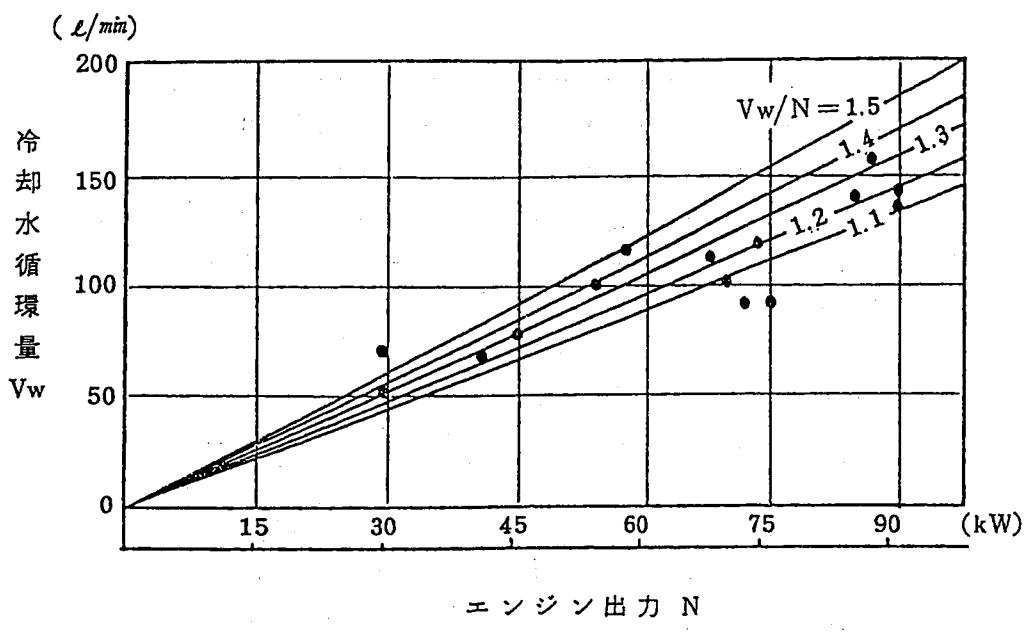


図3.25 エンジン出力に対するラジエータへの冷却水循環量

3. 5. 3 キャビテーション

キャビテーションは、ポンプのインペラ吸込部の静圧が冷却水の飽和蒸気圧に近づくと気泡が発生するようになり、ポンプの吐出量が急激に低下する現象であり冷却水の中に空気、その他のガス、ごみなどが含まれていると飽和蒸気圧まで下がらないうちにキャビテーションをおこす。

キャビテーションを起こすと冷却水流量が急激に低下するため放熱能力も急激に低下し、そのまま運転を続けるとエンジンはオーバヒートを起し重大な故障を起すことになる。また、気泡のつぶれる所では浸食作用が起る。(図3.26参照)

この対策としてなるべく高温までキャビテーションが起らないようにするために、冷却系には圧力弁付キャップが使用される。

3. 5. 4 サーモスタッフ

サーモスタッフは冷却水の温度に応じてラジエータへ流れる冷却水の流量を自動的に調節するもので、取付け位置により、エンジンの出口(吐出側)に置く出口制御、エンジンの入口(吸込側)に置く入口制御の2種類がある。(図3.27参照) サーモスタッフの目的はエンジン始動直後の冷却水をなるべく短時間の間に適温まで上昇させ、また回転数や負荷が変動する運転状態においても冷却水温を常に最適に保つことである。

バイパス回路は短時間に冷却水温度を上昇させる目的で、ラジエータへの流れを止め、エンジン内部だけで冷却水を循環させるためのものである。小型エンジンでは、おもに

コスト上の理由でバイパス回路がないものもある。

サーモスタットの形状はバイパス回路に合わせて選択する。図3.28に示す (a) はインライン形でバイパス回路のないエンジンに使用するもので、(b)、(c) の2種類はバイパス回路付エンジン用である。(b) に示すサイドバイパス形のものは、バイパス回路へのしや断機構が滑り弁のため、サーモスタットが全開でも一部の冷却水がバイパス回路へ流れるという欠点がある。(c) に示すボトムバイパス形が近年多用されてきている。

サーモスタットの感温駆動体として、以前にはエーテルと水の混合物を封入したペローズが用いられたが、現在ではワックスが使用されている。図3.29ではワックスタイプのパワーエレメントを示す。ワックスタイプは図3.29で示す様に密閉された容器中のワックスの温度による体積変化を利用してピストンを駆動させる。

通常サーモスタットの開き始め水温は75～82℃、全开水温は80～87℃位にしている。

最近のサーモスタットには冷却水が遮断された状態でもエンジン内の空気抜きが出来る様に図3.30の様な空気抜き用バルブが装着された物もある。

表3.5 飽和蒸気圧力

水温 °C	飽和蒸気圧力 kPa
20	2.354
30	4.217
40	7.355
50	12.352
60	19.907
70	31.185
80	47.366
90	70.118
100	101.303
110	143.275
120	198.585

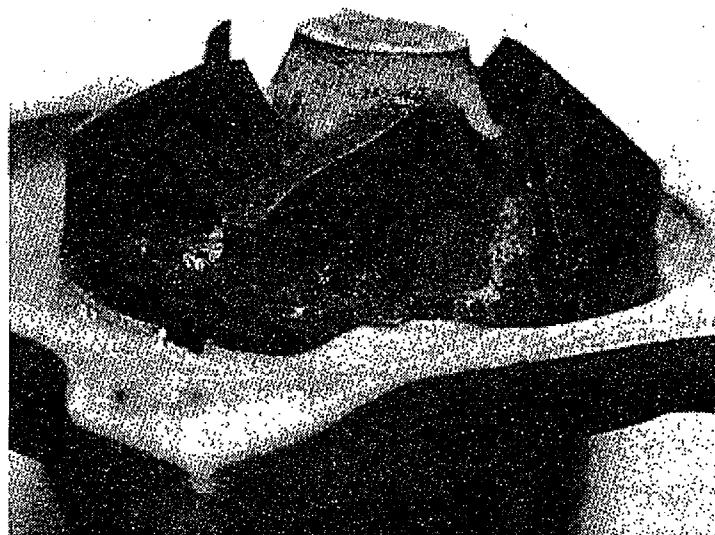


図3.26 キャビテーションで侵されたウォータポンプのインペラ

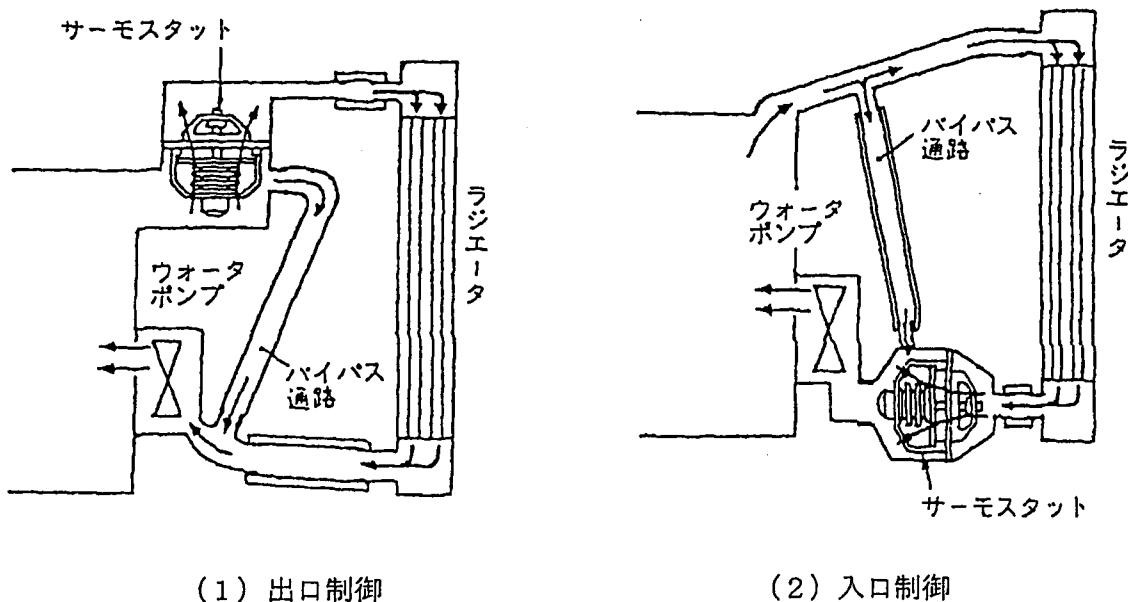
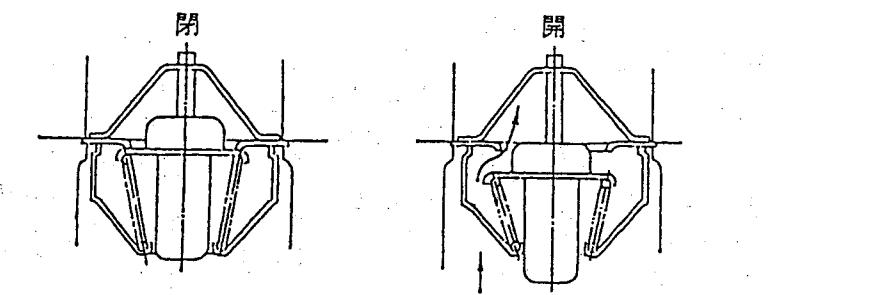
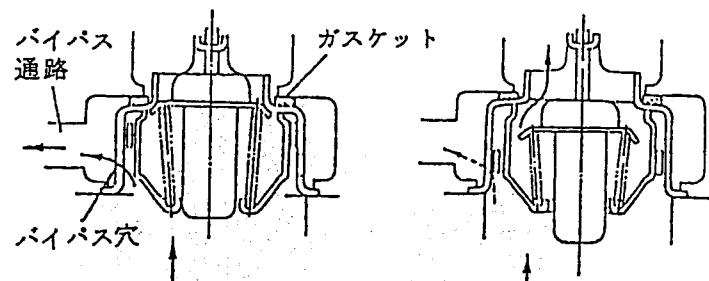


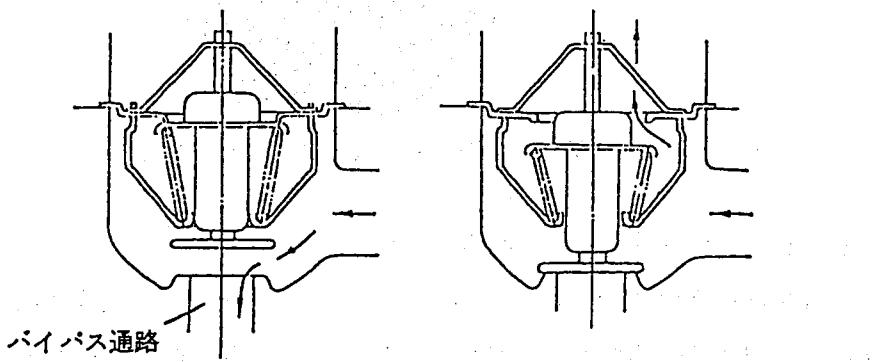
図3.27 サーモスタットの取り付け位置



(a) インライン形



(b) サイドバイパス形



(c) ボトムバイパス形

図3.28 サーモスタットの形式

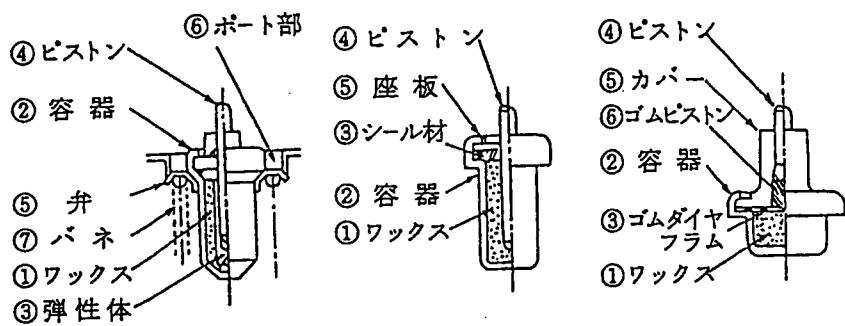


図3.29 ワックスエレメント

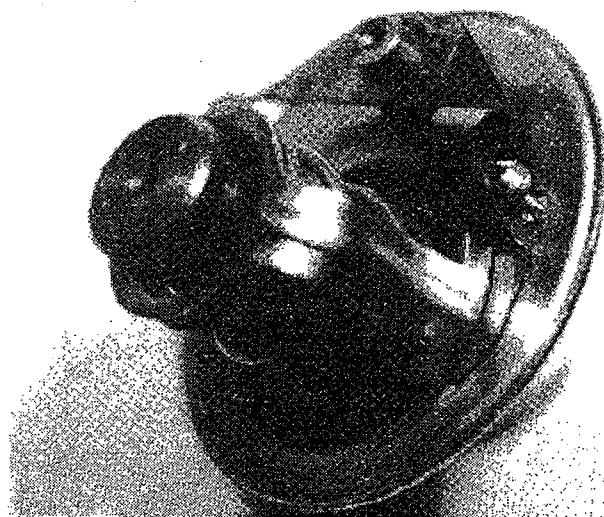


図3.30 空気抜き穴に装着されたバルブ

3. 5. 5 リザーブタンク（膨張タンク）

冷却系内を常温の冷却水で充填し、エンジンを運転して正常運転温度まで水温が上昇すると、冷却水は膨張し、一部が系外に排出される。運転を停止すると、冷却水は収縮し、ある水位に達する。この水位を基準水位と呼び、これを最初に冷却水を充填した時の水位との差の容積が冷却水の膨張量と呼ばれ、冷却系全容積の約4～7%に相当する。冷却系は冷却水位が基準水位より多少低下しても安全に運転を維持できる様に余裕を設けておく必要があり、ここにリザーブタンクの機能が要求される。

リザーブタンクの主な機能としては

- イ) 温度上昇に伴う冷却水の膨張を補う空間を有すること。
- ロ) 冷却水の蒸発、その他による損失量を補う予備量をためておくこと。

ハ) ラジエータアップタンク位置がエンジンより低くても冷却水の充填ができるこ
と(加圧式リザーブタンク)。

リザーブタンクには大気開放式と加圧式の2種類がある。

大気開放式は通水系外にフィラキヤップよりオーバーフローした冷却水を貯える方式で
ある(図3.31)。この方式はタンク自身に圧力がかからぬいため安価であり、現在一般的
に使用されている。

加圧式はラジエータのアップタンクの一部としてリザーブタンクを考えた方式であり、
リザーブタンクにフィラキヤップ(加圧用)を取り付けた方式である(図3.32)。図3.33
は冷却系内圧とリザーブタンクの関係を示し、②及び③の様にブリーズ開始が遅ければ
冷却水蒸発量は少なくなる。

リザーブタンクの容量は冷却水の膨張補償空間として、少なくとも全冷却水量の10%
程度必要であり、また、冷却水の蒸発損失量も考慮して容量を決定しなければならない。
実際のリザーブタンクの容量を全冷却水容量で整理してみると図3.34に示す様に全冷
却水容量の20~30%となる。

ラジエータにプレッシャキャップを使用した場合には冷却水の熱膨張と膨張室にある
空気と水蒸気の混合気体の温度上昇に依り膨張室内部の圧力が上がり、冷却水の全体に
一様に作用する。この圧力を系統圧と称する。

図3.36はこの系統圧と冷却水の温度との関係を膨張室の容積比(膨張室容積と全冷
却系容積との比) r_1 をパラメータとして表したもので、 r_1 が大きくなる程、水温に対する
圧力の上昇カーブは緩やかになる。例えば r_1 が0.2で開弁圧88kPaのキャップを使用し
た場合、水温の上昇にともない、 $r_1 = 0.2$ の曲線にそって系統圧は上昇する。水温が約
80°Cに達すると系統圧は開弁圧(A点)に達し、それよりさらに水温が上昇した場合、
キャップが開弁して水温と空気との混合気が流出し、系統圧はほぼ開弁圧一定に保たれ、
流出した水分の量だけ膨張室の容積は増加することになる。

次に水温の上昇、下降が繰り返された場合の状況を図3.37によって説明する。

最初、水温がA点から上昇すると系統圧はA-B線に沿って上昇するが、開弁圧に達す
ると気水の流出が続きB-C線上で系統圧は一定となる。C点で温度上昇が止まり、さ
らに下降が始まると系統圧はC-B-A線ではなく、C-D線にそって低下する。

D点に達すると負圧弁が作動して系統内に空気が導入されるので系統圧はそれ以下に下
がらず常温のE点に達する。

再び水温が上昇すると今度はE-F-C線に沿って系統圧は上昇する。そこで水温が下
降した場合、今度はC-D線ではなく、緩やかな勾配のC-G線に沿って系統圧は下降す
る。

この理由は前回の水温上昇時にF-Cの間で気水の放出が起こり、水分の放出分だけ膨張室の増加となっている。一方、図3.36から分かるように膨張室の容積比 r_1 が大きくなるほど系統圧と水温の関係は勾配の緩やかな曲線となるからである。

さらに水温が下降するとE点に戻る。そして、またE点から水温が上昇すると前回よりも r_1 が少し大きくなっているのでE-Fよりも若干勾配の緩やかなE-F'主線に沿って系統圧は上昇する。下降する場合はC-G線ではなくC-G'線に沿って下降する。

この様に一定範囲の温度上昇と下降とを繰り返すとF点は段々とC点に、G点は段々とE点に接近する。繰り返しが充分多くなるとF点はC点、G点はE点に一致する様になる。この様な状態では圧力弁や負圧弁の開弁が起らなくなり、したがって冷却水の減少もなくなる。

またE点より水温を上昇させるとE-C線に沿って系統圧は上昇する。さらに水温が上昇するとC-C'間で気水が放出される。そこで水温が下降すると系統圧はC'-D'線に沿って低下する。

この様に水温が上昇、下降を繰り返すと初期のA-B線に沿っていた時に比べ同一温度時には系統圧は低くなる。この現象をスピル効果（気水漏えい効果）と称する。スピル効果がくり返されると系統内の冷却水量が減少するので、それを補充する必要があり、補充の手間をはぶくには気水漏えいを防ぐことが必要である。

気水漏えい防止のため膨張タンク（加圧式）を設ける方法があるが、膨張タンクの容積を余り大きくしすぎると系統圧の上昇が少なくなり（図3.38参照。 $r_1 = 0.2$ の場合、水温120°Cで系統圧は140kPa）キャピテーション発生防止のために用いるキャップの効果が少なくなるので注意を要する。

冷却装置の系統圧（膨張タンクなし）

$$P_s = P_1 \cdot \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{1}{1 - \beta_{2,1}/r_1} + P_{\text{sat}}(T_2) \quad (\text{近似式})$$

ここに P_s : 冷却装置の系統圧 [kPa]

P_1 : 膨張室の初期の空気圧 [kPa]

P_{sat} : 温度 T_2 に相当する飽和蒸気圧力 [kPa]

$T_1 \cdot T_2$: 初期及び終期の冷却水の温度 [°C]

r_1 : 冷却水の初期の容量に対する膨張室の容量の割合

$\beta_{2,1}$: 温度 T_1 から T_2 までの冷却水の膨張する割合

注：1. 膨張室の空気は飽和状態に達した湿り空気であり、その温度は平均水温に等しくなっていると仮定する。

2. $P_1 = 98\text{kPa}$ $T_1 = 15\text{°C}$ として図3.36に表わす。

冷却装置の系統圧（膨張タンク付き）

$$P_s = P_1 \cdot \frac{1}{1 - \beta_{2,1}/r_1} \quad (\text{近似式})$$

ここに P_s : 冷却装置の系統圧 [kPa]

P_1 : 膨張室の初期の空気圧 [kPa]

r_1 : 冷却水の初期の容量に対する膨張室の割合

$\beta_{2,1}$: 初期温度から終期温度までの冷却水の膨張する割合

注：1. 膨張室の容積にはラジエータの膨張室と膨張タンクの容積とを含む。

2. 膨張タンクは外気により充分冷却され、空気の温度は冷却水の初期温度に等しいものとする。水蒸気の分圧は無視する。
3. $P_1 = 98\text{ kPa}$ 冷却水の初期温度 = 15 °C として図3.38に表わす。

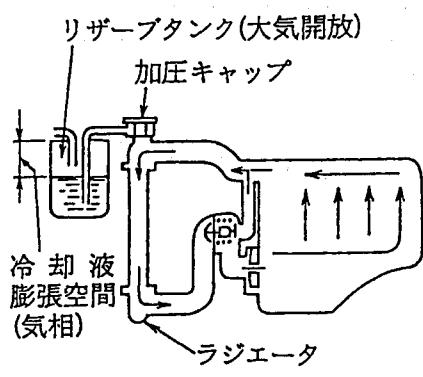


図3.31 リザーブタンクの実例（大気開放式）

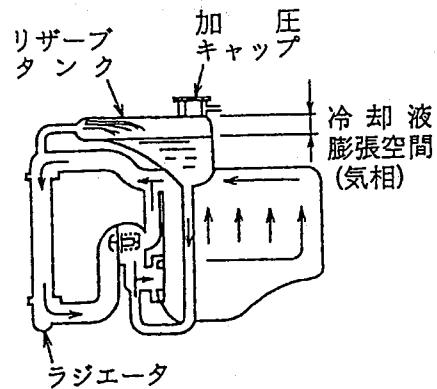


図3.32 リザーブタンクの実例（加圧式）

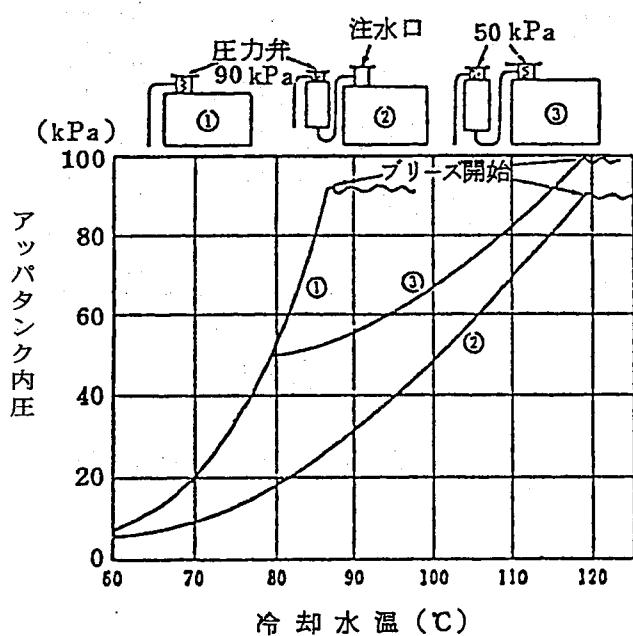


図3.33 冷却系内圧とリザーブタンクとの関係

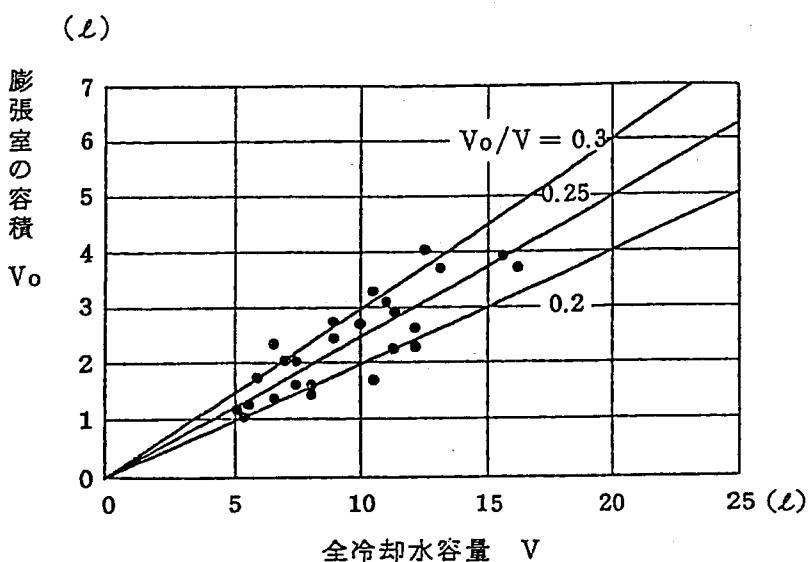


図3.34 全冷却水容量に対する膨張室容積の関係

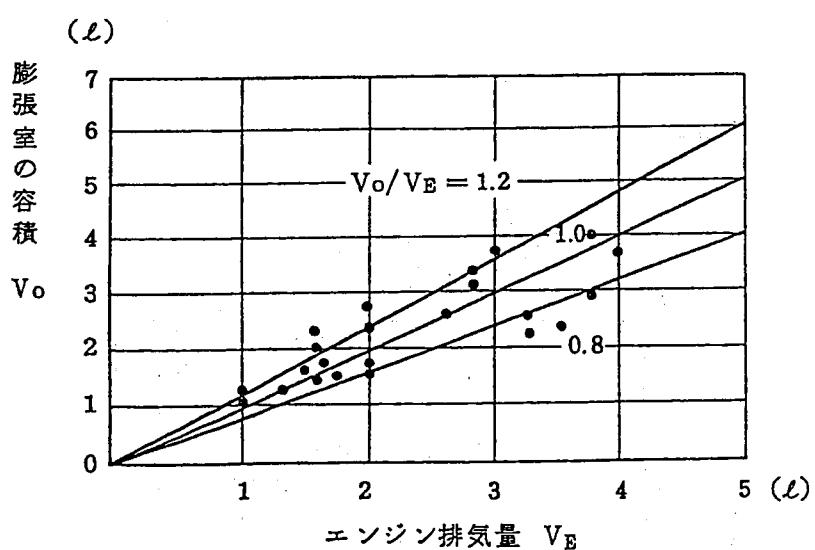


図3.35 エンジン排気量に対する膨張室容積の関係

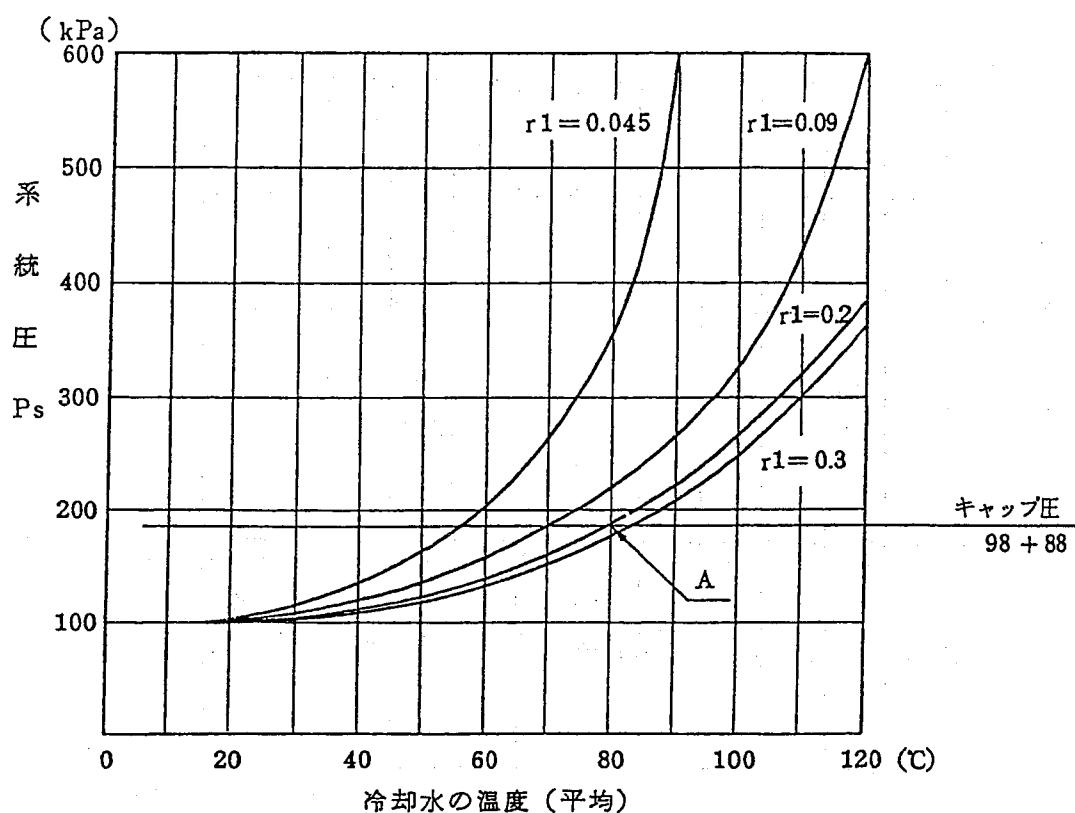


図3.36 冷却水の系統圧（膨張タンクなし）

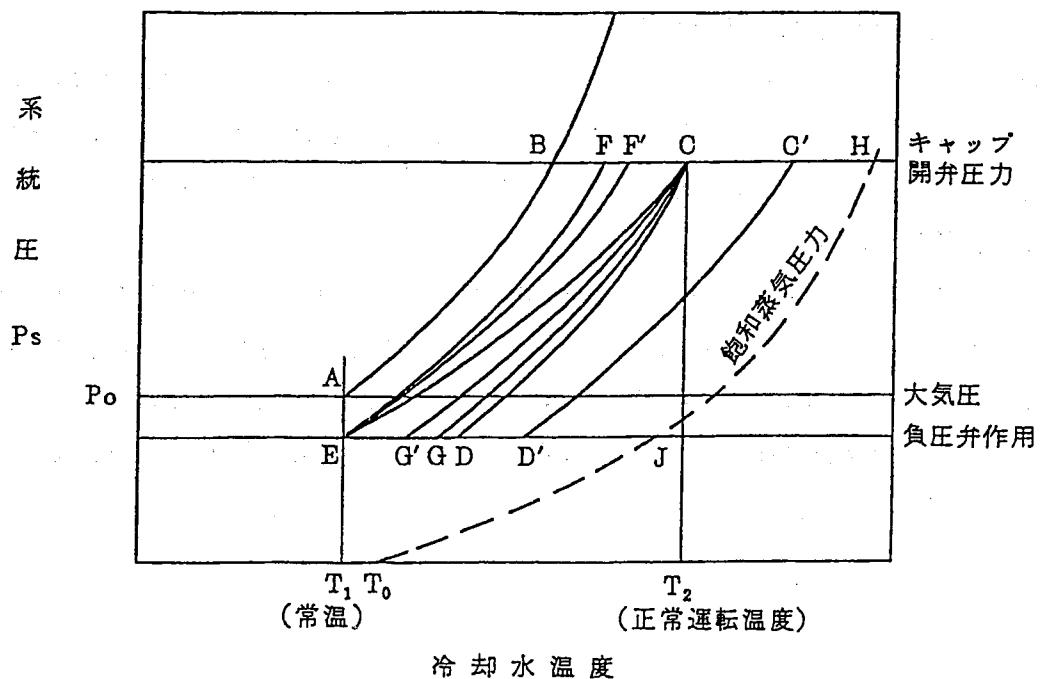


図3.37 スpill効果の説明

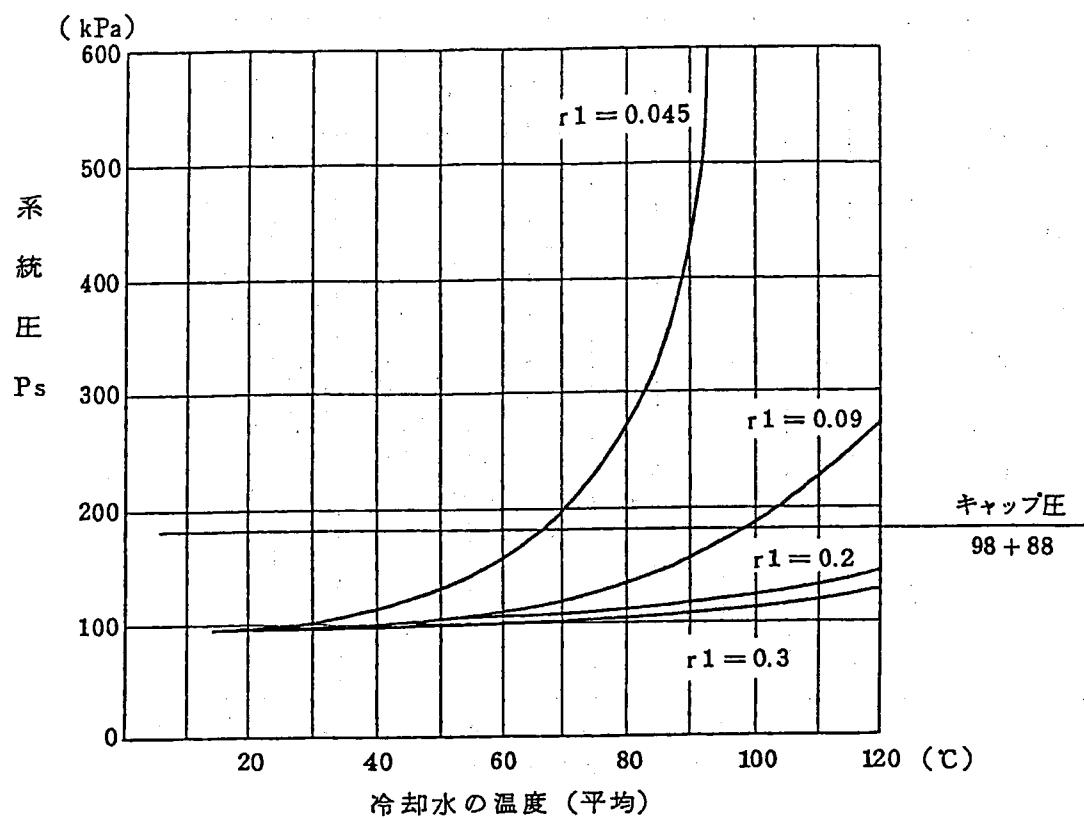


図3.38 冷却水の系統圧（膨張タンク付き）

3. 5. 6 LLCが冷却性能に及ぼす影響

自動車用冷却水に使用されているLLC（ロングライフクーラント）は、凍結防止のためにエチレングリコールを主体とし、腐食防止用として各種コロージョンインヒビタを、また、湯あか発生防止剤などを添加したうえ、PHを8～9に保ち、予備アルカリ度30度以上を保持している。

LLCと水とでは各種の物性値（表3.6）が異なるため、LLCの割合が大きくなると放熱性能が低下し、（図3.39）冷却水の温度も上昇する。しかし一方では沸点も上昇する（図3.40）のでラジエータの総合能力としてはLLCの割合に対してもほとんど変わらない。

リザーブタンク付冷却系にLLC配合の冷却液を年間を通じて使用するのが近年では普通になっている。

表3.6 LLCの物性値

冷却液の種類	水	エチレン glycol			
		30% Sol	50% Sol	100% Sol	100% Sol
温度 ℃	20	100	20	100	20
比重 kgf/m ³	998.2	958.4	1041	988.1	1067
定圧比熱 kJ/kg°C	4.182	4.215	3.516	3.935	3.349
粘性係数 Pa·s	1.00 × 10 ⁻³	0.28 × 10 ⁻³	2.19 × 10 ⁻³	0.51 × 10 ⁻³	4.12 × 10 ⁻³
動粘性係数 m ² /s	1.00 × 10 ⁻⁶	0.29 × 10 ⁻⁶	2.07 × 10 ⁻⁶	0.52 × 10 ⁻⁶	3.05 × 10 ⁻⁶
熱伝導率 W/m°C	0.602	0.682	0.486	0.519	0.448
温度伝導率 m ² /h	5.08 × 10 ⁻⁴	6.08 × 10 ⁻⁴	4.78 × 10 ⁻⁴	4.81 × 10 ⁻⁴	4.51 × 10 ⁻⁴
プラントル数 Pr	7.11	1.76	15.59	3.89	31.53
				6.44	204.50
					22.25

表3.7 沸点の温度

# プラントル数	水	L LC 30%	L LC 50%
49	109.5 °C	115.0 °C	116.5 °C
103	119.5 °C	124.0 °C	125.5 °C

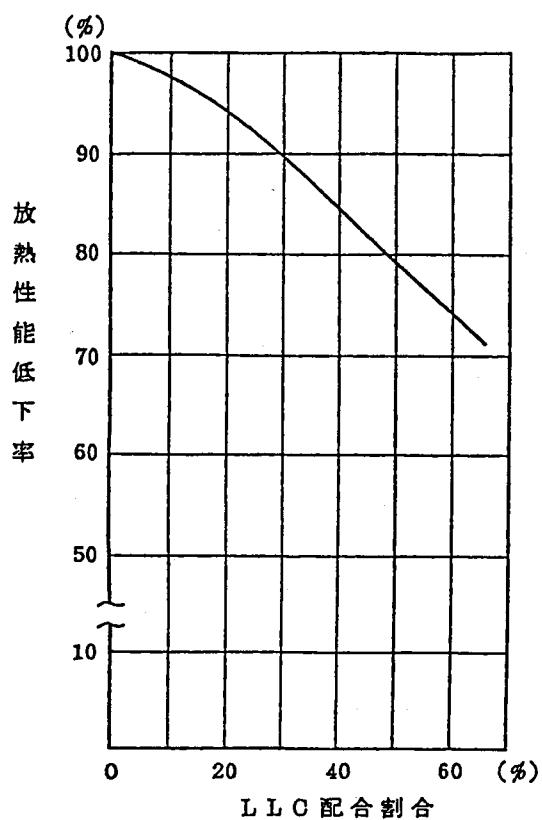


図3.39 LLC配合割合に対する放熱性能低下率

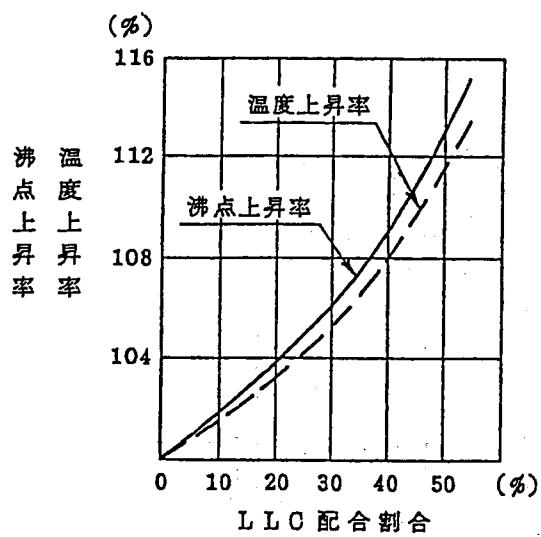


図3.40 LLC配合割合に対する沸点及び温度上昇率

参考文献

- (1) 自動車工学ハンドブック
- (2) 自動車工学全書 5巻 ディーゼルエンジン
- (3) 水力機械工学便覧
- (4) 星 満、自動車ラジエータ放熱量の研究。内燃機関14巻10号
- (5) 守屋真、川井田隆之、エンジン冷却用熱交換機設計の一方法。内燃機関6巻3号
- (6) 塩崎真行、太田和宏、ラジエータ。内燃機関6巻11号
- (7) 寺田 進、渦巻きポンプの設計と製図
- (8) 中村博行、エンジン冷却に関する諸問題。自動車技術Vol 23 No.5. 1969
- (9) 林洋エンジンの圧力式冷却水系についての一考察。自動車技術Vol 19 No.4. 1965
- (10) Engine Cooling Systems for Motor Trucks, P・K・Beatenbough, Harrison Radiator Div., General Motors Corp.
- (11) 岡本敏治、サーモスタット。内燃機関7巻6号
- (12) 星 満、エンジンの冷却に関する問題点。自動車技術Vol 26 No.2. 1972
- (13) 松本敏雄、ロング・ライフ・クーラントについて。いすゞ技法 No.54
- (14) 武田信之、大型トラックの設計
- (15) 自動車技術ハンドブック設計編
- (16) 自動車用ガソリンエンジン

3. 6 通風系の検討

3. 6. 1 通風系の概要^{1), 2), 3), 4)}

図3.41にラジエータまわりのグリル、バンパ、ラジエータ、エアコン用コンデンサ、冷却ファンなどのレイアウトの例を示す。

自動車では、車速風と冷却ファンによって、エンジン冷却水をラジエータで、エアコンの冷媒をコンデンサで冷却する。

熱交換器の前方には開口部を設け、前方又は後方には冷却ファンを配置する。低速時には、エンジン回転数、出力とも小さくエンジン放熱量は小さいが、車速風を得にくいため冷却ファンにより風量を稼がなければならない。高速時には、エンジン回転数、出力とも大きくエンジン放熱量が大きいため、車速風を十分に取り入れなければならない。車速風を取り入れるには、冷却系の通風抵抗を小さくすることはもちろん、風が入りやすいボディ形状を考慮することが重要である。

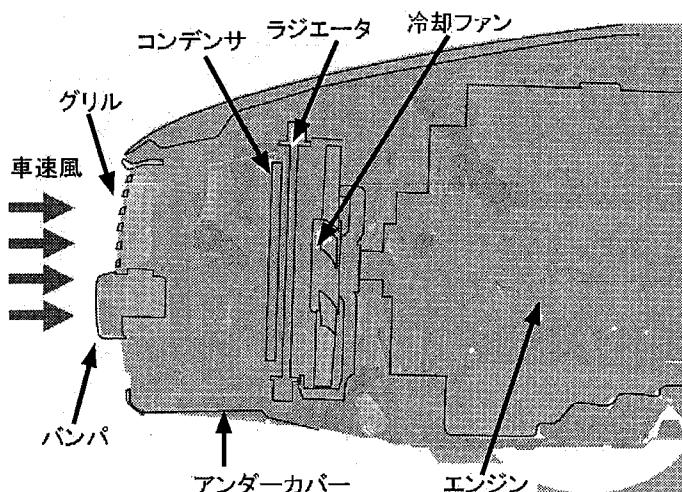


図3.41 ラジエータまわりのレイアウト

図3.42に走行時における乗用車ボディまわりの圧力分布の一例を示す。車体表面圧力が最も高くなるのは車体前面であり、大部分の車が熱交換器を車両前面に置き、冷却風をここから取り込んでいる。開口部の位置は圧力の高くなる『よどみ点』の位置に開けることが好ましい。車体前面は正圧、フード先端部は負圧になるが、これは車体のシルエットより変わってくる。

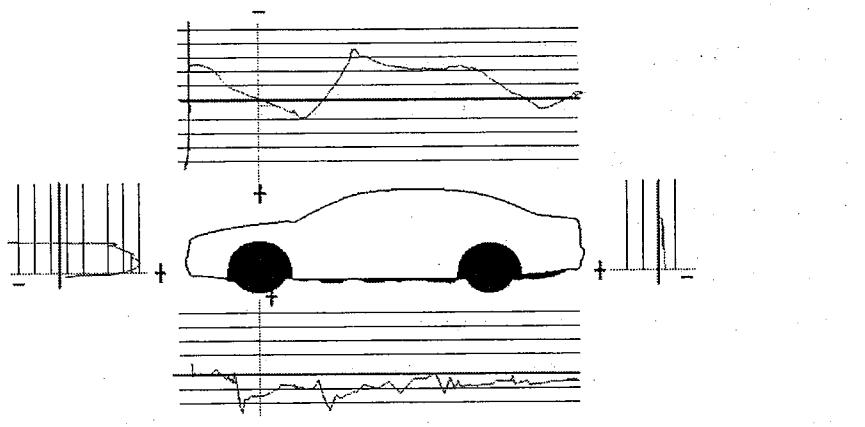


図3.42 乗用車ボディ回りの圧力分布

図3.43 (a) (b) は車体まわりの流線を示したものである。(a) の方が車体前面が切り立っており正圧部が大きくなっていることが分かる。(b) はフード先端が低くなってしまっており負圧部が前方までできている。冷却風を取り入れるには (a) の方が有利である。

通風性能を決定する要因は

- 1) グリル開口・バンパ開口の位置及び形状（棟形状も含む）
- 2) ラジエータ（コンデンサ）コア面積、厚さ、フィンピッチ
- 3) エンジン及び補機等のエンジンルームレイアウト
- 4) エプロン形状・アンダーカバー形状

などがある。

このうち通風抵抗を決定づける主要因は1) 及び2) であるが、性能向上のためには、その他の要因も改良する必要がある。車体表面の圧力分布により決まる空力性能との両立も自動車の開発としては重要な課題である。

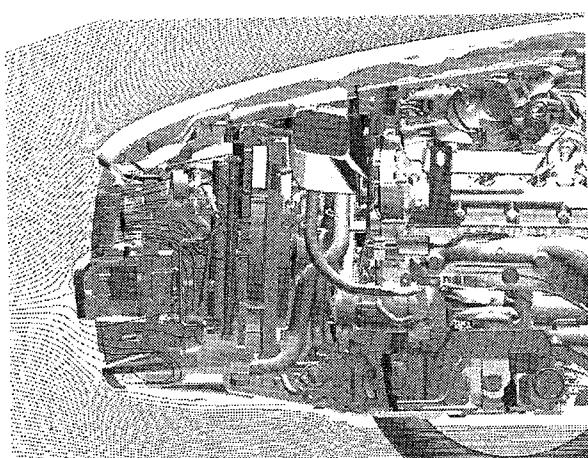


図3.43(a) 風を取り込みやすい形状

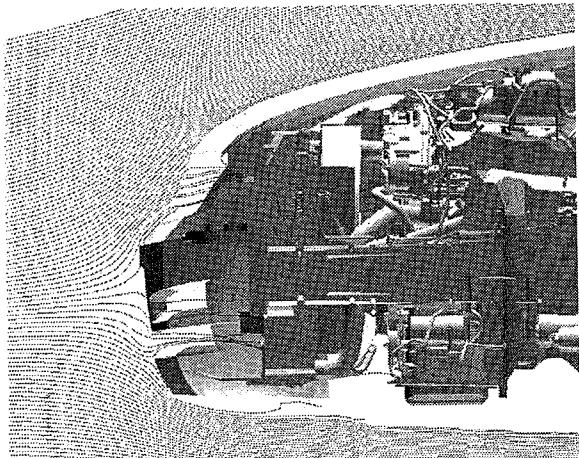


図3.43(b) 風を取り込みにくい形状

3. 6. 2 冷却ファン

冷却ファンに要求される性能は

- 1) 十分な風量特性、圧力特性を持つこと
- 2) 使用域での騒音が低いこと
- 3) 駆動力が小さいこと
- 4) 十分な強度を有すること

などである。このためにはほとんど軸流ファンが使用されている。軸流ファンは遠心ファン、ターボファンなどと比較して、低負荷時の風量が著しく大きいという特長があるが、反面通風抵抗が大きいと急激に風量が低下する。ファンの選定にあたってはそのファン特性と回転数、通風系の通風抵抗、騒音、駆動力、車速風によるラム圧などの関連を考慮して選定しなければならない。ファンの材質は樹脂が用いられることが多い。

また、ファン性能を補助し、ファンの風量を増加させる為に、図3.44に示すファンシュラウドを設定する。ここで、ファン外径とシュラウドとの隙間（チップクリアランス）、ファンへのシュラウドのかぶり量などが、送風性能及び騒音特性への重要なパラメータとなる。

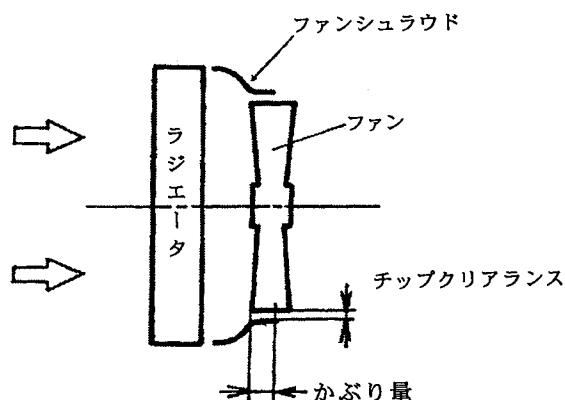


図3.44 ファンシュラウド

3. 6. 3 冷却ファンと通風系のマッチング

図3.45に、電動ファンのように回転数一定の時の、アイドリング時と走行時のファン性能と通風抵抗とのマッチングの一例を示す。

アイドリング時はA'点、走行時はB'点の風量がラジエータ通過風量となる。⁵⁾

したがって、各走行時に必要な冷却性能に合わせ、冷却ファンを選定する必要がある。

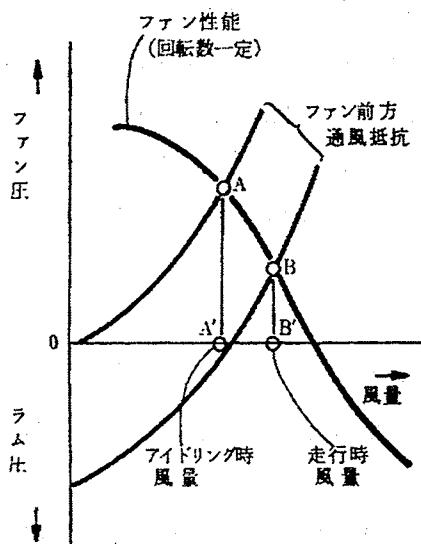


図3.45 冷却と通風性のマッチング

3. 6. 4 冷却ファンの駆動方式

冷却ファンの駆動方式は

- エンジン駆動ファン(流体継手付ファン)方式
- 電動ファン方式

の二つに大きく分けることができる。一部の車両には油圧駆動ファンも用いられている。

流体継手付きのファンは、ファン駆動軸のトルクを流体を介してファンに伝達し、駆動軸の高回転域ではスリップによってファン回転数を押さえる単なる流体継手付ファンと、雰囲気によって2~3段階に回転数を制御する図3.46に示す温度制御式流体継手付ファンとがある。このタイプのものは、継手内の二つに分かれた部屋内のシリコンオイル量をバイメタルの作動によりコントロールし、伝達力を変化させ回転数制御を行うものである。バイメタルが作動しない時はファンが空転するので低燃費化が図れる。高出力化エンジンに対しては、流体継手内のシリコンオイルの粘度を高くしたり、容量を多くしたりして、回転数を高め、冷却風量を増大させる方法がとられている。

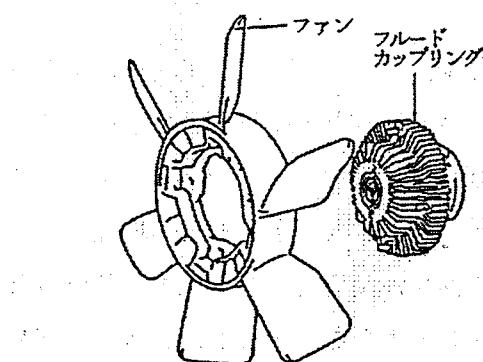


図3.46 温度制御式流体継手付ファン

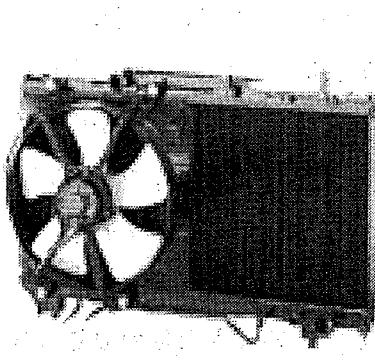


図3.47 電動ファンの一例

最近では、b) の電動ファンではファンを駆動するのにモータを使用しており、モータの電源はバッテリから取っている。ファンは水温センサで水温を検知し、水温に応じてファン回転数を多段階に切り換える。水温の低い領域ではファンを停止させるのがシステムの基本である。その外、エアコンのON, OFF信号、エアコンガス圧力、車速信号等を利用して、よりきめ細かいファン回転数制御を行う場合がある。その一例を図3.47に示す。

電動ファンの長所としては

- 1) ラジエータの搭載場所が自由である。
- 2) 必要時に一定の風量が確保できるので、アイドリング時、渋滞時にも十分な冷却性能が得られる。
- 3) 風量が不要な時は回転を下げたり止めることができるので、消費動力が低減できる。

エンジン駆動軸の利用しにくいFF車、横置きエンジン車で多く利用されてきたが、その特長を生かし、FR車でも積極的に用いられる例が出てきている。

また、電動ファンの種類としては、図3.48に示すように、吸込み型と押込み型があり、一般には前者が多く使用されている。後者は自動車のエンジルームのスペースが小さい時やエンジン駆動ファンの補助ファンとして使用される。

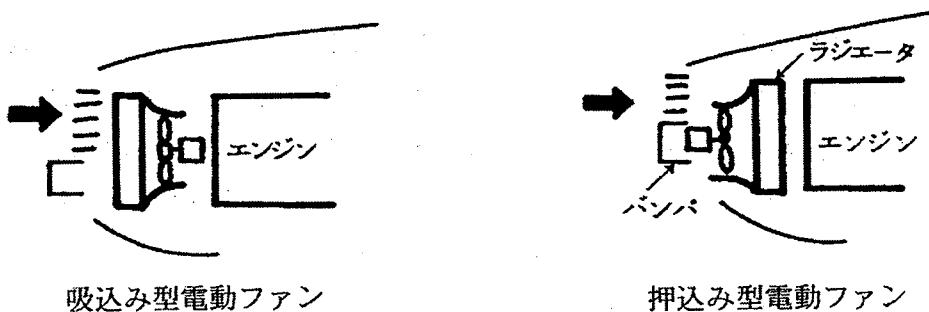


図3.48 電動ファンの種類

3. 6. 5 各走行時の冷却

1) アイドリング及び低速走行時

交通渋滞などで、発進、停止を繰り返している走行では、エンジン回転数、出力が比較的低いので、エンジンからの放熱量は少ないが車速風が十分に利用できない。特にエンジン駆動ファンの場合は、エンジン回転数が低いためにファンの風量も少ないので、ラジエータのフィンピッチを小さくして放熱量を増すことは、空気抵抗の増加により効果が期待できない。さらに、エンジルーム内の熱風が渦を巻いて逆流する状態も珍しくなく、このような時の放熱性能向上には、ファンを大きくするとか、シュラウドを付

けるとか、エンジンルームから熱気を抜く経路を確保するなど、冷却系、エンジンルーム全体の見直しが必要となる。

ただし、電動ファンの場合は、モータにより駆動するために比較的多くの風量を出すことができ、この時の冷却性能は比較的良好となる。

2) 低速登坂走行時

この時も、車速風があまり期待できないがエンジン駆動ファンのときは、エンジン回転数が比較的高回転であるため十分な風量が得られ、冷却性は良好である。

電動ファンの場合、一番苦しいのがこの低速登坂時で、エンジン負荷が大きいにもかかわらず、車速風の利用が少ない上に、ファン送風量はモータの回転数によってのみ定まるからである。したがって、電動ファン車の場合は、この低速登坂走行にあわせて冷却諸元が設定される。

3) 中・高速走行時

エンジン駆動ファンの場合、ファンの送風量も多く、車速風もかなり利用できるので、一般の車では冷却系にとって比較的楽な領域である。しかし、100km/h以上の高速になると、エンジン負荷も増加し、またファンの選定を誤ると羽根自身が通風抵抗となり、冷却系にとって苦しい状態になる場合もある。

電動ファンの場合、この領域は車速風が十分に利用できるため、ほとんど電動ファンは稼動しない。高速になってもファンはほとんど抵抗とならず空回りするのみで、省動力の点から言えば、エンジン駆動ファンに比べて優位な領域である。

3. 6. 6 ラジエータ通過風速

ラジエータ通過風速を求めるために従来よりいろいろな実験や解析が試みられてきた。

従来は精度面や広範囲な解析にかけていたが、計測技術の発達や数値解析の導入により各走行毎のラジエータ通過風速が容易に測定できるようになった。エンジン駆動ファンの一例を図3.49に、電動ファン車の一例を図3.50に示す。(図の中で、ラジエータ通過風速とあるが、厳密にはラジエータの前面風速である。)

直結ファン、エンジン駆動ファン、電動ファンによって、それぞれ異なるが、車速風の利用率(=ラジエータ通過風速/車速風×100)は10~20%である。

最近の車両の低 C_D (空気抵抗係数)化に伴い、スラントノーズ化、ラジエータグリル開口面積の縮小の傾向により、ラジエータまわりの通気系にとってますます風が入りにくくなっている。

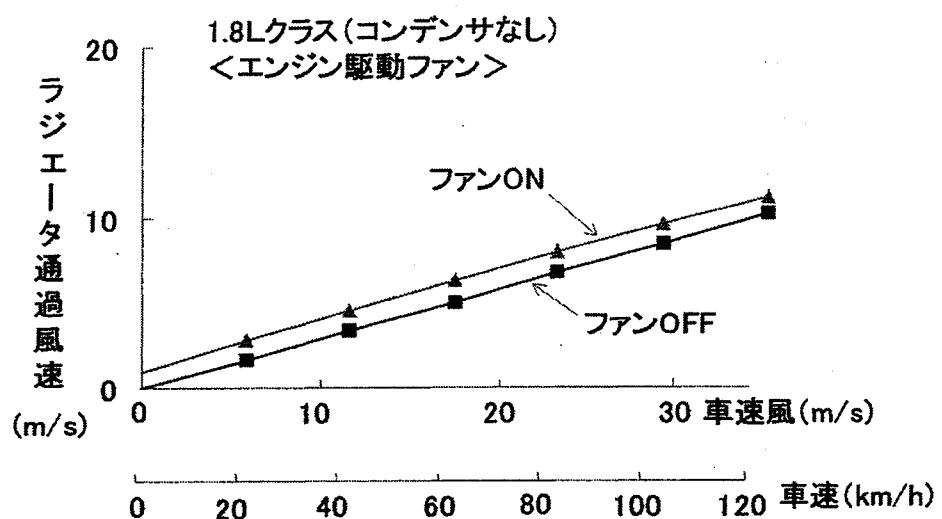


図3.49 エンジン駆動ファン車のラジエータ通過風速

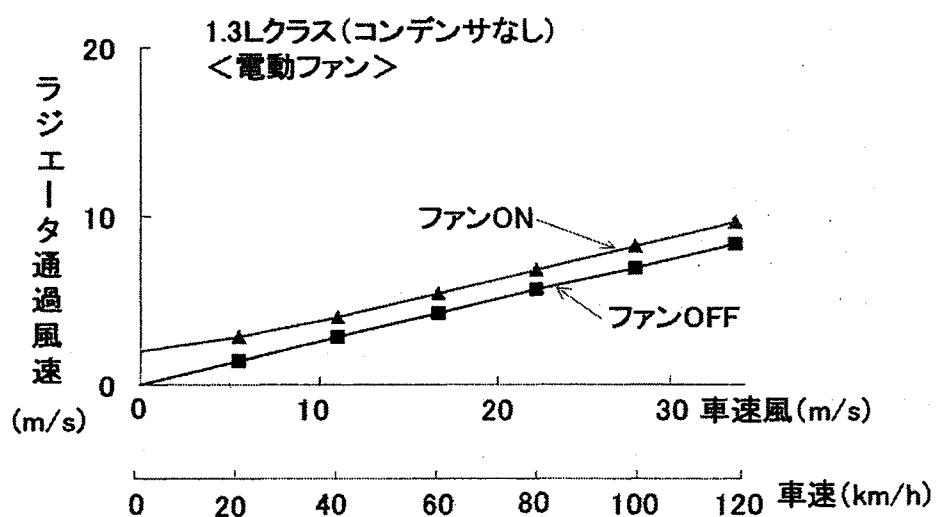


図3.50 電動ファン車のラジエータ通過風速

参考文献

- 1) 星 満；自動車の熱管理入門 (S54) 山海道
- 2) 五味努監修；自動車工学全書4「ガソリンエンジン」(S55) 山海道
- 3) 武藤 真理；空力面からみたエンジン冷却系について (その1～その4)
自動車研究第6巻第5号 (S59. 5) ～第7巻第4号 (S60. 4)
- 4) 柿沼 昭夫；エンジン冷却系の設計について。
自動車技術 Vol 39. No.4. 1985
- 5) 片桐晴郎他；エンジン冷却ファンの特性評価と諸元の影響。
自動車技術論文集 No.28. 1984
- 6) Cassidy, R. L. ; The Ford Flex Fan, SAE Paper 65047
- 7) 岡野 光雄；自動車走行時におけるラジエータ流入空気量への一考察。
自動車技術会学術講演会前刷集 No.711
- 8) 林 守雄他；走行時の自動車用ラジエータ通過量に関する二・三の考察。
内燃機関 Vol4. No.36. 1965. 6
- 9) 増田哲三他；自動車の搭載されている水冷機関用冷却器の前面風速。
内燃機関 Vol5. No.43. 1966. 1
- 10) 藤掛・片桐他；ラジエータ用風速、風温分布計。
自動車技術会論文集 No.21. 1980
- 11) K.Fujikake他；Measurement of Air Velocity Distribution and Airflow Rate through Radiator in an Automobile SAE Paper 780587

第4章 ラジエータの製造

第4章 ラジエータの製造

4. 1 樹脂タンク・アルミラジエータの工程

4. 1. 1 工程の概要

図4.1に一般的な製造工程を示す。ラジエータのほとんどはアルミニウム展伸材を加工し、一体ろう付けした製品である。ろう付けの原理などについては4.2.1で述べる。

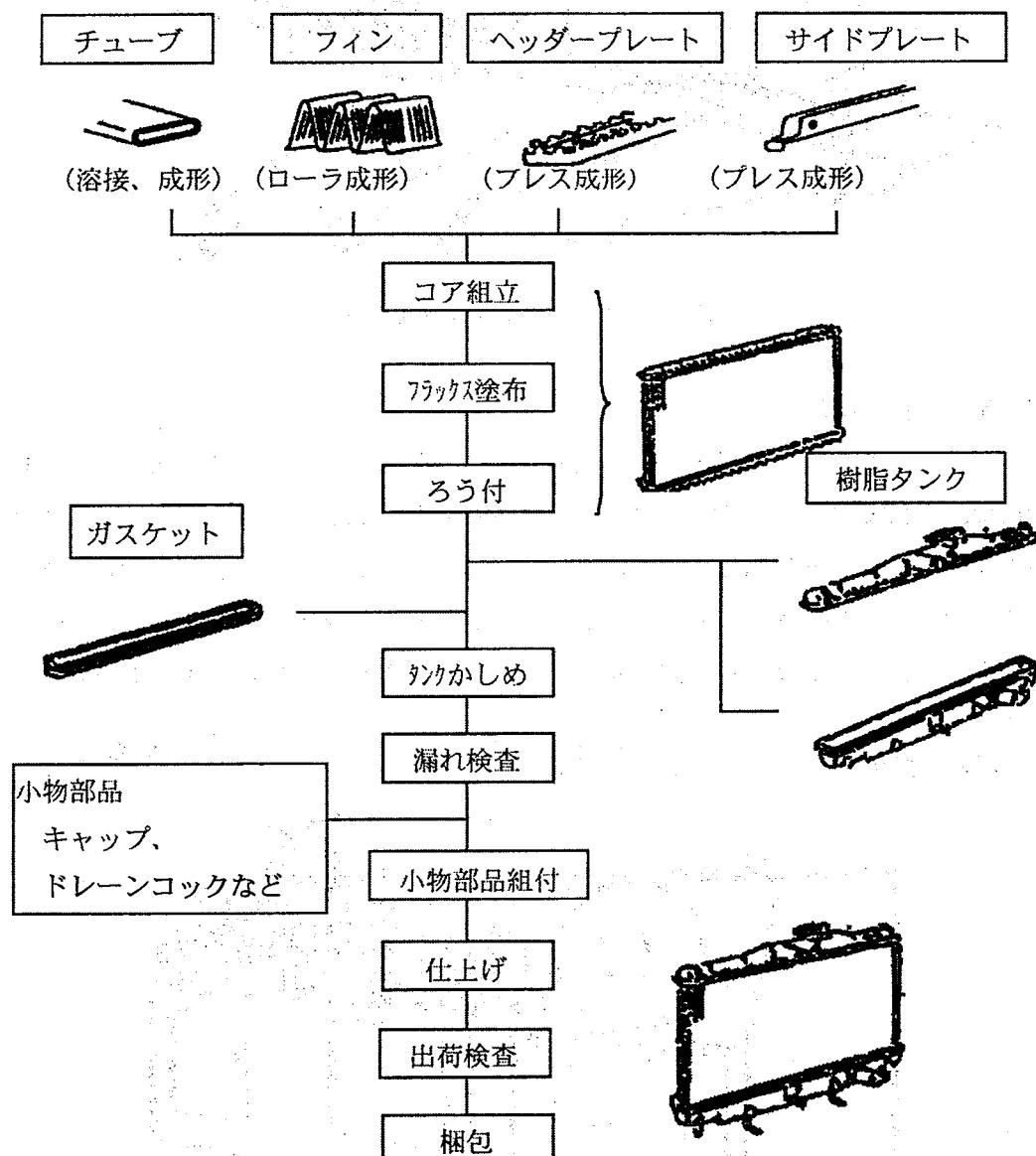


図4.1 アルミラジエータの製造工程

4. 1. 2 チューブ製造

チューブの材質はアルミで、形状は前述の図2.3に示す。扁平型のチューブの場合には、バッドウェルド（溶接）チューブが主流であるが、丸管や丸管を楕円形状に成形加工したもののが使われる場合もある。図4.2にチューブ製造過程の一例を示す。造管は通常素材（条）から、図に示すような、丸管成形、溶接、扁平加工を経て所定の長さに切断加工される。

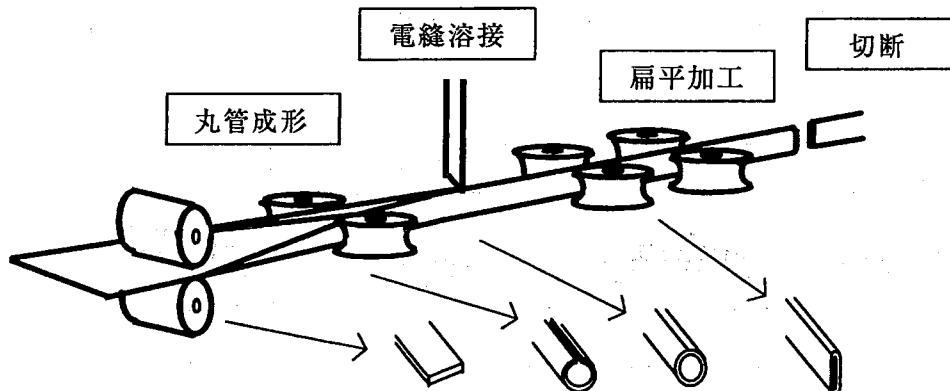


図4.2 チューブ製造過程の一例

4. 1. 3 フィン製造

コルゲート形フィン製造機の一例を図4.3に示す。通常、材料供給部、フィン成形部、切断部から構成される。主要部であるフィン成形部では成形ローラにより素材をコルゲート状に成形すると同時にフィンのルーバ（切欠き）を切る。ラジエータの性能の良否はこのフィン成形いかんにかかっており、十分な管理が必要である。成形ローラによつて成形されたフィンは、切断部で規定の山数に切断され、コア組立機へ搬送される。

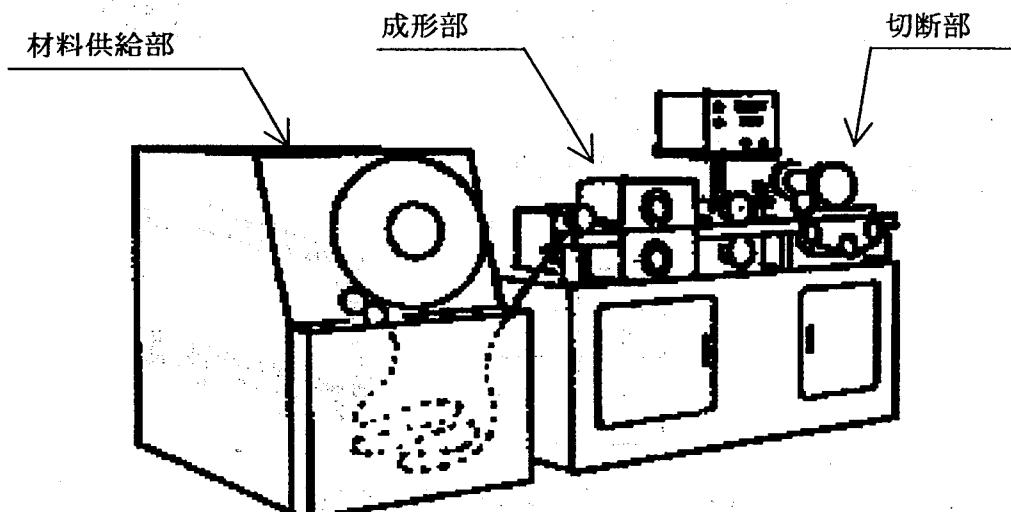


図4.3 フィン製造機の例

4. 1. 4 コア組立て

前述のフィン製造機から搬送されたフィンとマガジン詰めされたチューブが交互に積み重ねられ、その両端にはサイドプレートが組み立てられる。最後にチューブ両端にヘッダープレートが打ち込まれ、焼付け治具で支えられたコアはろう付け工程へ搬送される。

4. 1. 5 コアのろう付け

フィンとチューブを所定の寸法に組立て、焼付け治具に固定したコアは、加熱炉の中へ投入される。この炉の中でコアの温度は昇温され、フィン又はチューブのいずれかにクラッドされた芯材より低い融点を有するろう材が炉中で溶融し、これら部品を結合する。

同時にヘッダープレートとチューブやサイドプレートとフィンの接合も行われ、いずれかの部品にクラッドされたろう材が炉中で溶融し、これら部品の接合を行う。

4. 1. 6 樹脂タンクとコアのかしめ

ろう付けされたアルミコアと樹脂タンクの接合はガスケットをヘッダープレートと樹脂タンクの間に組付けた後、ヘッダープレートの端部をかしめて組付けられる。ガスケットで漏れ止めを行うので、そのシール面のキズ、汚れには工程上注意が必要である。

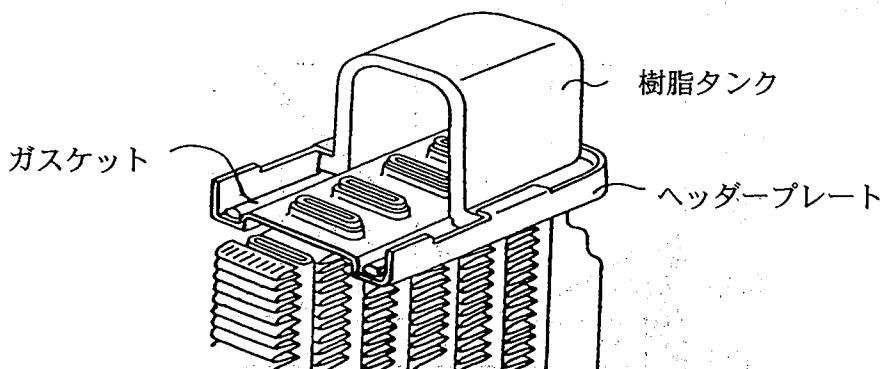


図4.4 タンクかしめ部

4. 1. 7 漏れ検査

かしめ終了後、コア、タンク部の気密漏れ検査を行なう。この気密漏れ検査はテストラジエータを水槽中に浸して調べる方法の他に、マスター ラジエータとテスト ラジエータの間の差圧により調べる方法や、テスト ラジエータにHeガスなどを封入し、その漏れガスを検出する方法がある。水槽中に浸して調べる方法は、ラジエータ内が所定圧（通常100～160kPa）になるようにガス（通常は空気）を封入し、水槽の中へ浸し、ラジエータからの気泡の発生の有無を検出する。車両搭載時の外観上の要求により塗装が必要

となる場合には、塗装乾燥後もう一度、第2次の気密漏れ検査を行なう。

4. 1. 8 その他部品の組付け

漏れ検査終了後、他のキャップ、ドレーンコックなどの小物部品が組付けられる。

4. 2 アルミラジエータのろう付け

4. 2. 1 ろう付けの原理

アルミニウムにSiを添加してゆくと、その合金はSiの添加量に応じて融点が下がってきて、他のアルミニウム合金の融点との間に差が生じてくる。アルミニウムろう付けはこの融点の差を利用して接合を行なう方法である。Al-Siの状態図を図4.5に示す。例えば、純アルミニウムの融点が660°Cに対し、Siが7%入っているアルミニウム合金(4343)の融点は600°C付近である。

Siが11.7%で共晶合金となり577°Cで溶融する。

今、図4.6のように接合したい母材A・Bの間に、Al-Si合金のろう材Cを置き、フラックスでアルミニウム表面の酸化皮膜を除去しつつ620°C程度（母材の融点とろう材の融点の中間温度）まで加熱する。そうするとろう材が溶けフラックスの働きとあいまって毛細管作用が生じ、継手の細部にまでろう材が行きわたり、一部のSiは母材中に拡散する。これを常温にもどすと固まり、強固な継手となる。

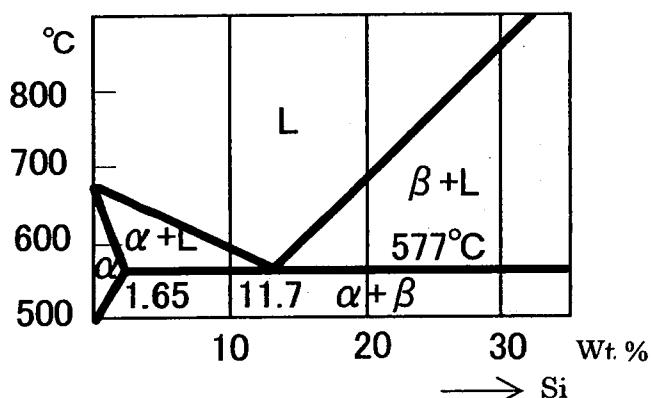


図4.5 Al-Si合金状態図

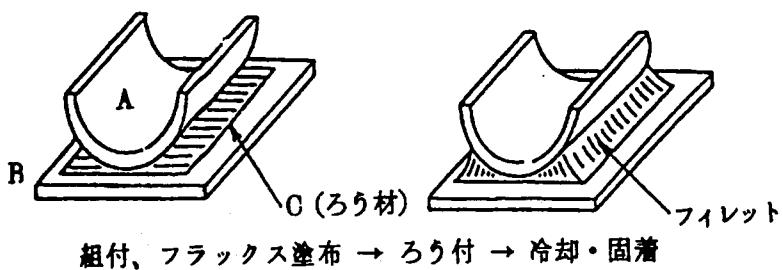


図4.6 ろう付けの原理

4. 2. 2 各種ろう付け方法と工程

各種ろう付け方法の工程概要を表4.1に示す。

アルミニウムの酸化皮膜を破壊、除去する活性剤としてのフラックスは I ~ IV の方法では塩化物 (NaCl、KCl、LiClなど) が主成分でそれに少量のふっ化物が添加されている。ろう付け後残留した塩化系のフラックスは腐食の原因になるため、後処理 (洗浄) によって完全に除去する必要がある。

V のノコロックろう付け法は非腐食性フラックス ($K_3AlF_6 - KAlF_4$) を使用しているので、ろう付け後の洗浄が不要である。ここでノコロック (NOCOLOK) はフラックスの商品名である。

VI の真空ろう付け法はフラックスを使用せず、ろう材中のMgが蒸発して酸化膜を破り、ろう付けが行なわれる。

VII の不活性ガス穿孔気中でのVAW法はVAW (Vereinigte Aluminium Werke) が開発した方法であるが、ろう付けする部材をアルカリ溶液で前処理を行ない、酸化皮膜を完全に除去しなければならない。また、 N_2 ガス雰囲気の純度を厳しく管理する必要がある。

表4.1 各種ろう付け方法の工程概要

方法	I. トーチ	II. ディップ	III. ファーネス	IV. 乾燥空気によるファーネス (NB)	V. ノコロック	VI. 真空(VB)	VII. 不活性ガス雰囲気 (VAW)
フラックス	塩化物 ふっ化物	塩化物 ふっ化物	塩化物 ふっ化物	塩化物 ふっ化物	ふっ化物	—	—
霧囲気	空気	フラックス	空気	乾燥空気	N ₂ ガス	真空 (10 ⁻⁴ ~10 ⁻⁶ Torr)	N ₂ ガス
工程概要	組立 (部品→部品→組立)	組立	組立	組立	組立	組立	組立
	化学洗浄 (アルカリ、酸)	化学洗浄	化学洗浄	化学洗浄	化学洗浄	化学洗浄	化学洗浄
	フラックス塗布	フラックス塗布	フラックス塗布	フラックス塗布	フラックス塗布	フラックス塗布	フラックス塗布
	ろう付け	ろう付け	ろう付け	ろう付け	ろう付け	ろう付け	ろう付け
	湯洗・化学処理	湯洗・化学処理	湯洗・化学処理	湯洗・化学処理	湯洗・化学処理	湯洗・化学処理	湯洗・化学処理
	塗装・表面処理	塗装・表面処理	塗装・表面処理	塗装・表面処理	塗装・表面処理	塗装・表面処理	塗装・表面処理
炉	ガス (アセチレン、プロパン)	電気	電気及びガス	電気及びガス	電気及びガス	電気	電気及びN ₂ ガス
加熱	—	伝導	—	—	対流	輻射	対流
温度制御	±20°C	±20°C	±3°C	±3°C	±3°C	±3°C	±3°C
焼入れ	空気及び水	空気及び水	空気及び水	空気及び水	電気	不活性ガス	不活性ガス

第5章 ラジエータの試験

第5章 ラジエータの試験

5.1 放熱性能試験

5.1.1 ラジエータの風洞試験

ラジエータの放熱性能を風洞により試験をする方法がある。

その方法は『JIS D 1614 自動車用ラジエータ放熱性能試験方法』に詳しく規定してあるので、ここでは省略する。なお、その測定項目は次のようなものであり、その試験装置は、図5.1に示すようなものである。

- | | | |
|----------|-------------|-----------|
| (a) 水流量 | (c) 水側圧力損失 | (e) 水側温度 |
| (b) 空気流量 | (d) 空気側圧力損失 | (f) 空気側温度 |

ファン付ラジエータの風洞試験は、図5.1の装置において吐出管及び連絡管を取り除きファン付ラジエータをそこに装着する。手順としては、

- ① ファン（ラジエータ用）を一定回転又は定入力（電圧）で回す。
- ② ラジエータ前面の静圧が、ゼロになるように風洞用送風機から送風する。
- ③ この時の風量、温度を測定して、放熱量を算出する。

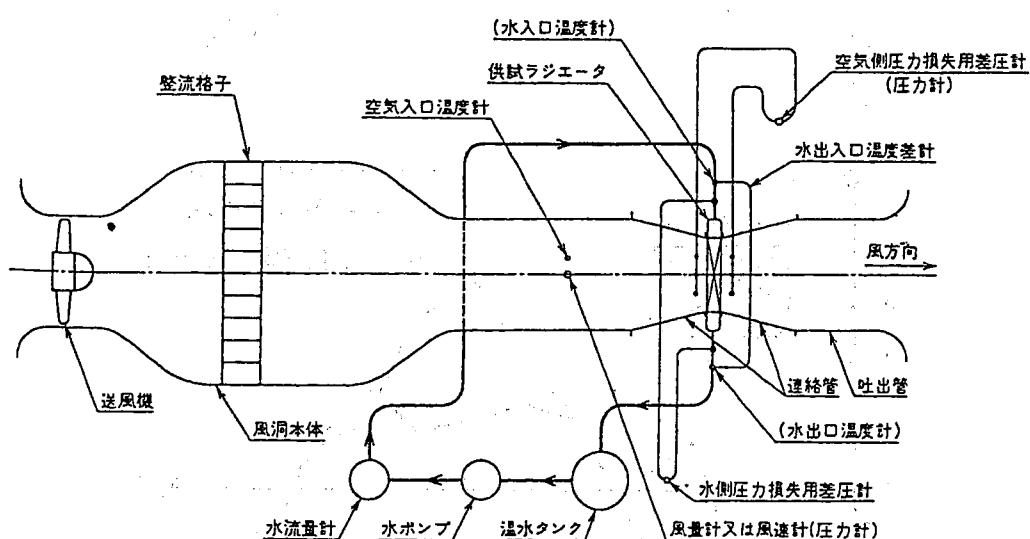


図5.1 ラジエータ放熱試験装置の例 (JIS D 1614の付図による)

5.1.2 ラジエータの実車試験

(1) 実車試験の目的

エンジンからの放熱をバランスよく冷却するために、ラジエータに要求される性能は

要求放熱量 Q_E として表わされる。この Q_E を満足するコアの設計ができたかを 5.1.1 に述べた風洞試験により確認している。

しかし、風洞試験では均一に当っている空気流も、実際の車両に装着した場合には、エンジンルーム内の各種部品の配置、ラジエータ前面のグリル形状等により、かなり複雑に変化したものとなってしまう。図 5.2 は、同一ラジエータでエンジン回転数を変えたときの、ラジエータ各点における風速の違いを示している。

風洞試験では、冷却水の流通路内に気泡の分離装置を設けて、放熱性能に影響がないように配慮するが、実際の車両では気泡の混入が避けられず、また、振動などによりラジエータタンク内の水が動搖し、コアに流れ込む水が不均一になり易い。

こうしたことから、ラジエータのエンジンに対する適性を判断するには、実車試験をおろそかにはできないのである。

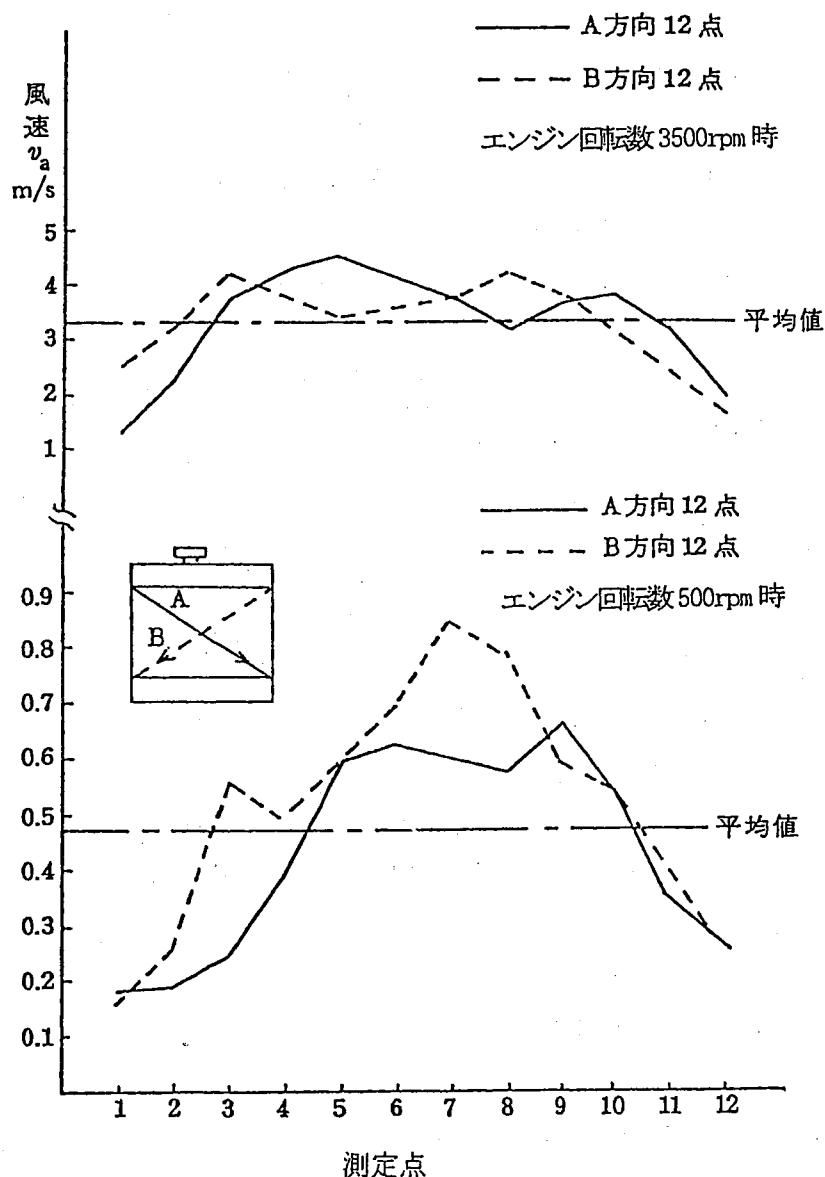


図 5.2 ラジエータ各点での風速

(2) 実車性能試験の評価法

実車試験によるラジエータの評価方法はいくつあるが、ここでは、通常使用されている入口空気及び水の温度差法について述べる。

ラジエータの放熱量は

$$Q_E = K \cdot A \Delta T_m \propto K \cdot A (T_{w_1} - T_{a_1}) \quad (5-1)$$

$$\therefore (T_{w_1} - T_{a_1}) \propto Q_E / K \cdot A \quad (5-2)$$

同一車両、同一ラジエータを使って2月から7月までの期間に実車試験を行った結果では、 $(T_{w_1} - T_{a_1})$ がほぼ一定であることが確認されている。従って、式(5-1)が近似的に成り立つと考えられる。

式(5-1)から式(5-2)へ変換し、これより Q_E を一定と仮定すれば、ラジエータ特性を示す『K・A』によって、 $(T_{w_1} - T_{a_1})$ が変わることを示している。

即ち、『K・A』が優れたラジエータでは、 $(T_{w_1} - T_{a_1})$ が小さくなる。

このことは、実車試験においてラジエータの評価を $(T_{w_1} - T_{a_1})$ によって行ってもよいことを意味している。しかも、この方法の利点は、雨及び雪を除き、天候と時期にかかわりなく実施できる点にある。

例えば、冬に $T_{a_1} = 0^\circ\text{C}$ で、 $(T_{w_1} - T_{a_1}) = 60^\circ\text{C}$ が得られたとする。これが夏に $T_{a_1} = 40^\circ\text{C}$ であれば、 $(T_{w_1} - 40^\circ\text{C}) = 60^\circ\text{C}$ の関係から、 $T_{w_1} = 100^\circ\text{C}$ となる。

(3) 実車試験時の注意事項

実車試験を行うに際しては、次のことに注意する必要がある。

- ① 全開状態のサーモスタットを取り付けること。
- ② 冷却水を新しく入れ替え、エンジンを一定条件に保つこと。
- ③ アイドリング状態では、エンジンルーム内を通過した高温の空気がラジエータ前面に吸い込まれないように配慮すること。
- ④ 車両の積載重量は最大にすること。

(4) 走行条件

ラジエータとエンジンのマッチングを調べる場合に、どのような走行条件が最も厳しい条件になるのかを考えておく必要がある。

一般に、走行試験の方法は、次のようなものがある。

- (a) 平坦路走行テスト (特に、高速走行)
- (b) 登坂路走行テスト
- (c) アイドリングテスト

(d) その他

車種によって、上記のうちでどのテストが厳しいかは異なったものになる。例えば、FR乗用車（フロントエンジン・リアドライブ車）の場合には、高速平坦路走行とアイドリングを焦点に考えることが多い。

また、乗用車でもFF車（フロントエンジン・フロントドライブ車）の場合は、登坂走行が焦点になる。

FR車の各種走行条件に対する ($T_w - T_a$) の温度変化を図5.3に示す。この図から、特に、アイドリング及び高速平坦路走行が冷却する側からは、過酷なものであることが判る。従って、この条件でテストを行い、最も過酷な外気温条件で許容限界温度（例えば105～110°C）を満足するかどうかが、判定のひとつの基準となる。

冷却性能の総合評価として、燃料系、電気系（例えば、バッテリー）等エンジルーム内にある各種機器の温度や空調性能への影響も重要な評価点となっている。そのため、最近では実車環境試験室（風洞、シャシーダイナモを備え、日射、温度、気圧などが制御可能）を用いて、総合的な冷却性能を評価するようになっている。

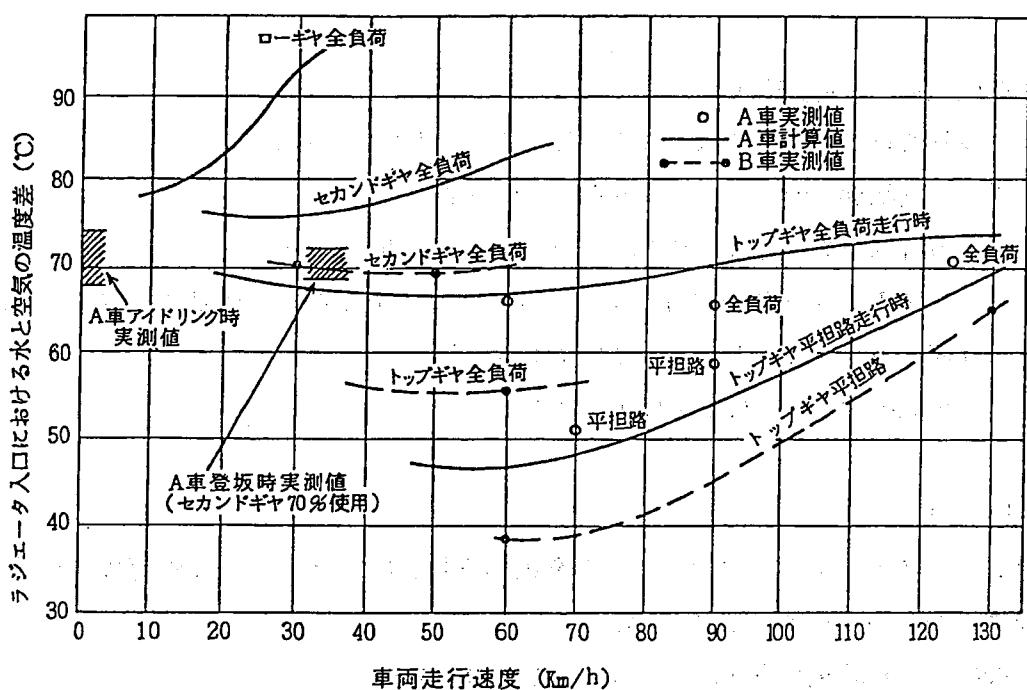


図5.3 車両（FR車）の走行速度に対する冷却液温度

5. 2 耐久強度試験

自動車はそれ自体が多くの部品や装置より構成され、かつ複雑な機能と性能を備えたシステムである。また、実際の用途も多様化しており、いろいろな環境に対応する品質が要求されている。

自動車の道徳性に関連してラジエータに働く入力は、振動・圧力・強度であり、これら入力に対するラジエータ耐久品質の確認と向上を図るため、種々の耐久強度試験を行っている。

5. 2. 1 ベンチ耐久強度

実車耐久試験に先駆けて、ラジエータの耐久品質を確認するため、ベンチでの耐久強度試験を行う。実車走行時に働く種々の入力について解析し、その入力を個々の要素、あるいはその組み合わせにて、ベンチ試験の条件や方法を決めている。

(1) 振動試験

振動試験には次のような種類があり、ラジエータの用途に合わせて、試験の種類や条件を決定している。

① 定振動耐久試験

自動車の一部品として基本品質を確認するもので、一定振動数で加振する。JIS D 1601に基づく試験である。

② 掃引振動耐久試験

JIS D 1601に基づく“一様な割合で振動数を連続的に増減して加振し、振動に対する部品の耐久性を調べる試験”である。

ラジエータに働く実際の振動入力をパワースペクトル分析すると、振動の周波数は2～100Hzである。パワーの大きい周波数は70Hz以下であり、また、10Hz以下の車両のバネ下共振による入力も大きいが、このような低周波域は変位のみ大きくラジエータに与えるダメージは少ない。したがって、試験条件は状況に応じて10～100Hzの範囲内で振動数を選択し、加速度一定、変位一定あるいはその組み合わせで試験する。

③ ランダム波振動耐久試験

①、②の試験は正弦波振動であるのに対し実際の振動はランダム波である。試験の信頼性向上と環境の再現という観点からは、ランダム波による試験が望ましい。ランダム波振動には2種類あり、実際の振動波形をベンチで再現する方法と、ベンチと実車のパワースペクトル密度を合わせる方法がある。今のところ後者の方法が主に用いられているが、いずれの方法にしろ、試験条件を決める手間がかかること、試験にお

ける制御が複雑で、装置が大がかりとなりコスト高となるなど欠点がある。

なお、参考として代表的な振動試験機を図 5.4～図 5.6 に示す。

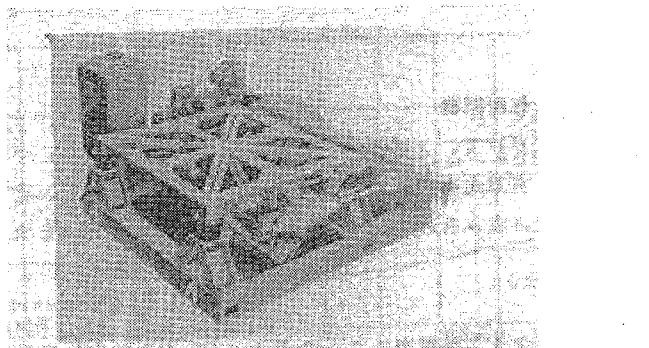


図 5.4 機械式振動試験

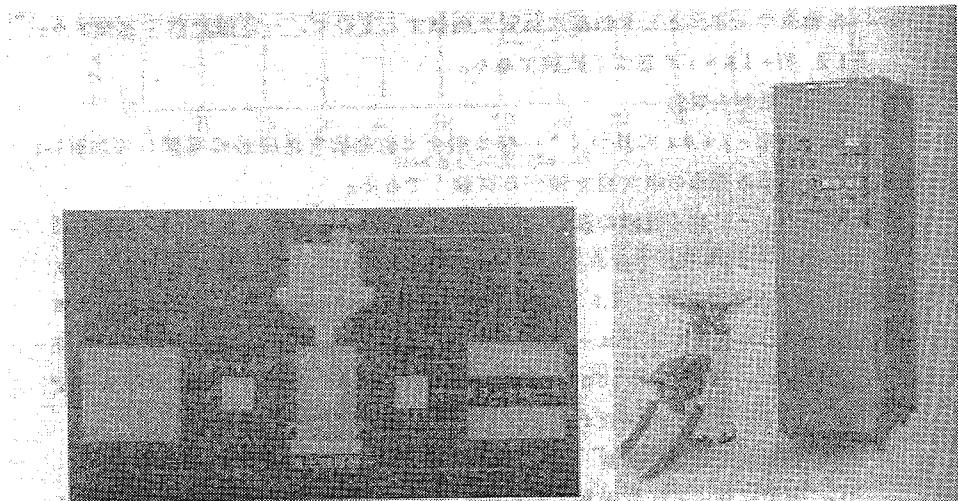


図 5.5 油圧式振動試験機

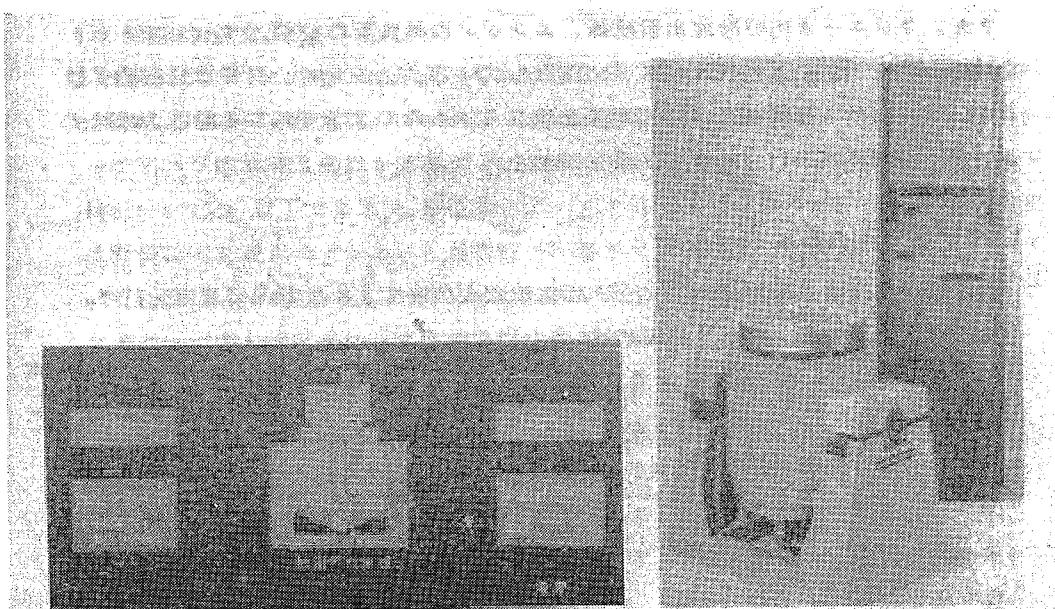


図 5.6 動電式振動試験機

(2) くり返し加圧試験

実車の走行パターンによってエンジン負荷が変動すると、冷却水温度が変動し、冷却水の膨張・収縮やキャップ圧力弁の開閉が起こり、ラジエータには内圧変動によるくり返し応力が発生する。このような実車走行に対応して温度・圧力の条件を決め、くり返し加圧試験を行う。

くり返し圧力は、ベース圧力が0～49kPa、ピーク圧はキャップ圧の1～1.5倍程度に設定する。また温度はラジエータの実用域である80～90°C、あるいは、キャップ圧とともに冷却水の沸点近くの温度とする。

(3) その他の試験

振動や圧力の他にラジエータには外力が働いている。例えば、エンジンは防振ゴムにより支持されているため、エンジンの動きにともなってラジエータホースにより、インレットパイプやアウトレットパイプに外力が働く。あるいは、車両のねじれに伴い、ラジエータ取り付け面がねじれ、曲げモーメントが働くなどである。このような外力に対応した強度耐久試験を行う。また、ラジエータ内の冷却水温度は、エンジンの熱負荷の変動、サーモスタットの開閉、気温の変化などによって常に変動している。このため、材料の線膨張係数の違いや局部的な温度差によって熱歪を生じる。これによって起こる熱応力に対する強度を調べるために、冷熱のくり返し試験を行う。

5. 2. 2 実車耐久試験

各種台上試験を通過したラジエータは実車耐久試験により最終品質確認を行う。

実車耐久試験の行われる路面には、

- ①周回路 図5.7
- ②じゅり路 図5.8
- ③波状路 図5.9
- ④ベルジアン路 図5.10
- ⑤人工特殊悪路 図5.11, 図5.12
- ⑥塩水路

などがあり、実際の使用環境に合わせて路面を選択した走行パターンを決めて耐久試験を行っている。

5. 2. 3 計測器

計測器にはいろいろな種類があり、その用途や要求する精度に応じて選択する必要がある。ここでは主に実車測定に用いられる代表例を示す。

(1) 温度測定

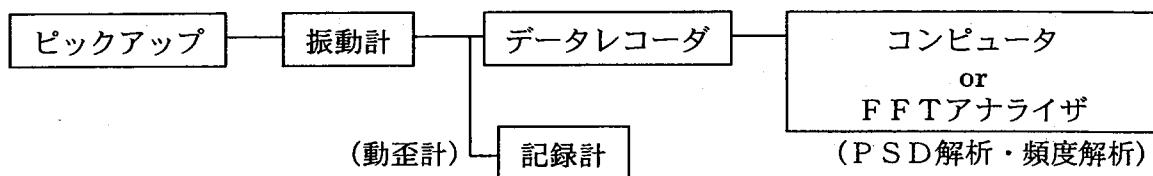
センサーは一般に熱電対を使用する。さらに精度が要求される場合は白金抵抗体やサーミスタなどがあり各種の温度計と組み合わせて使用される。最近ではデータロガーとハンディータイプのパソコンとの組合せで、多数の計測や収録が行われるようになってきた。

(2) 圧力測定

センサーは歪式のものが便利である。アンプは動歪計やデジタルインジケータなどがあり、データレコーダによりデータを収集する。また最近では応答の速いデータロガーもあり、温度との同時測定も可能である。

(3) 振動加速度測定

ピックアップには色々な形式のものがあるが、主に圧電型とひずみ式ピックアップが使われている。圧電型のピックアップは応答周波数が数kHz以上と高く、チャージアンプに接続し振動を計測する。歪式のピックアップは応答周波数が低く200～1kHz以下であるが、動歪計とデータレコーダとの組合せで実車での多点計測に主に使われている。記録計はペン書きオシロが一般に使われているが、ペンの追従性は100kHzが限界であるので注意を要する。高周波域の記録には電磁オシログラフが使われており。応答周波数は最大1kHz以上と高い。実際の振動計測器の構成は図にしめすようなブロックダイヤグラムになる。



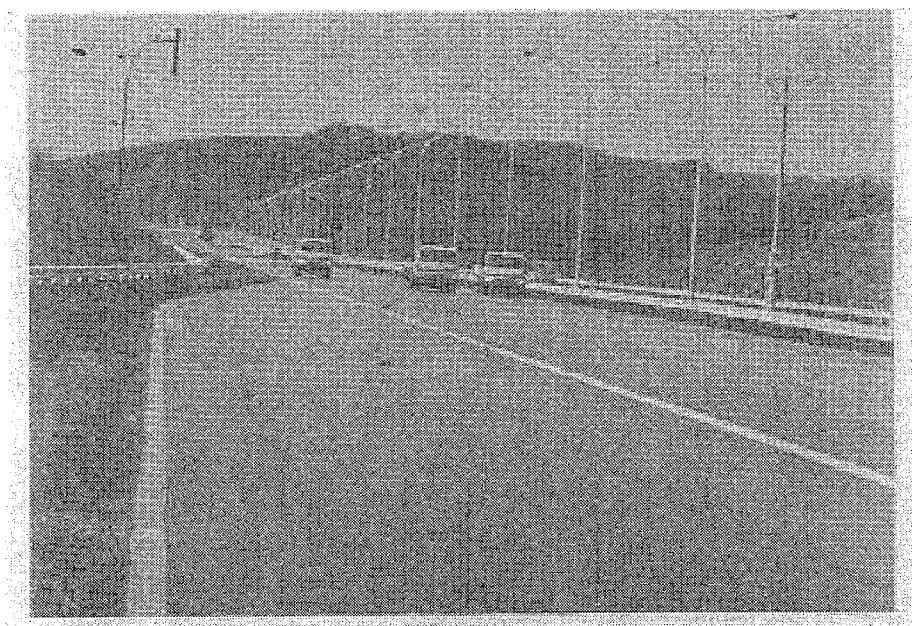


図5.7 周回路での試験

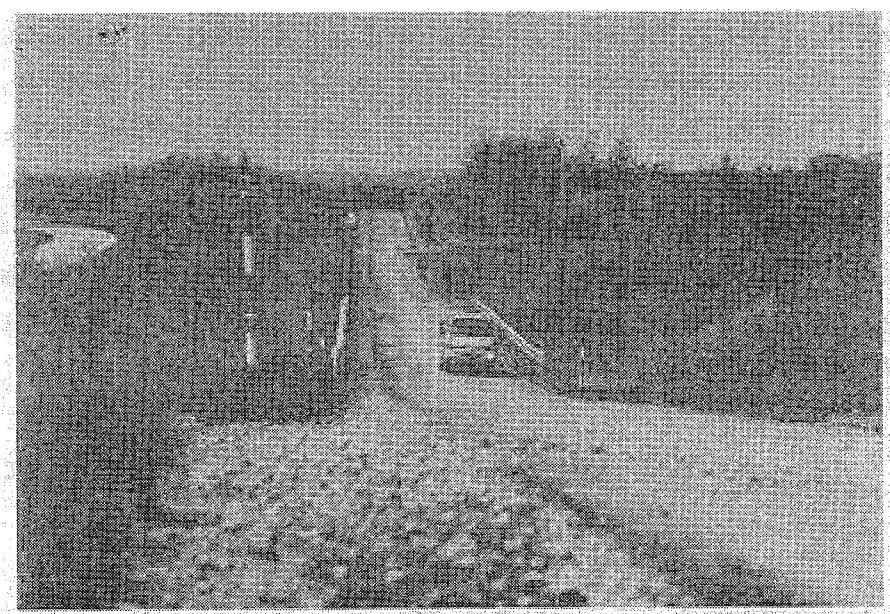


図5.8 じやり路

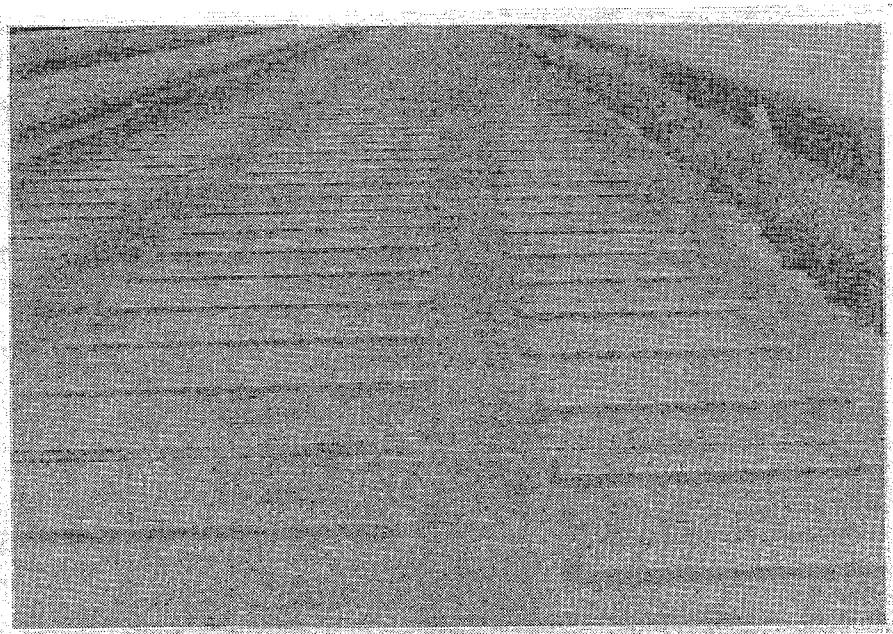


図5.9 波状路

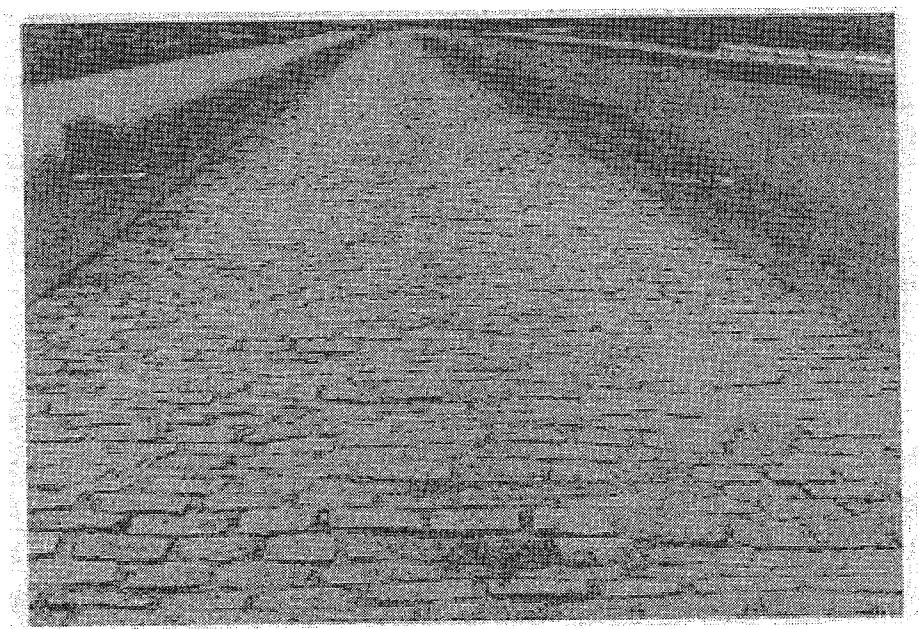


図5.10 ベルジアン路



図5.11 人工特殊悪路

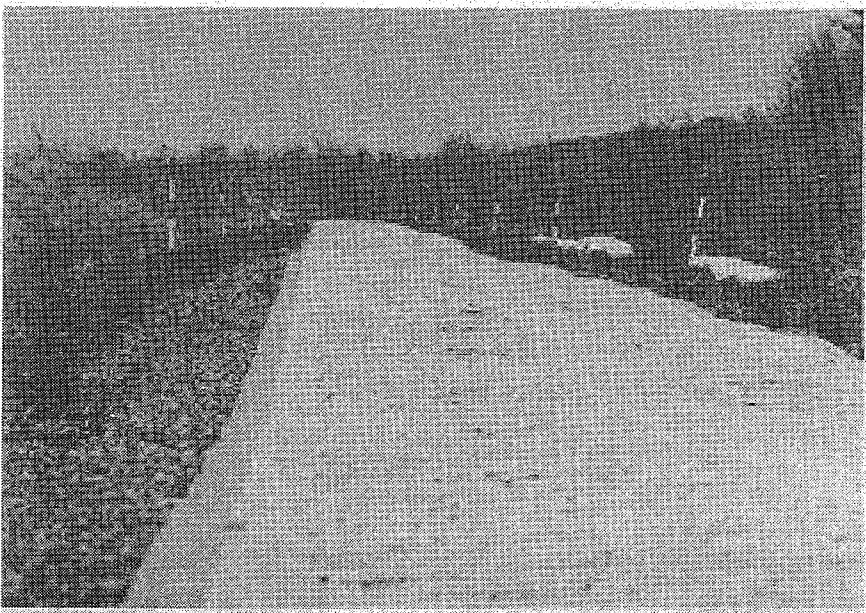


図5.12 人工特殊悪路

5. 3 腐食試験

5. 3. 1 腐食の要因

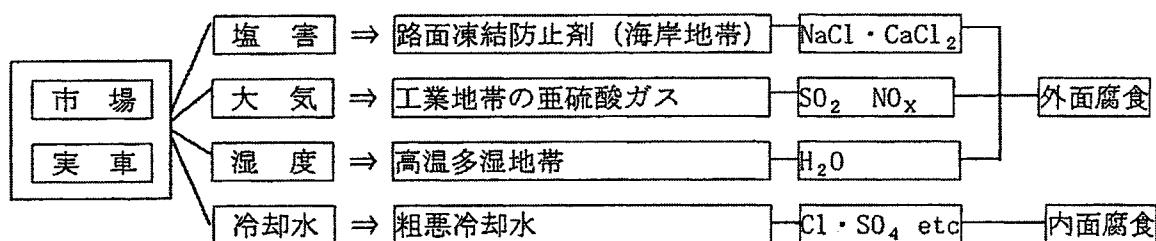
ラジエータの腐食には自然環境によるコア外面からのものと、冷却水によるコア内面(チューブ内面)からのものとがある。

一般に外面は雨、湿度、大気汚染物質および海岸地方の潮風などの自然環境と、北米、カナダ等で路面凍結防止剤として散布される岩塩などの人為的環境がある。

また、路面の状態も腐食の要因として挙げられる。これはタイヤ等にはね上げられた泥、砂利は塗膜を削り取り、コアに附着、堆積し腐食環境を作り出す原因にもなっている。

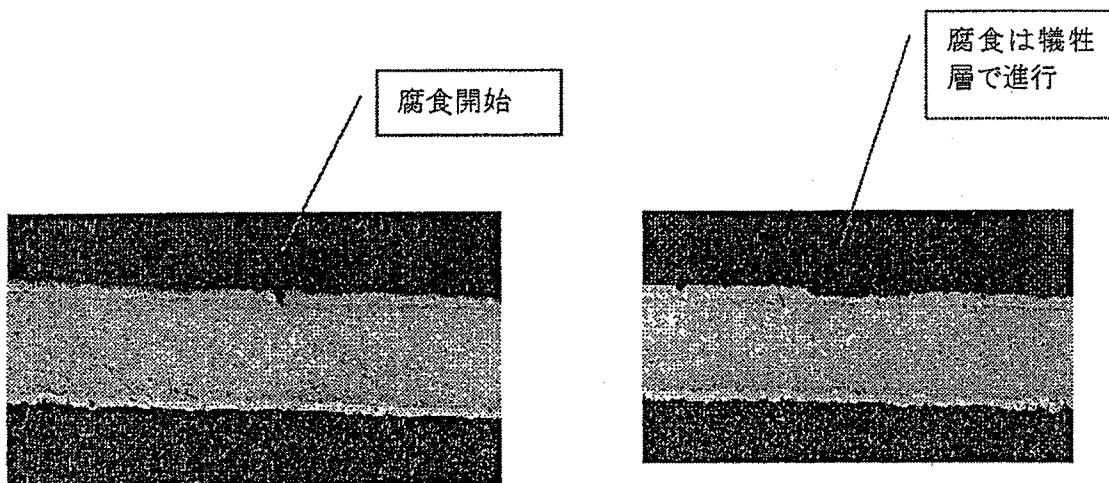
一方内面は使用される冷却水の性状により腐食される。通常の場合LLCの充填等によりほとんど問題はないが、特に塩素イオン、硫酸イオン等を多量に含む水は腐食の原因となる。

腐食環境



5. 3. 2 腐食形態

アルミラジエータのチューブは耐食性を向上させるため、3層クラッド材とし、内面はAl-Zn合金の犠牲腐食層、外面はAl-Si合金のろう材層から構成されている。またチューブの外面に対しては、フィン材にチューブより電位の卑なAl-Zn合金を用い、フィン材を犠牲腐食させチューブを保護している。



5. 3. 3 腐食試験

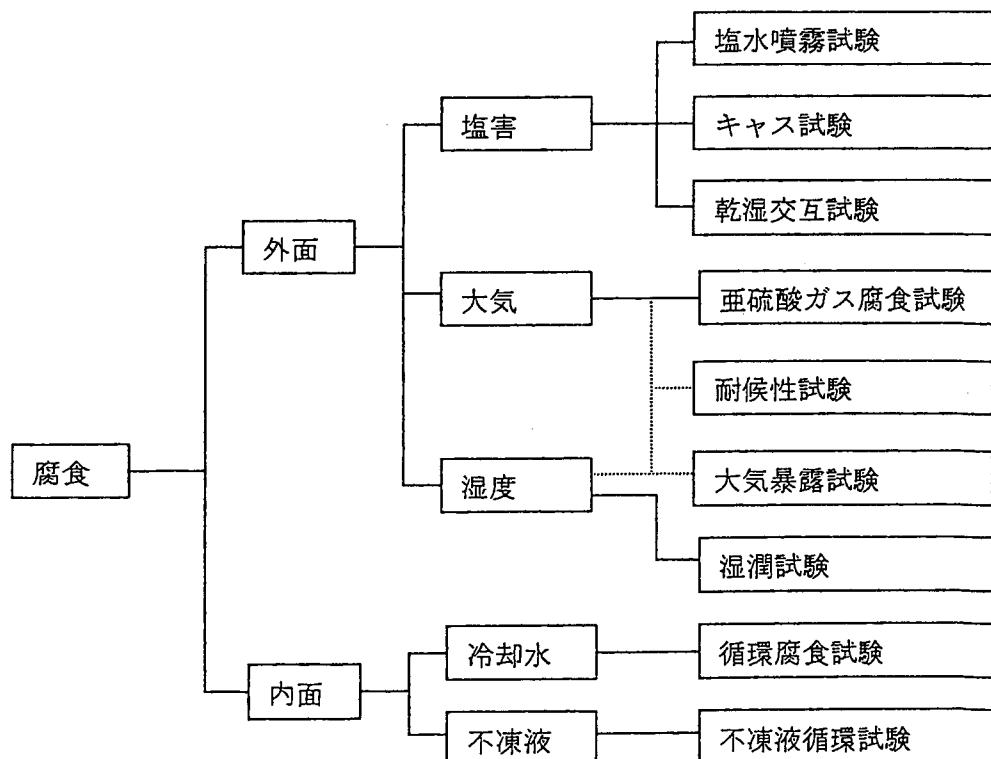
市場での腐食環境に対応するために種々の試験を実施するに当たり次の要因は欠かすことができない。

- 1) 湿潤：腐食速度としては相対湿度60 %以上で、温度は60 °Cがピークとなる。
- 2) 乾燥：腐食効果としてはWETからDRYへの移行を除々に行なうことが重要で乾燥温度としては50～70 °Cが一般的である。
- 3) 浸漬：溶液としては塩化ナトリウム2～5%が一般的である。腐食速度は浸漬時間と乾燥条件との関係が強い。

これらはすでに規格化された試験方法とこれらを組み合わせた複合サイクル試験（乾湿交互試験）が最近多く実施されている。

チューブ内面の腐食は循環試験によるが、腐食液としてはすでに規格化されているASTM水等を用いる他に、腐食促進性が高いとされるOY合成水（添加物：Cl, SO₄, Cu, Fe）を使用している。方法としては循環と停留を繰返す方法がとられている。

熱交換器（R A D）



第6章 冷却液

第6章 冷却液

ラジエータは冷却装置（又は系統）の主要部分であるからその取扱いと整備に当ってはラジエータの構造と特性について充分理解しておく必要がある。エンジンから出た冷却液はエンジン排気熱量によって高温となり、これがラジエータを通過する際に冷却液の流れる方向と直角の方向からくる空気で冷却される。したがって、まず熱の媒体となる冷却液の特性と、それに対するラジエータの構造、冷却液の種類と性質について述べる。

6. 1 冷却液の種類と性質

6. 1. 1 水

a) 冷却液としての水

水は他の液体に比べて、

- ①比熱が大きい
- ②蒸発潜熱が高い
- ③熱伝導率が大きい等の冷却液としての性質を備えている。

ただし、温度が0°C以下になると凍結して膨張するため、ラジエータチューブ、シリンダ、シリンダヘッド等を破壊する。また冷却系に使用されている鉄、銅、黄銅、アルミ等の金属部品を腐食させる等の弊害があるため、水のみを冷却液として使用することは問題がある。

b) 不凍液・LLCの希釀水としての水

通常、不凍液・LLCを使用する場合、水で30~50vol%の割合で希釀するが、この場合、水に溶解している鉱物質の量をしめす硬度が問題となる。

硬度には一時硬度と永久硬度があり、前者はCa及びMgが重炭酸塩として溶解しているときの硬度で、水を一度煮沸すれば炭酸塩となって沈殿し軟水となる。後者はCa及びMgの硫酸塩、塩化物、硝酸塩、磷酸塩等による硬度で、この場合は煮沸しても除去できない。両者を合計して全硬度といい、また軟水に対して硬水という。

通常、国内の場合、不凍液・LLCの希釀水として上水道の水を使用して差し支えないが、井戸水や河川の水を使用する場合は硬度が高いものがあるため注意を要する。

水の硬度が高いとラジエータの内部、特にチューブの内壁に水垢やスケールとなって付着し、熱伝導を悪くすることによるオーバーヒートの発生等のトラブルの要因となる。

こうした場合は冷却系統にある全ての排水コック・プラグを開放して完全に液を抜き去った後に、新しい水を注入して機関を起動し、冷却系内を十分循環させた後の排水の状態がきれいな場合は、再び不凍液・LLCを注入する。症状が軽い場合はこの方法でよいが、少々ひどい場合は洗浄剤を混入するなどの方法が必要となる。これでも十分でな

い場合はラジエータを取り外してオーバーホールをする必要がある。市販の洗浄剤には速効性のもの及び遅効性のものがあるが、いずれの場合も取扱説明に従って正しく使用し、洗浄後は内部を水又は温水で十分洗浄してから、不凍液・LLCを注入することが必要である。

6. 1. 2 ラジエータ防錆剤

ラジエータ防錆剤は、水、不凍液及びLLC等の冷却液に添加して、ラジエータ内の錆、水垢、スケール等の発生・付着を防止し、オーバーヒートの防止、冷却系内の保護、ウォーターポンプの潤滑性能を良好にする役割をもっている。

ラジエータ防錆剤は以下の3種類に大別される。

- ①水溶性無機系防錆剤
- ②分散性エマルジョン系防錆剤
- ③分散性有機系防錆剤

それぞれに長所・短所があるが、最近では②の分散性エマルジョン系防錆剤が数多く市販品として販売されている。

ラジエータ防錆剤は製品の性質上、次のような条件を備えている製品がよい。

- ①冷却系の金属部品に対して防錆効果があること。
- ②耐熱性・耐久性が優れていること。
- ③対塩水性に優れていること。
- ④メカニカルシールに悪影響を与えないこと。
- ⑤冷却効果が低下し、オーバーヒートの原因ともなる気泡の発生の防止効果があること。
- ⑥ゴムや合成樹脂に悪影響を与えないこと。
- ⑦水や不凍液と容易に混合し、分離、沈殿などを生じないこと。

なお、ラジエータ防錆剤を使用する時は、自動車メーカや権威のある機関又は団体の堆奨する製品を選ぶことが重要だが、以下のような点にも注意が必要である。

- ①メーカの指定する適性濃度範囲で使用する。そうしないと防錆効果が発揮されず、逆に腐食を促進させたり、その他の弊害を生じる場合がある。
- ②冷却液の補充は、適正濃度に希釈した防錆剤を補給する。冷却液の濃度低下は点検時の補水による場合が大きい。
- ③ブランドの異なった防錆剤を混合すると、沈殿を生じたり、腐食を促進させる場合があるため、混合使用は避ける。
- ④希釈はできるだけ上水道を使用する。

⑤使用する前には冷却系内を十分洗浄し、錆や水垢及びスケール等を除去しておく必要がある。もし不十分な時は洗浄剤を用いる等の処置をとる。

6. 1. 3 エンジンクーラント（ロングライフケーラント：LLC）

水は温度が0°C以下になると凍結し体積が膨張するため、冷却系部品やエンジンに損傷を与える危険がある。冬期の寒冷地では、その地域の最低気温においても十分凍結防止が可能な冷却液が必要である。更に、冷却系金属材料の錆の発生を長期間防止する必要があるため、ロングライフケーラント（LLC）が開発されて久しい。

以前は、1シーズン（10～11月より翌年の3～4月）使用する、いわゆる不凍液があつたが、現在では通年使用する長寿命タイプであるLLCが主流となっている。一般に高性能なLLCは、適正な使用濃度（30vol%以上）で2年間又は走行40,000km以上の使用が可能である。

(1) LLCに必要な性能

LLCに必要な性能として、以下のことが挙げられる。

- (a) 冬期や寒冷地で液が凍結しないこと。
- (b) 冷却系統を構成する各種金属を錆びさせないこと。
- (c) エンジン冷却性や伝熱性に悪影響の少ないこと。
- (d) メカニカルシールに対する潤滑性能が良いこと。
- (e) ゴムに対する影響の少ないこと。
- (f) 沸点が高く、また泡立ち性の少ないこと。
- (g) 耐熱性に優れ、化学的にも安定であり、長期間の使用に耐えること。

(2) LLCの組成

LLCの組成は一般に基本成分と金属防食剤とから成り立つ。その他、消泡剤、着色剤が少量含まれている。その一例を表6.1に示す。

表6.1 LLCモデル配合例

物質名	CAS No.	配合量 (mass %)	PRTR法 No.	労安法 No.
エチレングリコール	107-21-1	89.0	43	76
ベンゾトリアゾール	95-14-7	0.5	—	—
トリルトリアゾール	29385-43-1	0.5	—	—
安息香酸ソーダ	532-32-1	3.0	—	—
モリブデン酸ナトリウム	7631-95-0	0.1	346	601
トリエタノールアミン	102-71-6	3.2	—	380
磷酸	7664-38-2	1.0	—	621
消泡剤（シリコーン系）		0.005	—	—
染料		0.005	—	—
水	7732-18-5	2.69	—	—

※ PRTR法：特定化学物質の環境への排出量の把握及び管理の改善に促進に関する法律（PRTR法）の政令対象化学物質

労安法：労働安全衛生法第57条の2第1項政令指定物質

①基本成分

現在の一般的なLLCの基本成分はエチレングリコールである。エチレングリコールが用いられる主な要因は、水と任意の割合で混和し、優れた凍結点降下が得られること、また沸点が高く、冷却機関内部での沸騰を抑制できることである。

その他、グリコール系では、プロピレングリコール、ジエチレングリコールがあるが、分子量が大きく凍結点降下の作用が少ないので、あまり用いられない。LLCの物性は、基本成分と水との混合割合に依存するところが大きい。(表6.3、6.4、図6.1～6.7参照)

②金属防食剤

冷却機関の金属を侵すことのないように、LLCには防食剤が添加されている。防食剤は、無機化合物系添加剤、有機化合物系添加剤に大別される。

(a) 無機化合物系添加剤

硝酸塩、亜硝酸塩、ほう酸塩、リン酸塩、モリブデン酸塩、けい酸塩、タンゲステン酸塩などがあるが、アルミ材質への影響が強く見られるものもあるので注意する必要がある。

(b) 有機化合物系添加剤

トリアゾール、各種脂肪族及び芳香族有機酸塩、リン酸アミン塩、メルカプトベンゾチアゾールなどがある。このうちアミンは環境対応の観点から、使用量が大幅に減少している。

③消泡剤

水とLLCの溶液を長時間使用するためには変質を防がねばならない。それにはまず酸化防止に留意しなければならない。酸化する主な原因是、空気の溶解であり、この防止には泡立ちが少なく、泡立ちがあってもすぐ消滅させる必要がある。消泡剤としては、高分子のアルキレンポリマーまたはシリコーン油が主に使用されている。

④着色剤

LLCには、品種確認、誤用防止の目的で染料により着色されている。

一般に使用されている染料としては、ウラニンコンク（黄）、ダイアシッドライトグリーンGS（青緑）、カヤシールローダミンFB（赤）、アルコールグリーンGM（緑）、アリザニンシアニングリーンG（青緑）、アリザニンシアニブルー（青）、エリオ・アンド・レッド（赤）などがある。

以上の組成の中で、一部「特定化学物質の環境への排出量の把握等及び管理の改善の促進に関する法律（略称：PRTR法：法律第86号）」における特定化学物質及び労働安全衛生法（法律第45号）の政令指定物質を含有するものがある。その代表的なものを表6.2

に示す。

表6.2 法律で指定する物質を含有するものの例

物質名	エチレングリコール	モリブデン酸ナトリウム
PRTR法物質番号	43	346 (モリブデン及びその化合物)
労安法物質番号	80	606 (モリブデン及びその化合物)
CAS No.	107-21-1	7631-95-0
組成式	C ₂ H ₆ O ₂	Na ₂ MoO ₄ /2H ₂ O
分子量	62.1	241.95
融点 ℃	-13	***
沸点 ℃	197.6	***
蒸気圧 mmHg (測定温度)	0.06 (@20℃)	***
水溶解度	混和	***
分配係数	-1.36	***
密度 (測定温度)	1.1088 (@20℃)	3.28 (出典 : DB Toxics Plus/Dolphin MSDS)
金属分換算係数	***	Mo=0.397

(3) LLC の種類

現在一般に使用されているLLCは、アミンタイプとノンアミンタイプである。

前述の通り、環境問題への対応から、アミン使用が減少傾向にあり、ノンアミンタイプが主流になりつつある。さらに、同様の問題からアミン及びリン酸を除き、有機酸塩を主体とした組成の有機酸タイプが開発され、欧米の一部で使用されている。

(4) LLC 使用上の注意

- 液量を規定のレベルの範囲内（リザーブタンクに表示されている）で使用すること。液量が少ないとオーバーヒートを引き起こし、逆に液量が多すぎるとオーバーフローの原因となる。
- 適正な濃度で使用すること。一般に30～60vol%であるが、特に寒冷地では最低気温に注意し、必要な濃度を確認すること。使用中に液量が不足した場合は、同じ濃度のLLCを補充すること。
- 排ガス、空気の混入に注意すること。排ガスや空気は、冷却系内の損傷や、部品接合部のゆるみなどにより液中に混入し、酸化・変質の原因となる。
- 液を長期間使用すると、劣化により十分な性能が得られずトラブルの原因となるので、定期的に液の状態をチェックし、交換を行うこと。
液の交換は、カーメーカやLLC製造業者の指示に従って行うこと。

6. 2 冷却液にかかるラジエータの故障と対策

6. 2. 1 水漏れ

水漏れはラジエータの代表的な故障と考えられ、冷却液などの環境因子によるものが

多い。

主な因子として、①冷却液として使用される水質、②LLC使用状況、③LLC成分、④ラジエータ洗浄剤、漏れ防止剤が上げられる。

LLCはエチレングリコールの他に各種防錆剤が使用されており、冷却系内面を防食する重要な働きがある。車両の出荷時は、30～50%に濃度調整されているが、外気温の高い地域になるに従いLLC濃度は低くなる傾向にあり、LLCによる防錆が期待できない地域がある。また、LLCと言っても各メーカー純正、アフターマーケット品、粗悪品等、多くの種類があり、使用されている防錆剤の種類により防食に効果がないものもある。例えばホウ酸を主成分とするLLCは、鉄の防食には効果があるが、アルミに対しては腐食性がある。このように、ラジエータ内面の防食に対してユーザーの冷却水管理に期待できない状況にある。

6. 2. 2 オーバーヒート

オーバーヒートの原因は、ラジエータチューブの内面に錆、湯垢、スケールなどが析出して、放熱性、冷却液の循環性を阻害することによって発生する。また、ラジエータチューブが腐食、貫通孔ができてしまい、冷却水が減少して冷却系内に空気が溜まりウォーターポンプが循環不良を起こした場合や、冷却水に空気が混ざることによりエンジンからの放熱性が妨げられることによっても起こる。

(参考文献)

- 1) JIS K 2234不凍液、解説
- 2) 有機合成化学協会、“溶剤ポケットブック p.478～485”オーム社 (1967)
- 3) 日本オートケミカル工業会“オートケミカル 自動車用化学製品”p.95～114幸書房 (1991)

(関連法規)

- 1) 消防法
- 2) 毒劇物取扱法（配合化学物質によって該当するものあり）
- 3) 労働安全衛生法
- 4) 特定化学物質の環境への排出量の把握等及び管理の改善の促進に関する法律
- 5) 廃棄物の処理及び清掃に関する法律

表6.3 エチレングリコールと水およびジエチレングリコール¹⁶⁾混合物の比重 (20/20 °C)

エチレングリコール [wt%]	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
水との混合	1.0000	1.0064	1.0126	1.0195	1.0264	1.0332	1.0402	1.0470	1.0537	1.0603	1.0668
ジェチレングリコールとの混合	1.1183 ₆	1.1183 ₆	1.1183 ₆	1.1183 ₇	1.1182 ₇	1.1182 ₀	1.1181 ₂	1.1180 ₂	1.1179 ₀	1.1177 ₆	
エチレングリコール [wt%]		55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
水との混合		1.0729	1.0789	1.0846	1.0900	1.0951	1.0999	1.1042	1.1083	1.1120	1.1155
ジェチレングリコールとの混合		1.1175 ₉	1.1174 ₁	1.1172 ₂	1.1170 ₀	1.1167 ₇	1.1165 ₃	1.1162 ₇	1.1160 ₀	1.1157 ₂	1.1154 ₉

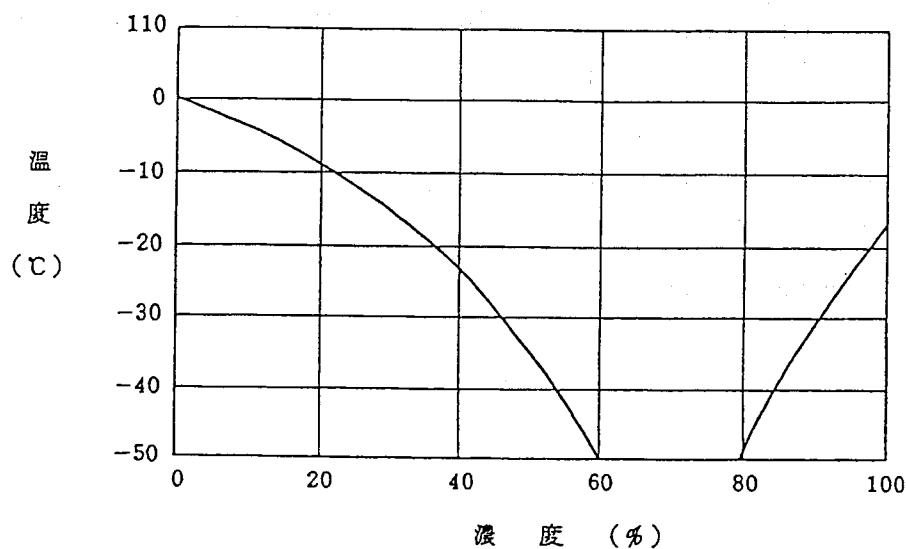


図6.1 エチレングリコール水溶液の凍結温度

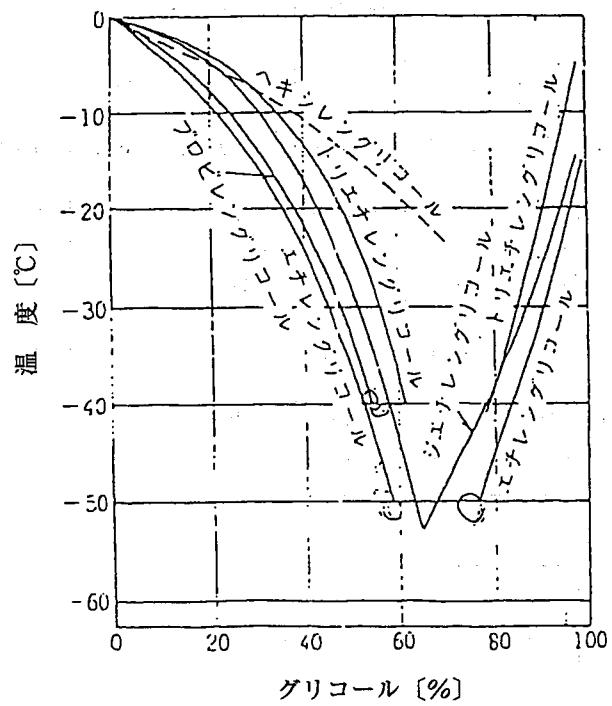


図6.2 グリコール水溶液の凝固点

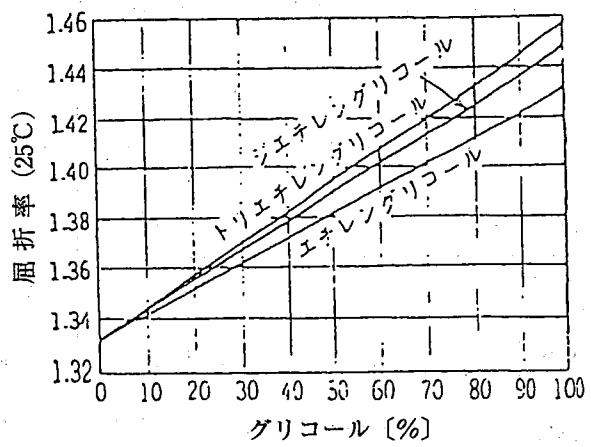


図6.3 グリコール水溶液の屈折率 (25°C)

表6.4

エチレングリコールとプロピレングリコールの比重、沸点及び凍結温度対照表（概略値）

品名	比重 (20/20 °C)	沸点 (°C)	凍結温度 (°C)	
			30 vol%水溶液	50 vol%水溶液
エチレングリコール	1.115	198	-16.5	-40.0
ジエチレングリコール	1.118	244	-11.0	-30.5
トリエチレングリコール	1.125	287	-9.0	-27.5
プロピレングリコール	1.038	187	-13.5	-36.0
ジプロピレングリコール	1.025	232	-8.5	-25.5
トリプロピレングリコール	1.026	268	-7.0	-19.0

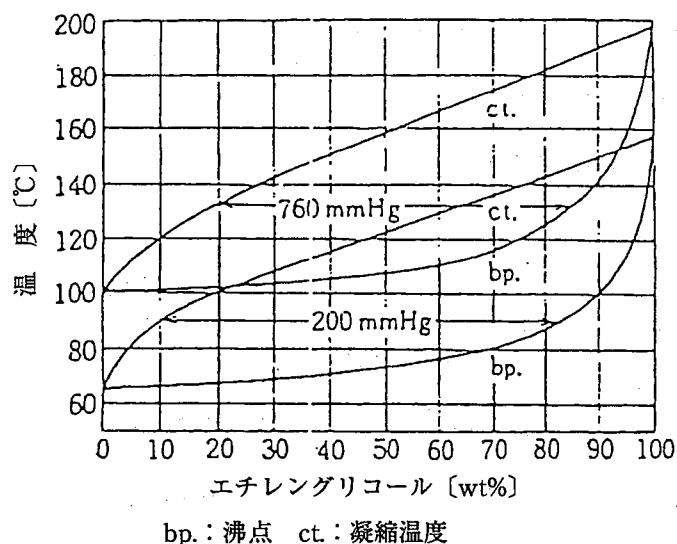


図6.4 エチレングリコールー水系の気液平衡

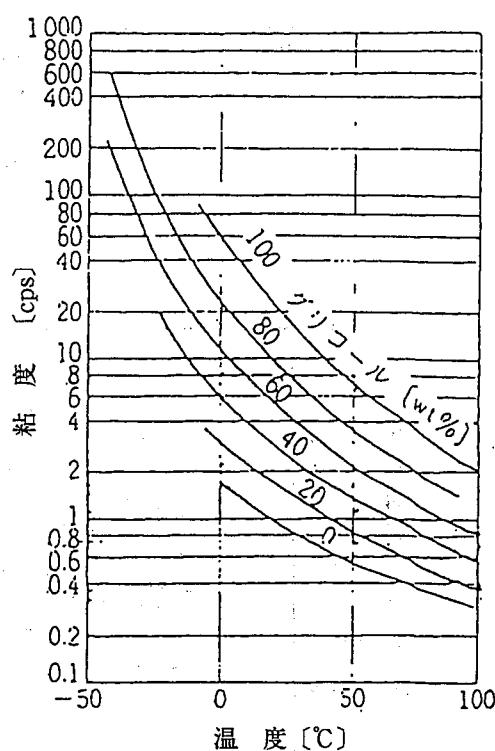


図6.5 エチレングリコールの粘度

(資料3)

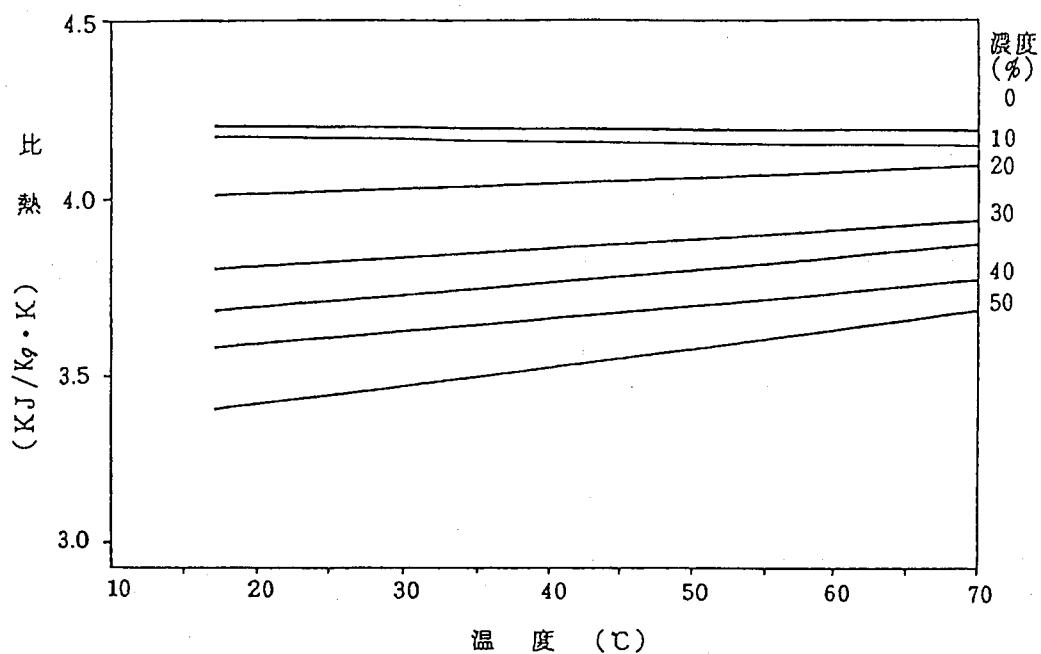


図6.6 LLC水溶液の比熱

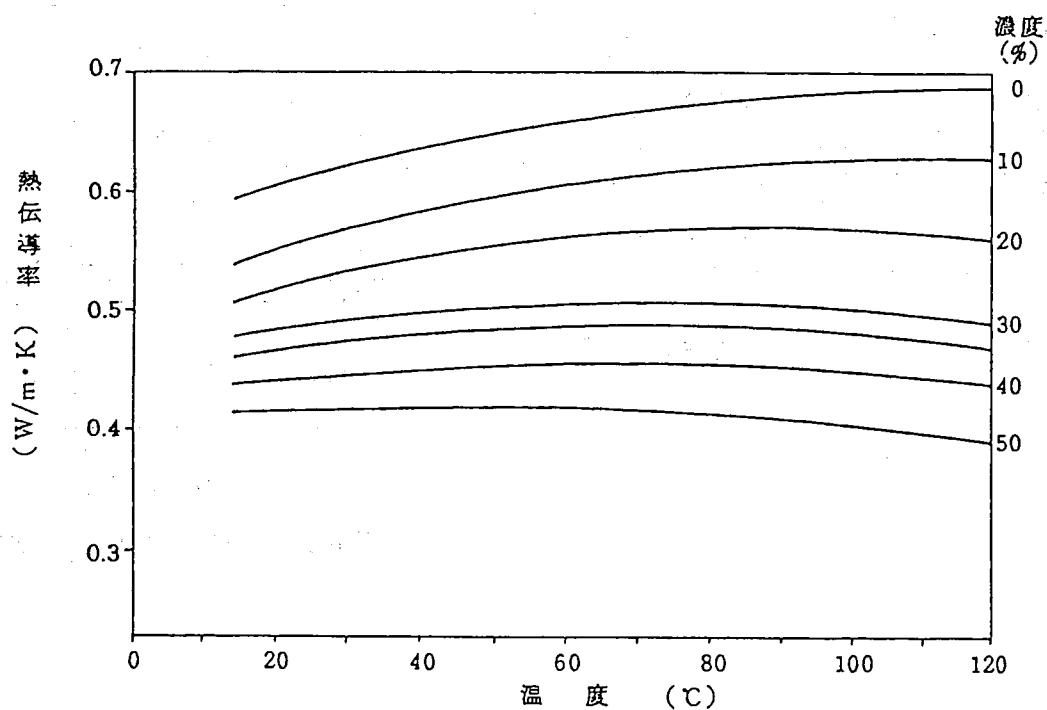


図6.7 LLC水溶液の熱伝達率

(参考資料) ラジエータに関する規格

ラジエータに関する規格

1. 国内規格

自動車用ラジエータそのものについて標準化することは困難であり、海外にもラジエータの規格は少ない。(社)日本自動車部品工業会では、1957年(昭和32年)に自動車用ラジエータ工業研究組合を結成して以来ラジエータの標準化の検討を続け、JIS(日本工業規格)及びJASO(自動車規格)の原案作成に協力してきている。

以下に、自動車用ラジエータに関係のある国内規格とその概要を紹介する。なお、JASOは、(社)自動車技術会が事務局となって作成・発行する自動車業界の団体規格である。

(1) JIS D 1614 自動車用ラジエーター放射性能試験方法

この規格は、自動車用ラジエータを単体で、風洞を用いて放熱性能などを求める場合の試験方法について規定している。主な規定項目は次のとおり。

適用範囲、用語の定義、試験項目(放熱量試験、水側圧力損失試験、空気側圧力損失試験)、試験条件、試験装置及び計測器、試験方法及び測定方法、計算方法。

(2) JIS D 2502 自動車用ラジエータのプレッシャキャップ及びフイラネック

この規格は、自動車用ラジエータに用いるプレッシャキャップ及びフイラネックについて規定している。主な規定項目は次のとおり。

適用範囲、用語の定義、種類、開弁圧、プレッシャキャップの性能、形状・寸法、プレッシャキャップの性能試験方法、表示、

(3) JIS D 2602 自動車用ウォーター ホース

この規格は、不凍液を使用するエンジン冷却回路に使用するゴムホース、チューブについて規定している。主な規定項目は次のとおり。

適用範囲、寸法及び許容差、物性試験及び規定、表示、

(4) JIS D 3621 自動車用ホースクランプ

この規格は、自動車の冷却、吸気、燃料、潤滑及び暖房の各系統に使用するホースを金属管等に接続する場合に用いるホースクランプについて規定している。

主な規定項目は次のとおり。

適用範囲、種類、形状・寸法、外観、表面処理、ねじの作動、材料、製品の呼び方、表示

(5) JIS K 2234 不凍液

この規格は、エンジン冷却液の凍結防止及び冷却機構の防食用に使用するエチレン glycolを主成分とする不凍液について規定している。主な規定項目は次のとおり。

適用範囲、種類、品質、資料採取方法、試験場所の標準状態、試験方法、検査、液の着色、表示、

(6) JASO E401 自動車用ラジエータ

この規格は、ラジエータの仕様の表し方の標準化及び部品の単純化を図ることを主な目的としており、放熱性能試験方法はJIS D 1614を引用して規定している。主な規定項目は次のとおり。

適用範囲、用語の定義、性能及び試験方法、構造、形状及び寸法、仕様の表し方、表示、

(7) JASO E402 サーモスタッフ

この規格は、自動車用水冷エンジンの水温制御に用いるワックスサーモスタッフについて規定している。主な規定項目は次のとおり。

適用範囲、形式、寸法、性能、試験方法、呼び方、表示

(8) JASO M310 自動車用ラジエータ防錆剤

この規格は、自動車用エンジンの冷却水に添加して最高半年間使用するラジエータ防錆剤について規定している。主な規定項目は次のとおり。

適用範囲、品質、資料採取方法、試験方法、表示、取扱い上の注意事項、

(9) JASO E404 自動車部品一エンジン用オイルクーラー放熱性能試験方法

この規格は、自動車用水冷エンジンに使用されるエンジンオイル用水冷多板式オイルクーラーの放熱性能試験方法について規定している。主な規定項目は次のとおり。

適用範囲、用語の定義、試験項目、試験条件、試験装置及び計測器、試験方法及び測定方法、計算方法、試験成績表の作成、

(10) JASO E405 自動車部品一自動変速機用オイルクーラー放熱性能試験方法

この規格は、自動変速機油の冷却に使用され、ラジエータに内蔵される水冷式オイルクーラーの放熱性能試験方法について規定している。主な規定項目は次のとおり。

適用範囲、用語の定義、試験項目、試験条件、試験装置及び計測器、試験方法及び測定方法、計算方法、記録、

(11) JASO E406 自動車用インタークーラ放熱性能試験方法

この規格は、自動車の過給機付きエンジンに使用されるチャージエア冷却用インタークーラーの放熱性能試験方法について規定している。主な規定項目は次のとおり。

適用範囲、用語の定義、試験項目、試験条件、試験装置及び計測器、試験方法及び測定方法、計算方法、試験成績表の作成、

(12) JASO D 404 エンジン冷却系用サーモメトリックスイッチ

この規格は、自動車のエンジン冷却系に用いられ、ラジエータファン制御及び冷却水

の過熱警告表示灯に用いるサーモメトリックスイッチについて規定している。主な規定項目は次のとおり。

適用範囲、用語の意味、種類、性能、構造・形状及び寸法、試験、表示

(13) JASO F405 自動車部品—ウォータドレーンコック

この規格は、ラジエータ、シリンダーブロックなどに使用する冷却液のウォータドレンコックについて規定している。主な規定項目は次のとおり。

適用範囲、種類、性能、形状・寸法、表面状態、材料、表面処理、試験方法、検査、製品の呼び方

2. 國際規格 (ISO)

ISO 9817 Passenger cars – Engine cooling systems – Dimensions of pressure caps and their ramp seats on filler necks

ISO 9818 Passenger cars – Engine cooling systems – Test methods and Marking of pressure caps

自動車用ラジエータ（第2次改訂版）

発行日：2005年（平成17年）4月1日

発行人：小島克己

編集：(社)日本自動車部品工業会

熱交換器系技術委員会ラジエータ小委員会

発行所：(社)日本自動車部品工業会

〒108-0074 東京都港区高輪1-16-15

TEL 03-3445-4211

FAX 03-3447-5372