011

ISSN 0386−5878
土研資料第2005号

土木研究所資料第2005号

大型車騒音対策の現状と今後のタイヤ音対策

昭和58年5月

建設省土木研究所
道路部交通環境研究室

Copyright © 58年度　by P.W.R.I.
All rights reserved. No part of this book may be reproduced by any means, nor transmitted, nor translated into a machine language without the written permission of the Director of P.W.R.I.
この報告書は、土木研究所長の承認を得て刊行したものである。したがって、本報告書の全部又は一部の転載、複写は土木研究所長の承認を得ずしてこれを行なってはならない。

目　　次

1.　まえがき …… 1

2.　大型車騒音対策の現状 …… 3
　2.1　エンジン音対策 …… 3
　2.2　遮へいによる対策 …… 7
　2.3　冷却系音対策 …… 13
　2.4　排気音対策 …… 15
　2.5　タイヤ音対策 …… 18
　　2.5.1　タイヤ音の現状 …… 18
　　2.5.2　ラグタイヤの騒音対策 …… 19
　　2.5.3　タイヤカバーによる対策 …… 21

3.　大型トラックの騒音試験 …… 23
　3.1　試験方法 …… 23
　3.2　試験結果 …… 30
　3.3　周波数分析結果とタイヤ音の寄与率 …… 32

4.　タイヤカバーによる騒音対策 …… 39
　4.1　タイヤカバーの構造 …… 39
　4.2　試験方法 …… 41
　4.3　試験結果 …… 43
　4.4　タイヤカバーの効果 …… 45
5.　まとめ …… 57

6.　あとがき …… 59

1. まえがき

自動車はここ10数年の間に急成長をとげ，国民の日常生活および経済活動を維持して行くうえで不可欠な輸送機関となっている。しかし，その一方で道路周辺の騒音が増加し，とくに，騒音の大きな大型車の交通量が多い幹線道路周辺においては深刻な社会問題となっている。そこで，これを早急に解決すべく自動車騒音の大きさを規制して年々これを強化しており，昭和50年以前に比べてすでに6 dB (A)の騒音低減が図られている。これは自動車から発生する騒音のエネルギが実に $1/4$ に減少していることを意味しているが，環境庁の調査によれば全国の騒音測定点での環境基準の達成率は昭和51年以後横ばいの状態にあり，また自動車騒音に対する苦情の発生件数も一向に減少していない。この原因としては，自動車の大幅な普及，トラック輸送の増加，貨物自動車の大型化などが考えられるが，規制強化の対象となっている騒音が加速騒音であるために，一般の定常走行騒音に対しては十分な効果が上がっていないことも原因であると思われる。

そこで本調査では，自動車騒音対策の現状を既応の文献により調査するとともに，最新の大型トラックについて各種の騒音試験を行って自動車騒音の特性を把握し，さらに定常走行騒音の対策のひとつとして考えられるタイヤカバーの効果について調査を行ったものである。

昭和58年5月

交通環境研究室　足立義雄
吉川良行

2. 大型車騒音対策の現状

自動車が発生する騒音の主要な要因としては図2.1に示すような，エンジン音，排気音，タイヤ音，風切音が挙げられる。

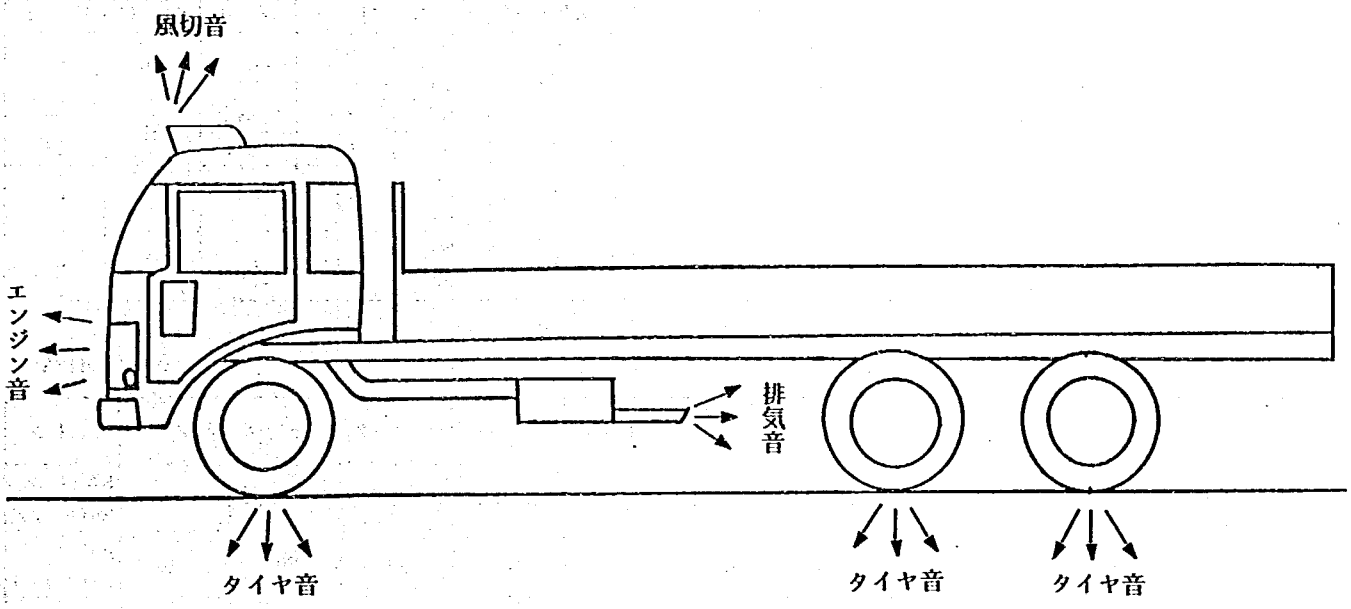


図2.1　自動車騒音の主要な要因

車の騒音を低減するにはこれらすべての要因に対して対策を施す必要があるが，各要因の寄与度(影響度)を調査したうえで，とくに騒音の大きな要因から優先的に対策して行くのが効果的である。また，各要因の寄与度は車の走行状態によっても変化し，例えば発進加速時のように速度が低い割にエンジン回転や負荷が大きい場合にはエンジン音や排気音の寄与が大きく，逆にトップギアで高速走行を行うような場合にはタイヤ音や風切音の寄与が大きくなる。

我が国を始めとして各国では車が発生する騒音に対して表2.1に示すような規制値を設定して，年々段階的な規制強化を実施している。これらの規制の対象となる騒音は加速走行騒音であり，2速あるいは3速ギヤを用いてエンジンの最高出力回転数の $3/4$ に相当する速度から全開加速を行ったときの騒音である。したがって，加速走行騒音にはエンジン音および排気音の寄与が圧倒的に大きく，とくに大出力のディーゼルエンジンを搭載する大型車にあっては，これまでの騒音対策のほとんどがエンジン音および排気音に集中しているといっても過言ではない。

ここでは，このような大型車のエンジン音対策，排気音対策を中心に，自動車騒音対策の現状を調査し，さらにタイヤ音についても併せて調査してみたものである。

2.1　エンジン音対策

エンジン音の発生メカニズムは極めて複雑であるが，シリンダ内のガスが燃焼する際に発生する燃焼音と，ピストン，バルブ，ギヤ，ポンプ等の発生する機械音が，図2.2のようにクランクシャフト，ベアリング，

表2.1　各国における自動車騒音規制値

日本の自動車騒音規制値（道路運送車輌法の保安基準）　　単位：dB(A)

自動車の種類 ＼ 規制の種類		定常走行排気騒音	加速走行騒音				
	規制実施年	46年以降	46年	51年	52年	54年	57年
トラック・バス	車輌総重量3.5t超　最高出力200ps超	80	92	89	←	86	←
	車輌総重量3.5t超　最高出力200ps以下	78	89	87	←		
	車輌総重量3.5t以下	74	85	←	83	81	←
乗用車		70	84	←	82		78
二輪自動車	小型（250cc超）	74	86	83	←	78	←
	軽　（125cc超　250cc以下）		84				
原動機付自転車	第一種（50cc以下）	70	80	79	←	75	←
	第二種（50cc超　125以下）		82				

欧州の四輪車騒音規制値（加速走行騒音）　　単位：dB(A)

区分 ＼ 国名		ECE EEC	イギリス	ベルギー	デンマーク	フランス	西ドイツ	スイス
トラック・バス	車輌総重量3.5t超　最高出力200ps超	89, ※91	89	89, ※91	92	89, ※91	92	87(バス) 88(トラック)
	車輌総重量3.5t超　最高出力200ps以下	89	89	89	89	89	89	85(バス) 86(トラック)
	車輌総重量3.5t以下	84	89(バス) 85(トラック)	84	85	84	85	81
乗用車		82	84	82	84	82	80, ※※84	80

注：※は12t超。※※はt当りの馬力が70HPを超。　　(1982年3月現在)

欧州の二輪車騒音規制値（加速走行騒音）　　単位：dB(A)

区分 ＼ 国名	ECE	イギリス	オランダ	スイス	デンマーク	西ドイツ	フランス	ベルギー	スウェーデン
排気量50cc以下	※—	77	82	77	82	79	80	80	82
50cc超　125cc以下	82	82	82	81	82	84	80	82	82
125cc超　350cc以下	84	86	82	82	84	84	84	84	84
350cc超　500cc以下	84	86	82	83	84	84	84	84	84
500cc超	(2ストローク) 84 (4ストローク) 86	86	82	84	86	84	84	86	(2ストローク) 84 (4ストローク) 85

注：※は50cc以下のものには適用しない。　　(1982年3月現在)

アメリカの連邦騒音規制値(四輪車)　　単位：dB(A)

区分 ＼ 規制の種類		加速走行騒音
トラック	車輌総重量 10.000ポンド以上	80

アメリカの州法騒音規制値(四輪車)　　単位：dB(A)

区分		加速走行騒音	地域
乗用車・トラック・バス等	車輌総重量 10.000ポンド以下	80	カリフォルニア州, フロリダ州 メリーゴーランド州, イリノイ州 オレゴン州, マサチューセッツ州
		84	コロラド州, ネバダ州
		※78	イリノイ州(シカゴ市)

注：※は1983.1.1より適用。

アメリカの連邦騒音規制値(二輪車)　　単位：dB(A)

区分 ＼ 規制の種類		加速走行騒音	
	モデルイヤー	1983	1986
ON ROAD		83	80
OFF ROAD	170cc以下	83	80
	170cc以上	86	82

注：モペットを除く。

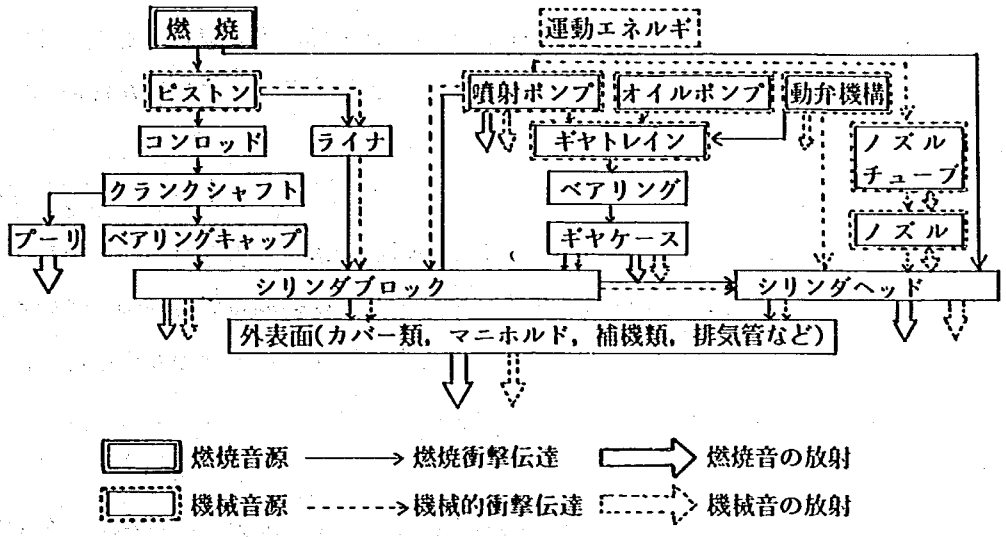


図2.2　エンジン騒音発生メカニズム

シリンダブロック，シリンダヘッド等に伝達されてエンジン各部から放射されるものと考えられる。[1] したがって，エンジン騒音を低減させるには，発生源である燃焼音と機械音に対策を施すとともに，放射音の対策が必要となる。

1）　燃焼音対策

ディーゼルエンジンの燃焼音はシリンダ内の圧力上昇率に関係し，圧力上昇率が高いほど騒音も大

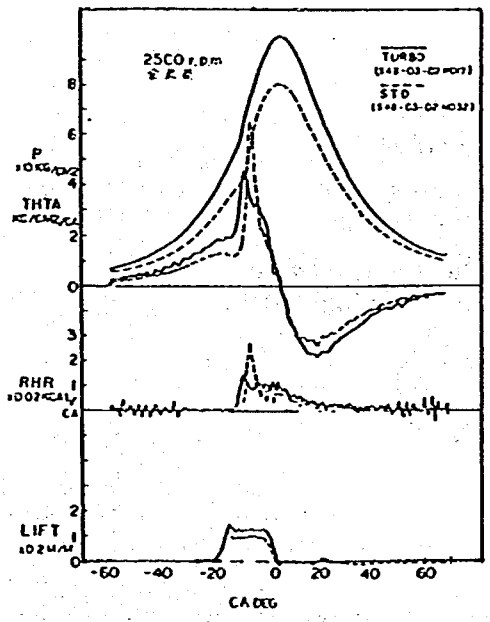


図2.3　ターボチャージャによるシリンダ内圧力上昇率の抑制

P：シリンダ内圧力
THTA：圧力上昇率
RHR：熱発生率
LIFT：燃料弁リフト
CA：クランク角度

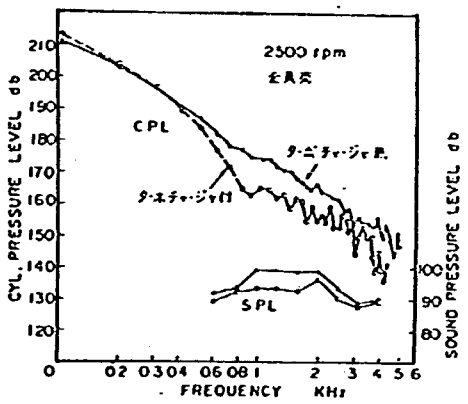


図2.4　ターボチャージャによる騒音低減効果

CPL：シリンダ内圧力レベル
SPL：騒音レベル

きくなることが確かめられている[2]。したがって燃焼音の対策には圧力上昇率を下げる必要があり，一般に燃料噴射時期の遅延が行われる。しかし，圧力上昇率は出力や燃費にも大きく関係するため，これらの性能とのバランスから燃料噴射時期をむやみに遅延するわけには行かない。また最近ではこれに排ガスの問題が加わり一層困難な状況にある。

圧力上昇率を抑えるもうひとつの方法としてターボチャージャの付加がある[3]。図2.3，図2.4はこの方法による対策例[4]であり，ターボチャージャの付加により着火遅れを短かくし，図2.3のように圧力上昇率を低下させ，その結果図2.4のように2～3ｄＢの騒音低減を図っている。さらに，この対策例ではターボチャージャにより生じる余裕馬力を見込んでギヤ比の変更を行い，１００km／h走行で10%，40km／ｈ走行で７%の燃費向上を併せて図っている。

2）　機械音の低減

機械音の低減は基本的には各部のすき間やがたを少なくして衝突エネルギーを少なくすることであり，例えばピストンクリアランスをつめてピストンスラップ音を少なくするような方策が一般に採られている[5]。また，歯形の変更，かみ合い率の変更，歯面研摩等を行ってギヤ音を低減させる方策もよく用いられている[6]。とくに乗用車では一般的になってきたタイミングギヤからタイミングベルトへの変更は大きな効果がある。

3）　放射音対策

放射音を対策するには伝達経路を遮断して固体伝搬音を低減させたり，部材の剛性を向上させて振動振幅を少なくする方策が採られる。具体的には図2.5のようなシリンダブロック，シリンダカバーの剛性向上，オイルパン，シリンダヘッドカバーの二重化，吸気，排気，マニホールドの防振処理などがすでに実施されている。[1),7),8)]

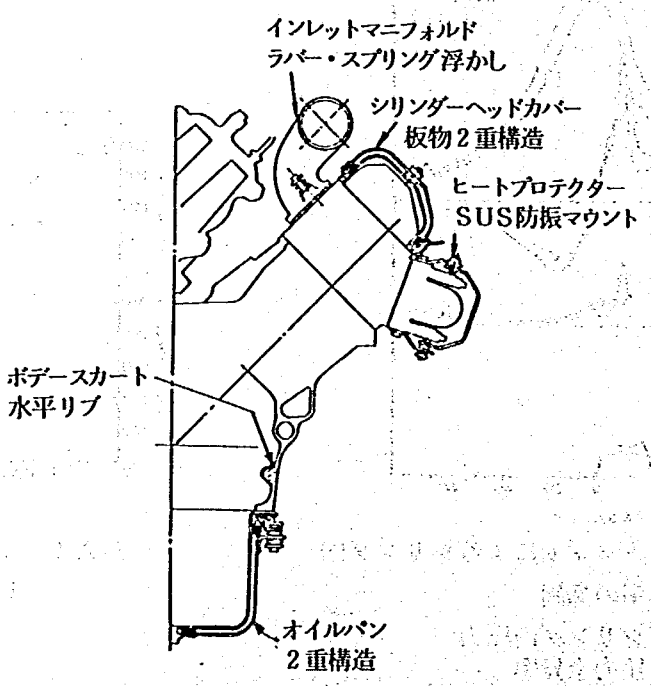


図 2.5　放射音対策の例

しかし，これらの対策には重量増加を伴うため，有限要素法やモーダル解析，レーザホログラフィ等，各種の振動構造解析や測定技術を利用して，必要な個所は強化し，不必要なぜい肉は極力省くといった検討が繰り返される。図2.6は3ℓ4気筒ディーゼルエンジンに対し，シリンダブロックを中心に構造改善を行って騒音低減を図った例[9]であり，3～4dB(A)の騒音低減を得ているが，この場合の重量増加はわずか4kgにとどまっている。

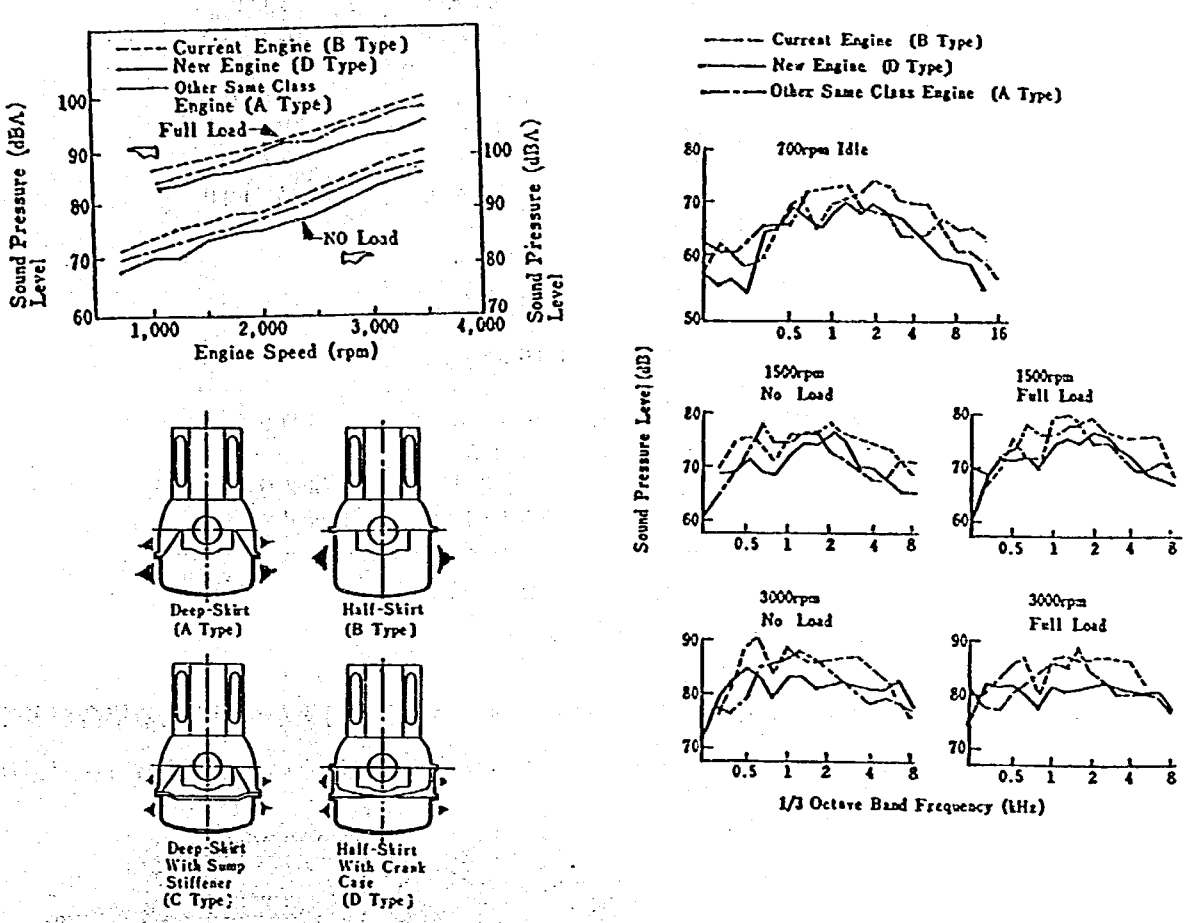


図2.6　シリンダブロックの構造改善による騒音低減効果

4）　エンジン回転数の低減による騒音対策

エンジン音は一般に回転数に比例することから，エンジン回転数を低く抑えて騒音低減を図る方法が考えられる。この場合，単にエンジン回転数を低下させたのでは出力低下を招くことになるため，シリンダ容積の増大や燃焼系の変更が同時に行われる。したがって，騒音低減の効果は両者の兼ね合いで決まることになり，必ずしもこの方法で騒音低減が図れるとは限らない。表2.2にはこの方法で成功した例を示すが，台上試験では1.4dB(A)の効果があったと報告されている。

2.2　遮へいによる対策

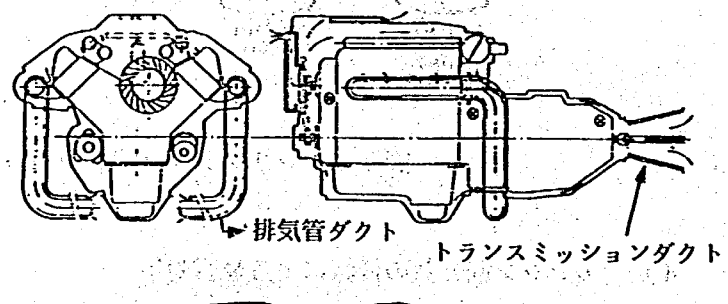
騒音対策の原則は発生源から処理することにあり，エンジン音についてもエンジン側で対策を施すのが最良であって，きめ細かな対策が行われている。しかしこれらの対策の多くはエンジン性能に直接関係するも

表2.2　騒音対策のためのエンジン仕様変更例（三菱）

区　　分	仕　様	54年規制以前	54年規制対応
300～310PS クラス	TYPE PS Nmax B×S	8DC8 305PS 2,500PRM 135φ×130	8DC9 310 2,200 135φ×140
260～280PS クラス	TYPE PS Nmax B×S	8DC7 280 2,500 130φ×130	8DC8 275 2,200 135φ×130
	TYPE PS Nmax B×S	8DC4 265 2,500 130φ×125	
200～220PS クラス	TYPE PS Nmax B×S	6D20 215 2,500 125φ×140	6D22 215 2,200 130φ×140

PS：出力，　Nmax：最高出力回転数
B：ボア径，　S：ストローク

のであり，騒音低減の効果には限界がある。そこで，通常は遮へいによる対策が併用される場合が多く，またその効果も大きい。最も効果の大きい遮へいはエンジンをカプセル状に包み込んでしまう方法であり，図2.7のようなカプセルが試験的に用いられ，15dB(A)もの低減を図った例[10]もあるが，温度上昇，火災安全性，整備性，エンジンおよび補機類の信頼性など，困難な問題も多く，実用化にはまだ多くの時間と研究を必要とする。



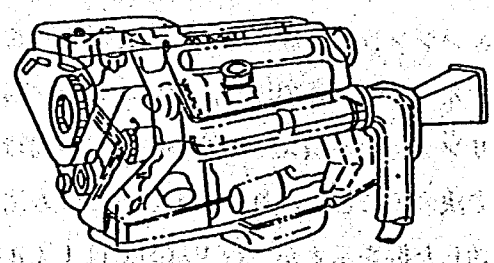
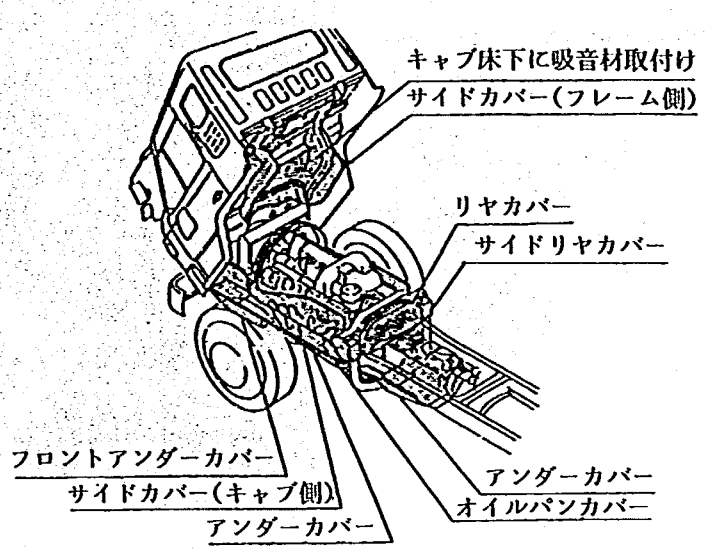


図2.7　カプセル状のエンクロージャの例

現状の車に実用化されている遮へいには，とくに騒音発生の大きな部分に局所的に用いられる近接遮へいと，キャビンやフレーム等のボディ側に遮へい板を取付けてエンジンをカバーする図2.8のようなエンジンルームエンクロージャがある[8]。このような遮へいはすでに51年規制対策大型車にも部分的に用いられていたが，54年規制大型車ではエンジン側面，下面，および後面にまで強化されており，車の外からエンジンを見ることができないまでにカバーされている。



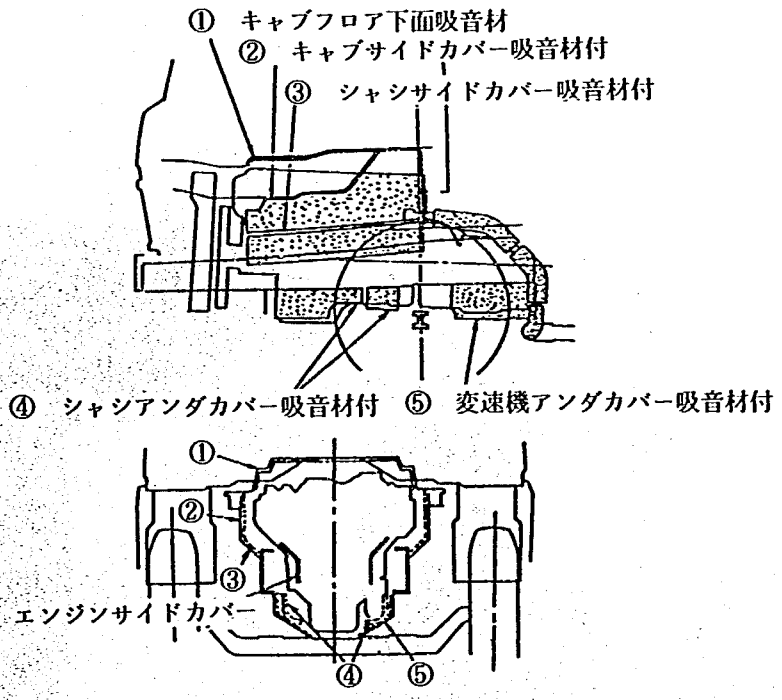


図2.8　エンジンルームエンクロージャの例

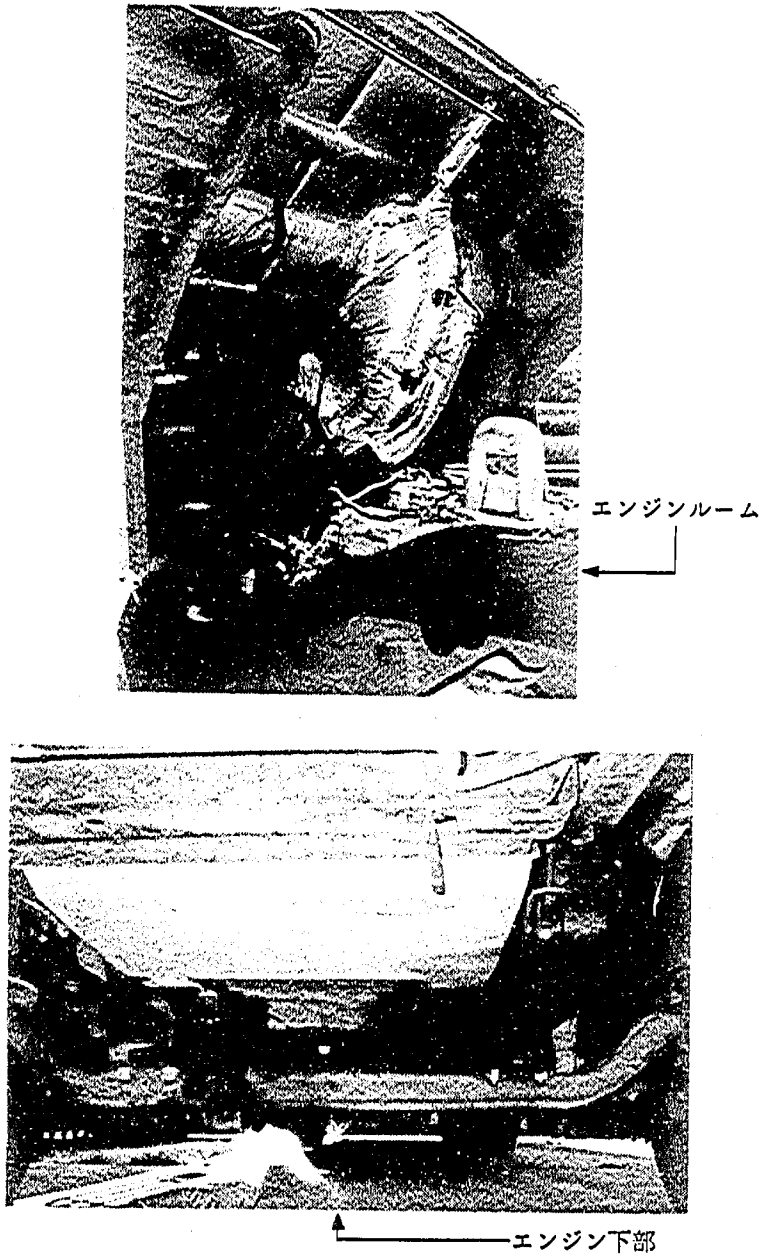


図2.9(1) エンジンルームエンクロージャの例

（日産ディーゼル　K－CD45U）

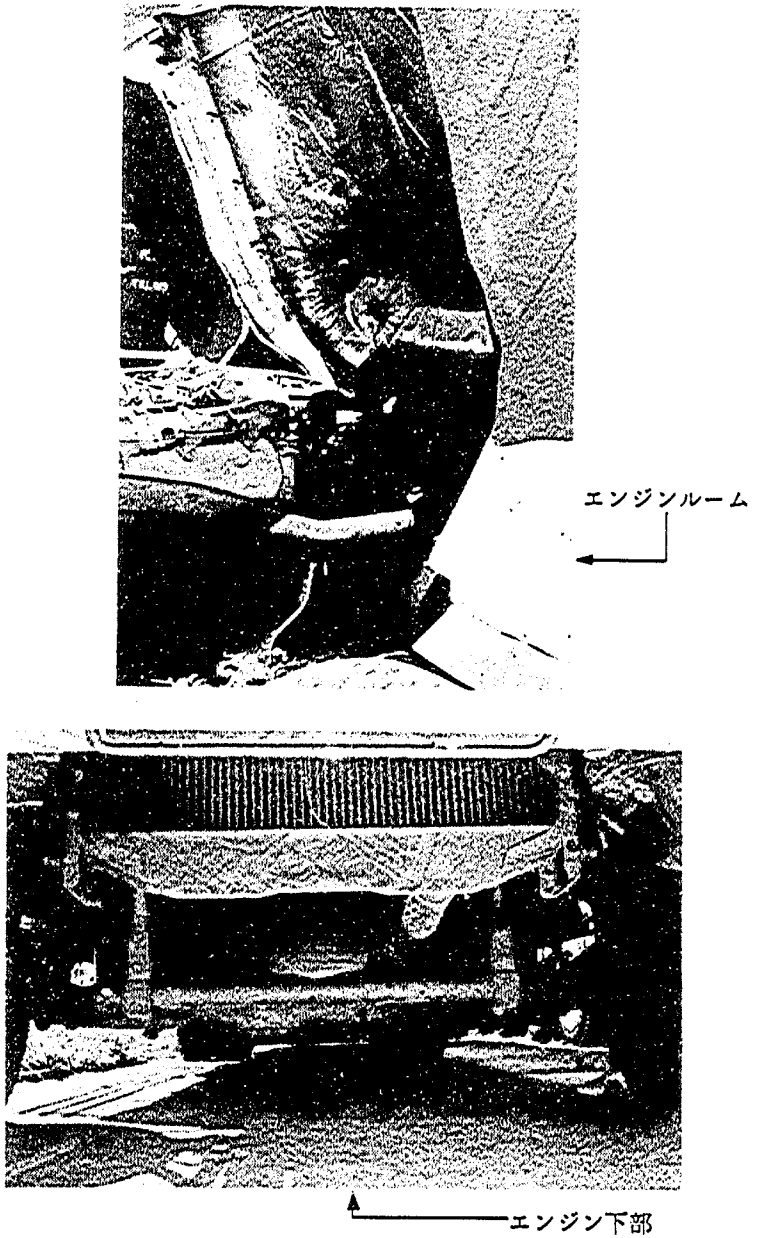


図2.9(2) エンジンルームエンクロージャの例

（日野　K－FR608AA）

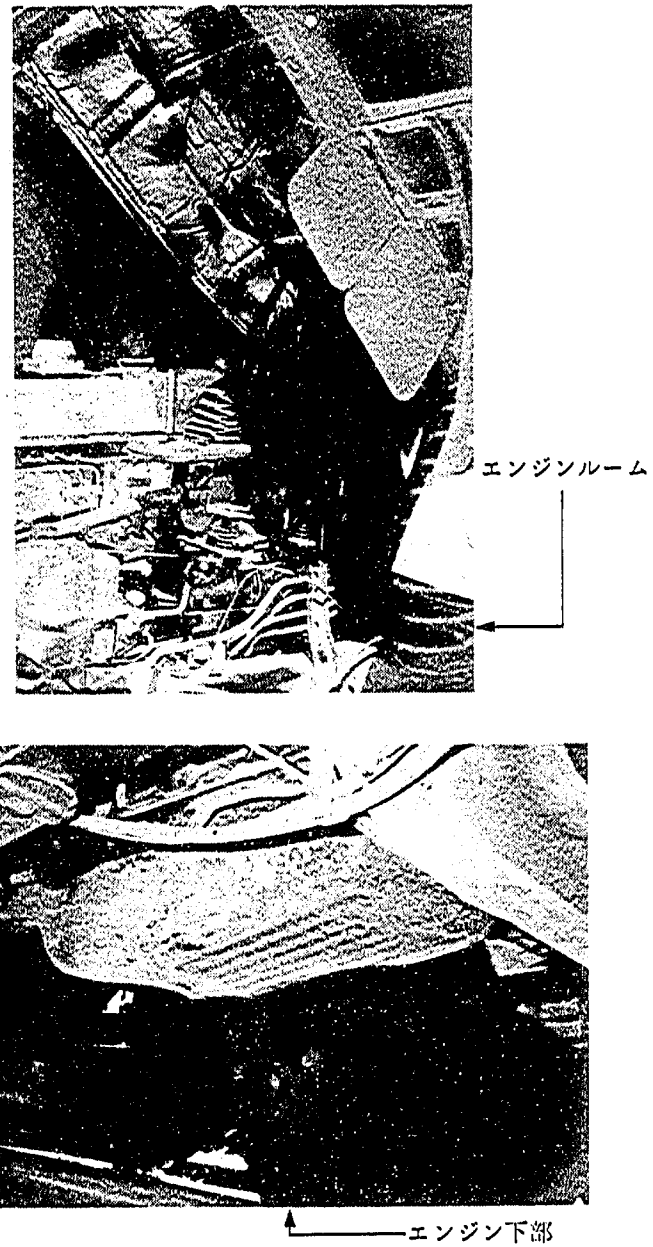


図2.9(3) エンジンルームエンクロージャの例

(いすゞ K－SHM701)

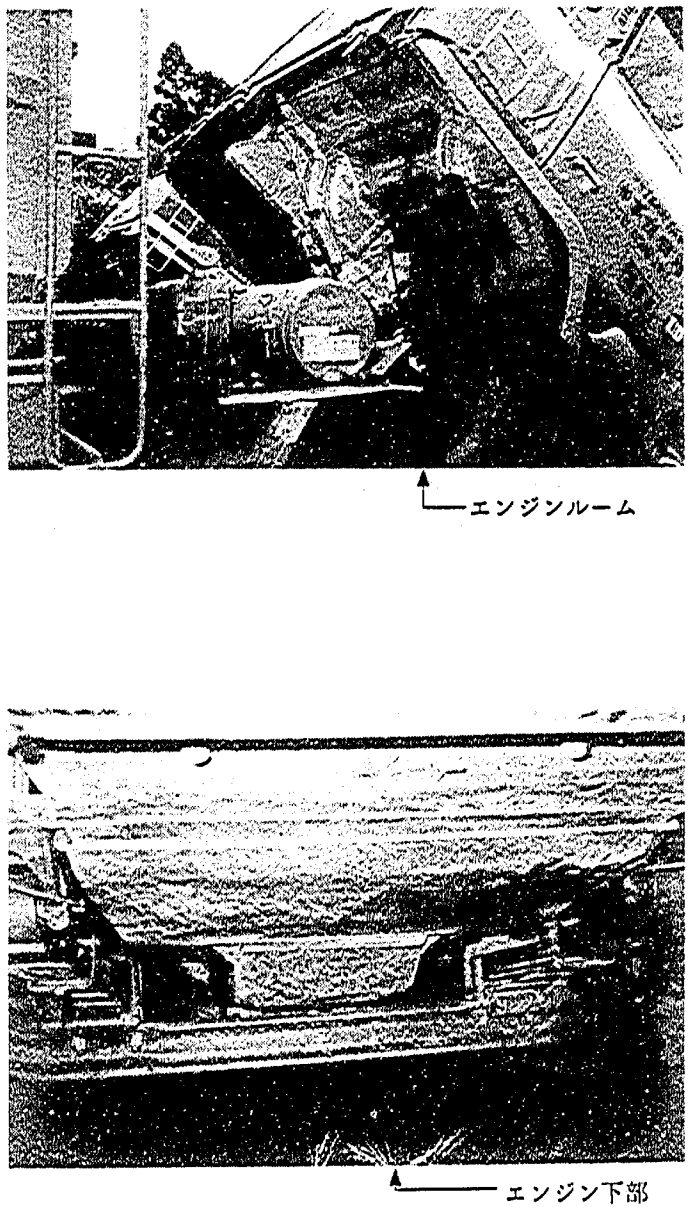
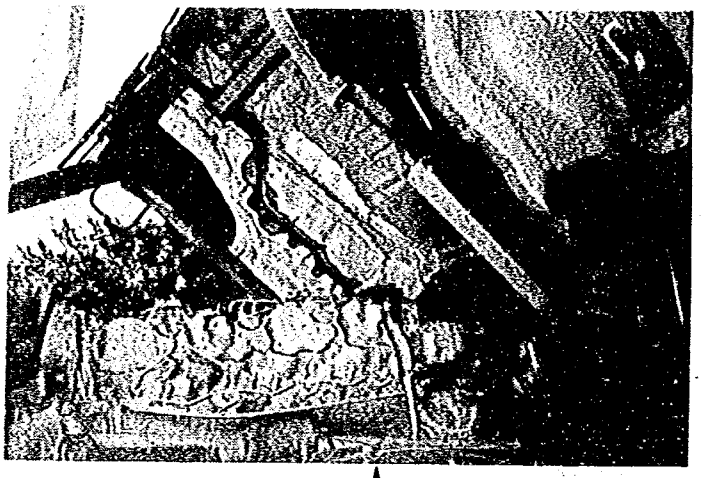
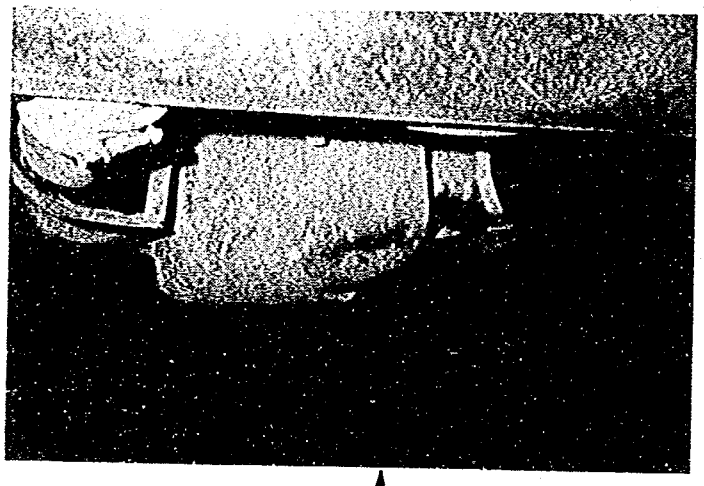


図2.9(4) エンジンルームエンクロージャの例

(日産ディーゼル K－CW52HD)



エンジンルーム



エンジン下部

図2.9(5) エンジンルームエンクロージャの例

(三菱 K－FV313JD)

図2.9に各社で行われているエンジンルームエンクロージャの例を示す。これらのエンジンルームエンクロージャに用いられる遮へい板としては1㎜厚前後の鋼板が多いが，内部の音圧上昇を防止するためにグラスウール等の吸音材が貼り付けられる場合も多く，これに油が付着して油火災をおこす危険性がある。現在，グラスウールの表面をアルミ箔や難燃性のフッ化ビニル等でコーティングしているが，コーティングによる吸音性能の低下もある。

エンジンルームエンクロージャは今後さらに使用され，また吸音材の使用量も多くなって，密閉度は一段と高くなるものと思われるが，それに伴って，冷却性の悪化，整備性の悪化，火災の危険性等の問題が一段と深刻になってくる。現在，通産省のプロジェクトとして大型車メーカー4社が分担して開発している低騒音大型試作車ではトランスミッションギヤボックスまでエンクロージャが拡張される模様であり，実用化を前提としたエンクロージャとしては冷却性能の点で極限に達するものと思われる。

2.3　冷却系音対策

エンジンルームの遮へい対策に加えて，排ガスのNOx 対策に伴う熱効率の悪化から，一段と高い冷却性能が要求される。したがって，冷却系においては風量の増大を確保しつつ騒音低減を図るという困難な問題がある。

冷却ファンの発生する騒音エネルギーは次式のようにファンの径，回転数，風量に関係することが知られている。[1), 8)]

$$E \propto D^{7} \cdot N^{5} \propto Q^{5} \cdot D^{-8} \propto Q^{\frac{7}{3}} \cdot N^{\frac{8}{3}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (2,\ 1)$$

E：騒音エネルギー

N：回転数

D：ファン径

Q：風量

これにより，同一の風量を確保しながら騒音を低下させるには，ファンの径を大きくして回転数を下げるのが有効であり，そのような対策が一般に用いられている。

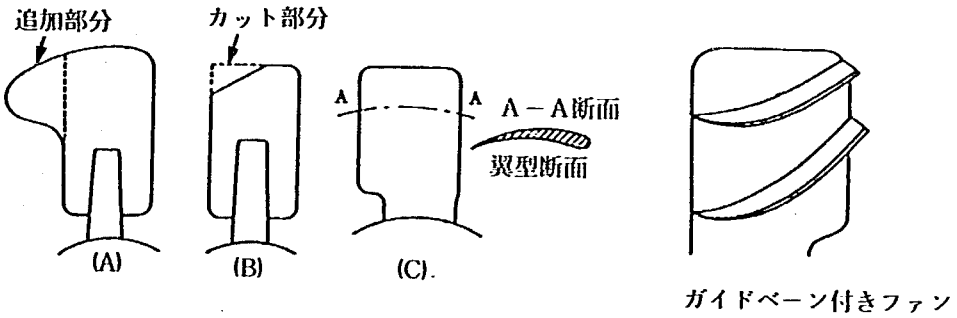


図2.10　各種のファンブレード

しかし，限られたスペースのなかでは径の増加に限度があり，また騒音対策のために回転数を低下させたエンジンではクランク軸にファンを直結している場合が多く，ファンの回転数を下げることも難しくなっている。他の対策方法としては，図2.10のようなファン形状の変更，ファンブレード枚数の増加，ブレードピッチの不等化等，ファン自体の改良[1)7)8)]，図2.11に示すようなファンとファンシュラウドとの間隔縮少，ファンとエンジンとの間隔の増加，ラジエータセンタとファンセンタとのオフセットの縮少等，冷却系レイアウトの変更[7)]，およびラジエータの大型化などがあり，実際にはこれらの技術を組み合せて総合的な対策が施される。図2.12は第1次の通産省プロジェクトのなかで研究された対策例[11)]であり，以上の技術を組み合せることによって10dB(A)以上の騒音低減を図っている。54年規制後の大型車にも図2.12に示した対策後の冷却系と同様なものが用いられているが，先に述べたクランク軸に直結したファンの場合には，むしろファン径を縮少してフ

騒音低減には

A →小さく

B →小さく

C →小さく

D →大きく

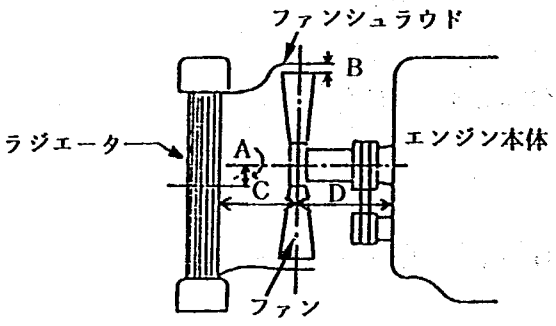
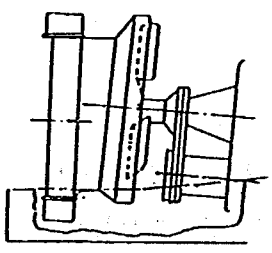


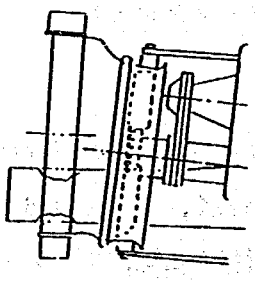
図 2.11　レイアウトの変更による冷却系騒音対策

冷却系仕様	騒音対策前	騒音対策後
ラジエータ前面面積	0.375 m²	0.475 m²
ファンシュラウド形状	コンベンショナル	ベルマウス
ファン形状　径	650φ	650φ
枚　数	5枚	7枚
ねじれ角	32°	30～38°
ブレード幅	105mm	120mm
チップクリアランス	25mm	5mm
*ファン回転数	2,520rpm	1,860rpm
エンジンルームエンクロージャ	なし	あり
ファン取付位置	ウォータポンプ	クランクプーリ

*注　13.5×10⁴Kcal/hの放熱量を得るに必要な回転数.



対策前



対策後

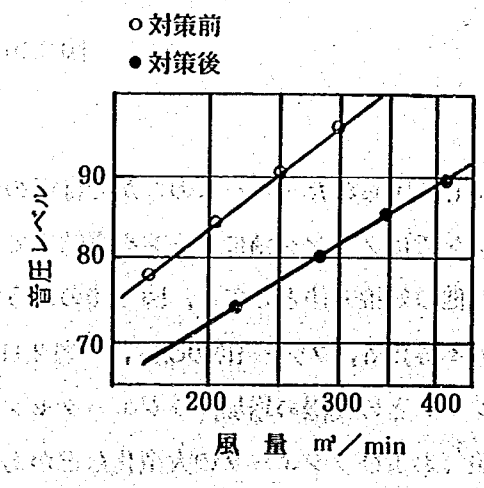


図 2.12　冷却系騒音対策例

ァン形状の変更によってファン騒音を低減させ，ラジエータ前面面積の拡大で冷却性能をカバーするような方法も採られている[8]。また，今後の課題として，限られた風量をできるだけ有効に利用するために，エンジン全体のレイアウトについても検討する必要がある。

2.4 排気音対策

排気系の騒音には排ガスが排出口から吹出される際に発生する排気排出音とエンジン振動，排気脈動等によって励振される排気管やマフラの表面放射音があり，これらの両方に対策が必要となる。

1） 排気排出音

排気排出音についてはマフラの容量増加と内部構造の改良によって対処されており，54年規制対策大型車では直径310㎜，長さ1,000㎜もの大型マフラが採用されている。これは従来のマフラに比べて20～30%の容量増[8]であり，車体構造上の制約からほぼ限界に近い大きさであると言える。イギリスのＴＲＲＬで開発された低騒音試作車では186ℓ（ドラム管相当）もの大型マフラが装着されたが，取付場所に苦慮したとみえて，ついに車両前方ラジエータ下部に抱かせる構造となっている[12]。

したがって，今後は内部構造の改良が一段と必要になる。しかし，マフラの消音効果は圧力損失と相反する関係にあり，エンジン性能とのマッチングをとりながら対策を進めなければならない問題がある。図2.13は第1次の通産省プロジェクトで試作された各種のマフラと背圧の関係を示しており，低い背圧を確保しながら低騒音化を図ることは容易ではない[13]。

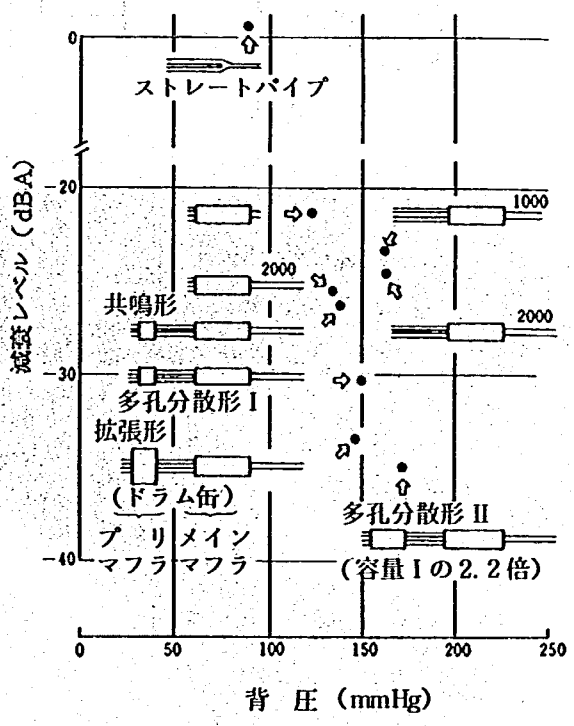


図2.13 各種マフラの騒音減衰量と背圧の関係

2） 表面放射音

マフラが大きく，排気管の総延長の長い大型車の排気系にあっては，マフラや排気管の表面から放出される騒音も無視できない。このような表面放射音に対して，54年規制対策大型車では図 2.14のような排気管およびマフラの二重構造化を採用し，さらに排気管の途中に図 2.15のようなフレキシブル管を用いてエンジン振動の遮断を図っている[8]。図 2.16は一例として二重構造管の表面放射音を示すが，単管に比べて10～15ｄＢの騒音低減が認められる。[14]

なお，以上 2.1 ～ 2.4 で述べた対策を総合的に施した例として，表 2.3 に第 1 次通産省プロジェクトにおいて各社が開発した低騒音大型試作車の対策内容と騒音低減効果[15]を示すが，現在市販されている大型車に施されている対策の状況がわかる。

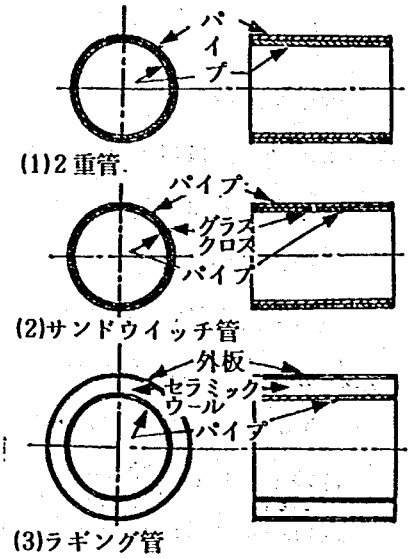


図 2.14 排気管の二重構造化

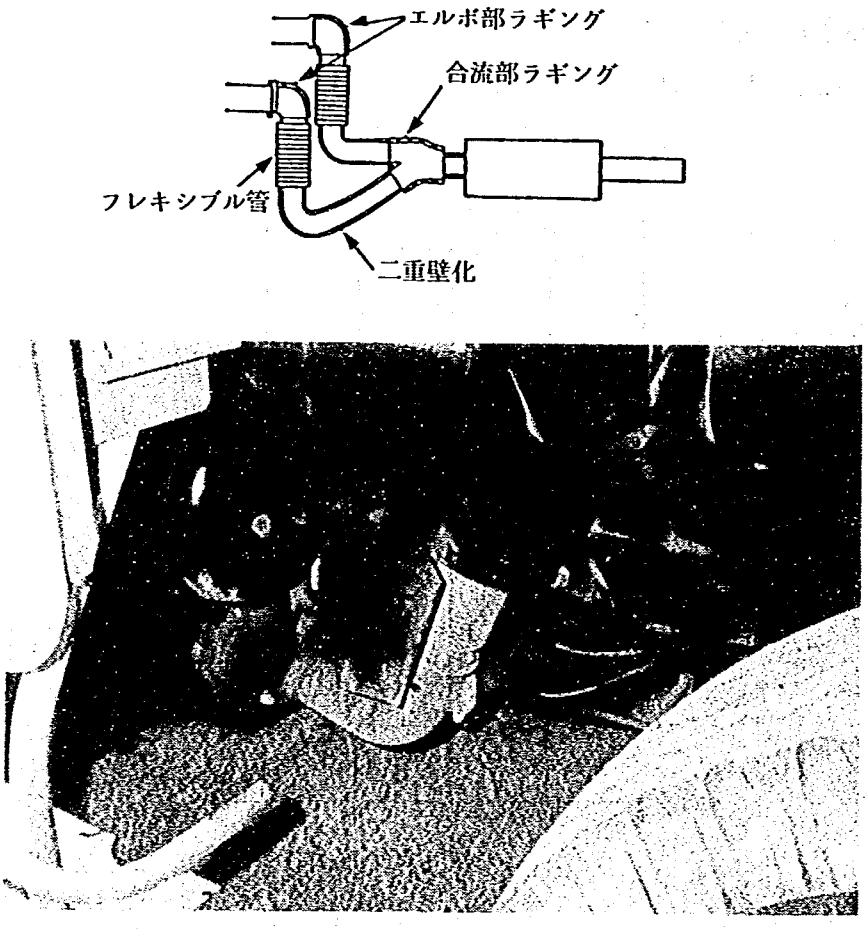


図 2.15 排気系表面放射音の対策例

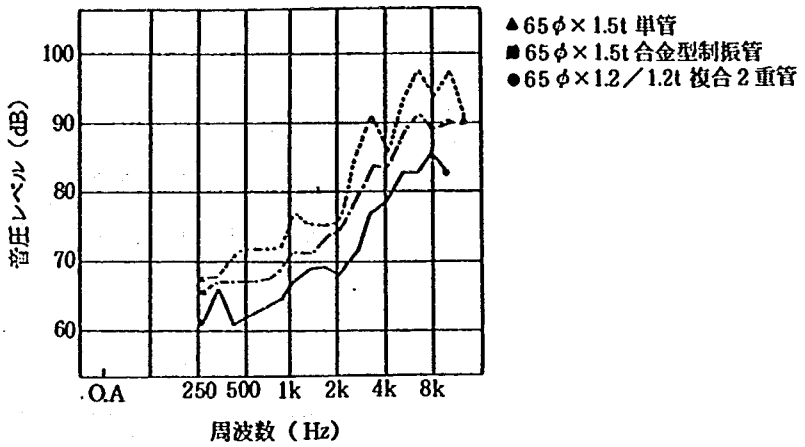
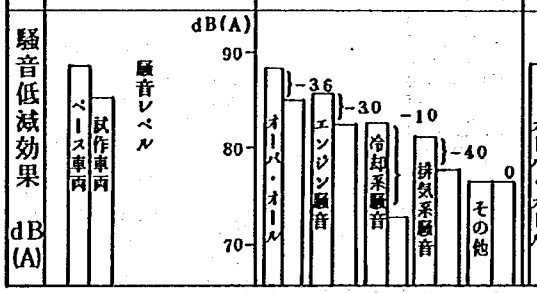
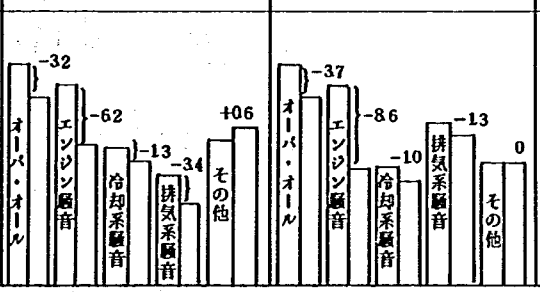
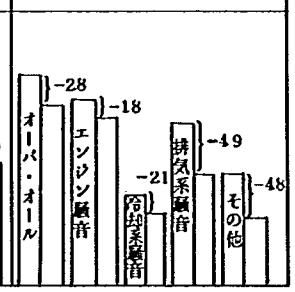


図 2.16　各種排気管の表面放射音
（内部加振法による）

表 2.3　低騒音大型試作車の概要と騒音低減効果

項目		大型ダンプトラック(担当いすゞ)	大型トラクタ(担当日産ディーゼル)	大型カーゴトラック(担当日野)	大型バス(担当三菱)
主要諸元	長さ	7.555m	5.345m	10.305m	11.980m
	幅	2.465m	2.470m	2.490m	2.490m
	高さ	3.030m	2.995m	3.070m	3.065m
	積載量・乗車定員	10,250kg	8,500kg(第5輪)	10,000kg	62名
	車両総重量	19,685kg	31,980kg(連結時)	19,895kg	14,225kg
	エンジン出力/回転数	295 ps/2,800rpm	280 ps/2,500rpm	305 ps/2,400rpm	265 ps/2,500rpm
	総排気量	12.464ℓ	14.313ℓ(過給)	14.886ℓ	13.273ℓ
試作車の騒音対策内容	エンジン騒音対策	(1) エンジンルームエンクロージャの採用	(1) エンジンルームエンクロージャの採用 (2) シリンダブロックの剛性向上 (3) ターボチャージャの採用 (4) エンジン補機の防振支持	(1) エンジンエンクロージャの採用 (2) トランスミッションエンクロージャの採用	(1) エンジンルームエンクロージャの採用 (2) エンジン構造物の改良
	冷却系騒音対策	(1) ファンカップリングの採用（回転数の低下） (2) ベルマウス型シュラウドの採用 (3) ファンレイアウトの改良 (4) 大型ラジエータの採用 (5) ファン形状の改良	(1) ファンカップリングの採用（回転数の低下） (2) ベルマウス型シュラウドの採用 (3) ファンレイアウトの改良 (4) 大型ラジエータの採用 (5) 大型ファンの採用	(1) ファンカップリングの採用（回転数の低下） (2) ベルマウス型シュラウドの採用 (3) ファンレイアウトの改良 (4) 大型ラジエータの採用 (5) 大型プラスチックファン採用	(1) ファンプーリー比改良（回転数の低下） (2) ベルマウス型シュラウドの採用
	排気系騒音対策	(1) メインマフラ追加（2個直列） (2) 排気管ラギングの採用	(1) メインマフラ内部構造改良 (2) 排気管ラギングの採用	(1) メインマフラ内部構造改良 (2) 排気管ラギングの採用	(1) メインマフラ内部構造改良 (2) プリマフラの採用 (3) プリマフララギングの採用
	吸気系騒音対策	――	――	――	(1) 共鳴型サイレンサの採用 (2) 天井ダクトの防振支持および2種構造ダクト採用
騒音低減効果 dB(A)					

2.5　タイヤ音対策

2.5.1　タイヤ音の現状[16)]

現在市販されているタイヤは極めて多種多様であるが，構造的にはバイアスタイヤとラジアルタイヤに，またトレッドパターン別にはラグタイヤ，リブタイヤ，スノータイヤに大別される。図2.17は大型車用の代表的なタイヤについて惰行騒音試験により測定されたタイヤ騒音の例であり，タイヤから発生する騒音は速度はもとより構造やトレッドパターンによっても大きく変化する。

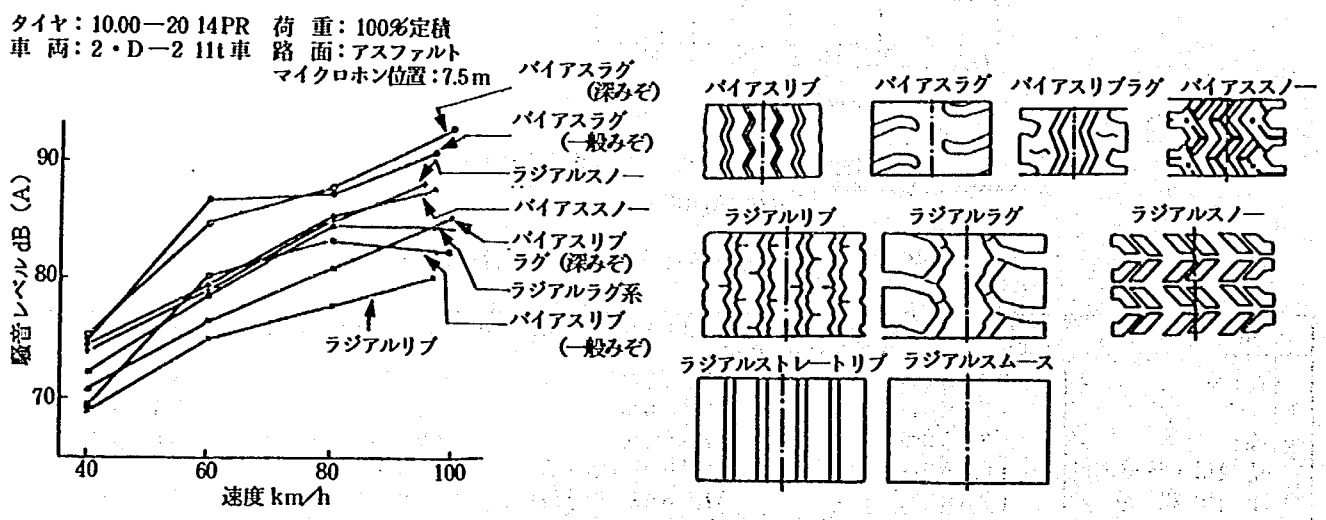


図2.17　大型車用各種タイヤの騒音

一般にタイヤ音の大きさはバイアス構造よりもラジアル構造の方が小さく，またラグパターンよりもリブパターンの方が低いと言われており，図2.17でも一番騒音の低いラジアルリブタイヤと最も高いバイアスラグタイヤの差は10数dB(A)に達している。さらに低騒音の限界を目標に試作されたスムースタイヤやストレートリブタイヤと市販タイヤとの比較は図2.18に示す通りであり，スムースやストレートリブタイヤに比べて，バイアスラグタイヤで12～14dB(A)，バイアスリブタイヤで4～5dB(A)高くなっている。

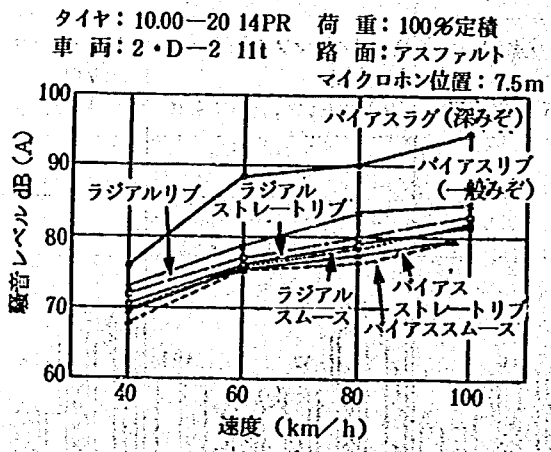


図2.18　スムースおよびストレートリブタイヤと一般市販タイヤの騒音比較

しかし，ラジアルリブタイヤとスムースあるいはストレートリブタイヤとの差はわずかに1～2 dB(A)であり，ラジアルリブタイヤはほぼ低騒音の限界に近づいているといえる。

このように，騒音の面からはラジアル構造のリブタイヤを用いるのが最も有利であり，乗用車では燃費が向上するメリットもあってラジアルタイヤがかなり普及している。しかし，一般道路を走行するほかに工事現場等の悪路を走行する機会の多い大型車では全面的にラジアルリブタイヤに移行するのは困難であって，今後ともラグタイヤの需要は大きいものと思われる。したがって，とくにラグタイヤに対する騒音低減が必要になる。

2.5.2 ラグタイヤの騒音対策[16),17)]

タイヤの騒音発生機構はまだ十分に解明されているとは言い難いが，主要な騒音発生要因としてはパターンノイズ，エアポンピング音，サイドウォールの振動音が考えられており，[18),19)]これら各要因に総合的な対策を施す必要がある。

1） パターンノイズ

タイヤの外周上に刻まれたトレッドパターンが連続的に路面をたたくことによって生じる騒音であり，明確なパターンが刻まれているラグタイヤではこの騒音が顕著に現われる。いま，パターンが外周上に等ピッチで刻まれているとすれば，パターンノイズの1次周波数成分は次式で表わされる。

$$f = \frac{V \cdot N}{3.6 \times 2\pi R} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2.2)$$

V：速度（km／h）

N：タイヤ周上のピッチ数

R：タイヤの転動半径（m）

したがって，特定の周波数に音のエネルギーが集中することになり，パターンノイズが耳につきやすくなる。

このようなパターンノイズの対策にはピッチバリエーションが用いられる。これはピッチを不等にして騒音エネルギを広い周波数範囲に分散させることにより，耳に聞える騒音を和らげようとするものであり，確かにその効果はあるが，必ずしもタイヤ音そのものを低減するものではない。また，大幅な不等ピッチを用いることはラグタイヤ本来の性能を低下させることにもなる。ただし，パターンノイズの周波数成分は後述する振動音と一致するため，最近のラグタイヤではピッチ数を少なくしてパターンノイズの周波数成分を低周波側に移行させ，できるだけ振動音と一致させないような配慮がされている。

2） エアポンピング音

タイヤが路面に接地する際にトレッドパターンの溝にとじ込められた空気が圧縮，放出されることによって生じる騒音であり，溝によって形成される気柱共鳴音であることが確認されている。したがって，このエアポンピング音の周波数は溝の長さや深さによって決まり，パターンノイズのように速度によって変化することはないが，騒音の大きさは速度に比例して大きくなる。

エアポンピング音の対策としては，溝の深さ，長さ，幅など溝の形状変更が行われており，表2.4に示すように最近のラグタイヤでは溝の形状がかなり直線的になっている。

3） サイドウォールの振動音

振動音の発生機構はまだ十分に解明されていないが，溝が路面に接触，離脱する際の剛性変動に起因する加振力がタイヤのサイドウォールを励振させて生じるものと考えられており，低速域では100～200Hz，高速域では250～500Hzの成分が主体となる。

したがって，この振動音を低減するには，タイヤカーカスの構造変更やタイヤの材質変更等を行ってサイドウォールの振動を抑える必要があるが，タイヤの持つ諸持性に大きく関係するため，極めて困難な要素を含んでいる。

表2.4は1973年当時の大型車用ラグタイヤと改良の加えられた最近のラグタイヤの諸元を銘柄ごとに比較した結果であり，ほとんどの銘柄でピッチ数の減少，パターンの変更，トレッド半径の縮少が行われている。

表2.4　1973年当時のタイヤと最近のタイヤの仕様比較

銘柄		A		B		C		D		E	
新・旧		従来品	最近のタイヤ	従来品	最近のタイヤ	従来品	最近のタイヤ	従来品	最近のタイヤ	従来品	最近のタイヤ
溝深さ (mm)		20.0	20.0	19.2	19.3	19.1	19.1	19.8	20.2	18.5	19.6
外径 (mm)		1057	1057	1053	1057	1060	1055	1058	1057	1058	1057
総幅 (mm)		277	277	273	277	277	270	271	271	270	273
トレッド曲率半径 (mm)		360	320	320	300	340	310	340	360	324	295
トレッド幅 (mm)		188	185	182	184	190	186	188	179	192	183
ピッチ数		54	44	48	44	54	49	52	52	54	46
ピッチの一次周波数(Hz)	40km/h	187	153	168	154	180	163	182	182	190	162
	60km/h	281	229	252	231	270	245	273	273	285	243
	80km/h	373	304	336	308	360	327	362	363	380	325
	100km/h	467	379	420	385	450	409	451	452	475	407
パターン											

図2.19はこれらの改良によるタイヤ騒音の低減効果を示しており，いずれの銘柄も最近のタイヤの方がピークが少ないフラットな周波数特性になっていることがわかる。また，図2.20は全銘柄のオーバオールレベルの平均値を示しているが，従来品に比べて最近のタイヤでは低速域で2dB(A)ほどの騒音低減が図られている。しかし80km/h程度の高速域ではほとんど低減効果が認められず，まだ検討の余地が残されていると思われる。[16]

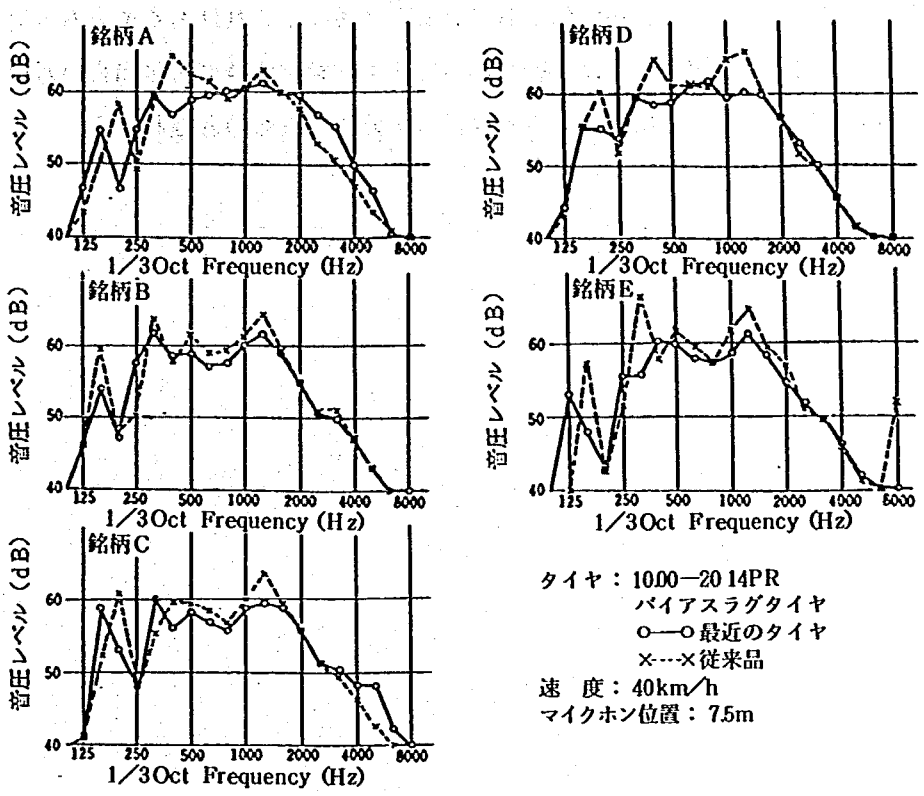


図2.19　表2.4に示した各種タイヤの騒音比較
（騒音スペクトル）

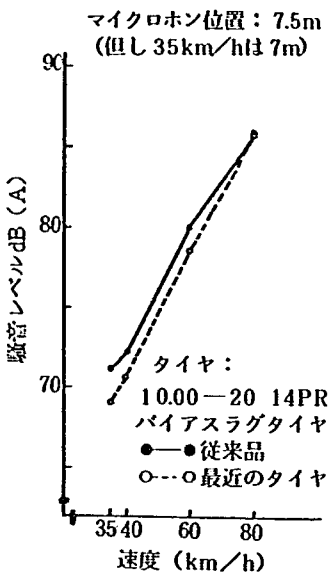


図2.20　表2.4に示した
タイヤの平均騒音
レベル
（オーバオールレベル）

2.5.3　タイヤカバーによる対策

タイヤ騒音を低減するもう一つの方法として，エンジンにエンクロージャを被せるのと同様に，タイヤをカバーする方法が考えられるが，まだ一般市販車に適用された例はみかけないし，試験的に実施された例もほとんどみられない。図2.21はエンジン騒音対策の一環として4.5 t や2 t トラックの前輪に試験的に装

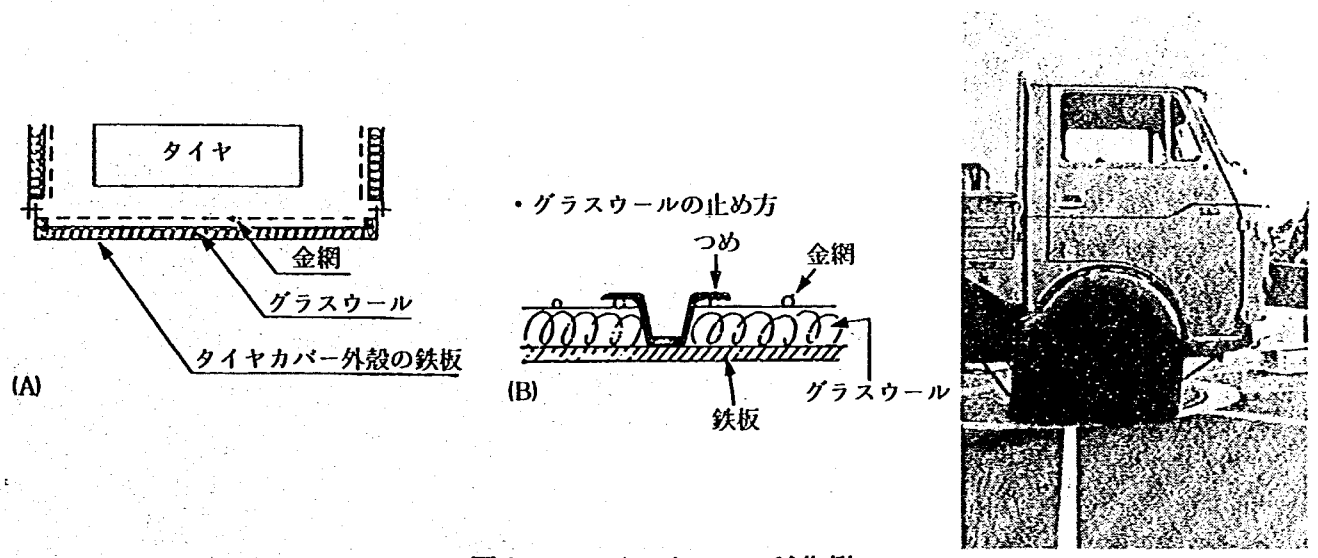


図2.21　タイヤカバーの試作例

着されたタイヤカバーであり，あまり効果のなかったことが報告されている[20]。しかし，これはあくまでもエンジン騒音に対しての結果であり，また昭和48年に実施された試験であって，エンジン騒音や排気騒音の対策が進みタイヤ騒音が問題となりつつある現在，改めて検討してみる価値は十分にあるものと思われる。

3　大型トラックの騒音試験

3.1　試験方法

(1) 試験車

試験車には，表3.1に示すような56年型の後輪2軸10t 積みトラックを用い，図3.1に示すように定積載（10t）の状態で試験を行った。

表3.1　試験車の主要諸元

初度登録	昭和56年8月		車体の形状	キャブオーバ
エンジン	直列6気筒デイーゼルターボ		総排気量	11,670 cc
最高出力	275 ps／(2,300 rpm)		ギヤ段数	6
車軸・タイヤ	前輪	1軸，シングル	後輪	2軸，ダブル
最大積載量	10,500 kg		乗車定員	2 人
全長	1,158 cm		全幅	249 cm
全高	310 cm		試験前までの走行距離	109,846 km

また，装着タイヤの違いによる車外騒音についても調査の対象としているため，後輪2軸，計8本のタイヤ全てにバイアスリブタイヤを装着した場合と，バイアスラグタイヤを装着した場合のそれぞれについて同じ試験を実施した。なお，今回の試験では4章で述べるように，後輪にタイヤカバーを装着してその効果を確かめる調査を行っているので，前輪には発生音の低いラジアルリブタイヤを装着している。

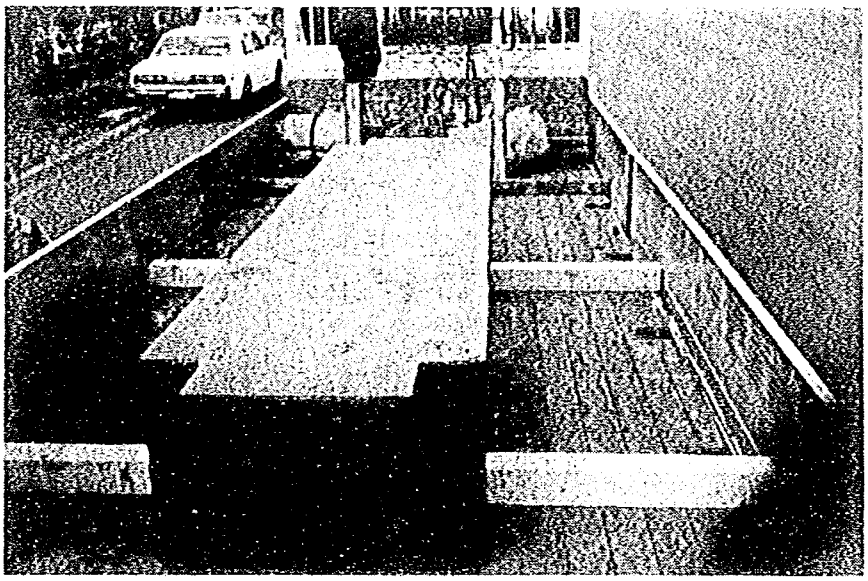


図3.1　試験車の積載状態（定積載）

図3.2は今回の試験に使用したタイヤのトレッドパターンであり，左から，ラジアルリブ，バイアスラグ，バイアスリブとなつている。

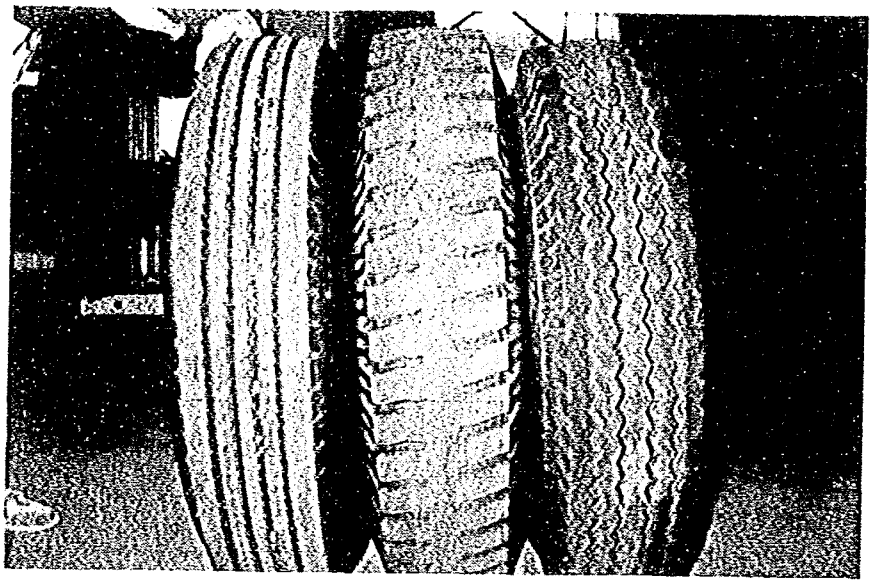


図3.2　騒音試験に使用したタイヤ
（向かつて左からラジアルリブ，バイアスラグ，バイアスリブ）

(2) 試験方法

定常走行，惰行走行，加速走行，定置，近接の各騒音試験を実施した。定常，惰行，加速の各走行騒音試験は図3.3に示す試験コースを設定して一連の試験を行つたが，とくに試験条件の多い定常走行と惰行走行の試験では，1回の走行で2つのデータが得られるように，40mの距離を隔てて第1測定地点第2測定地点の2つの計測地点を設けた。

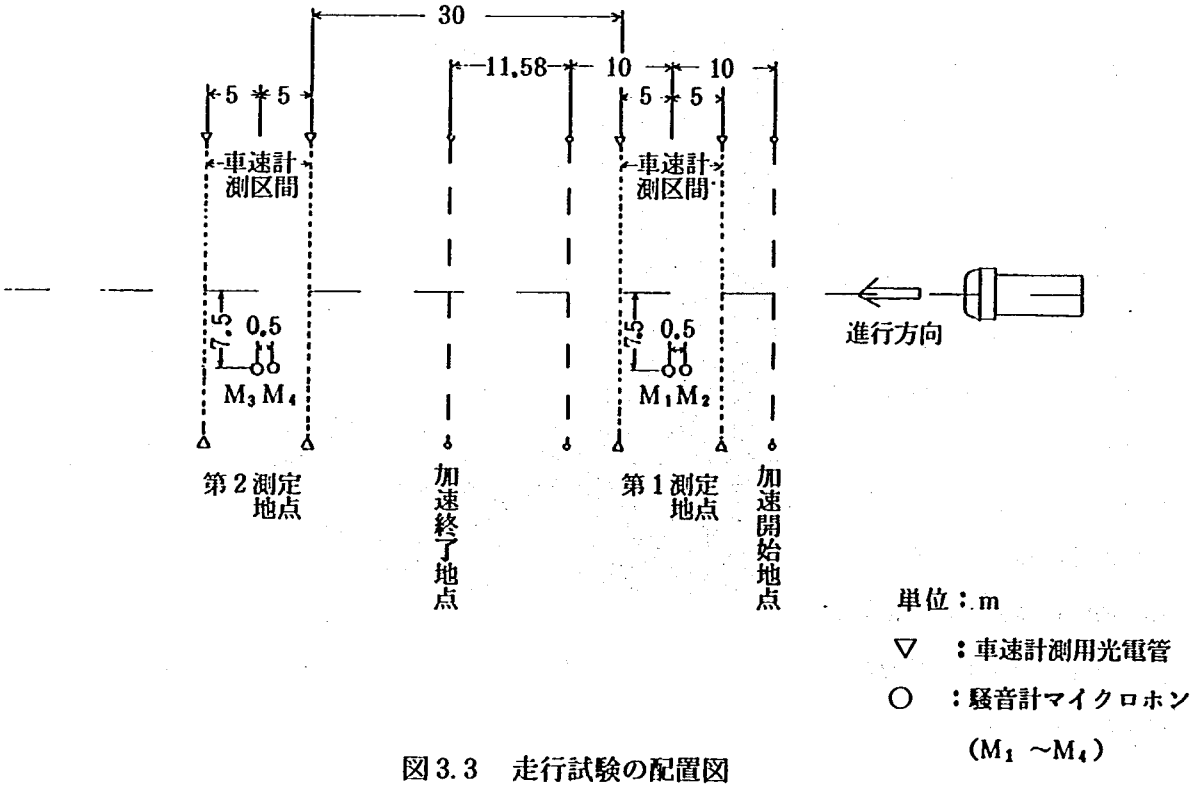
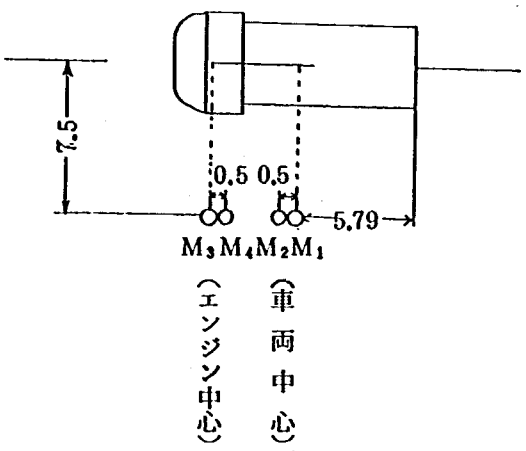


図3.3　走行試験の配置図

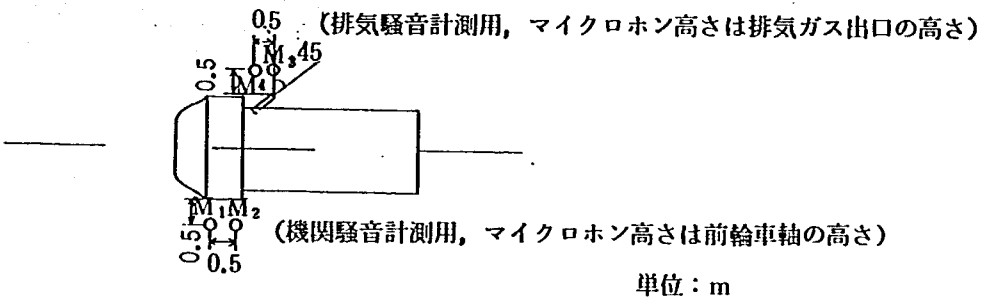
また，定置，近接の各騒音試験は図3.4，図3.5に示すマイクロホン配置で試験を行つた。図3.6に計測装置を示す。



単位：m

○　：騒音計マイクロホン
(M_1 ～M_4)

図3.4　定置騒音試験の配置図



単位：m

○　：騒音計のマイクロホン

図3.5　近接騒音試験の配置図

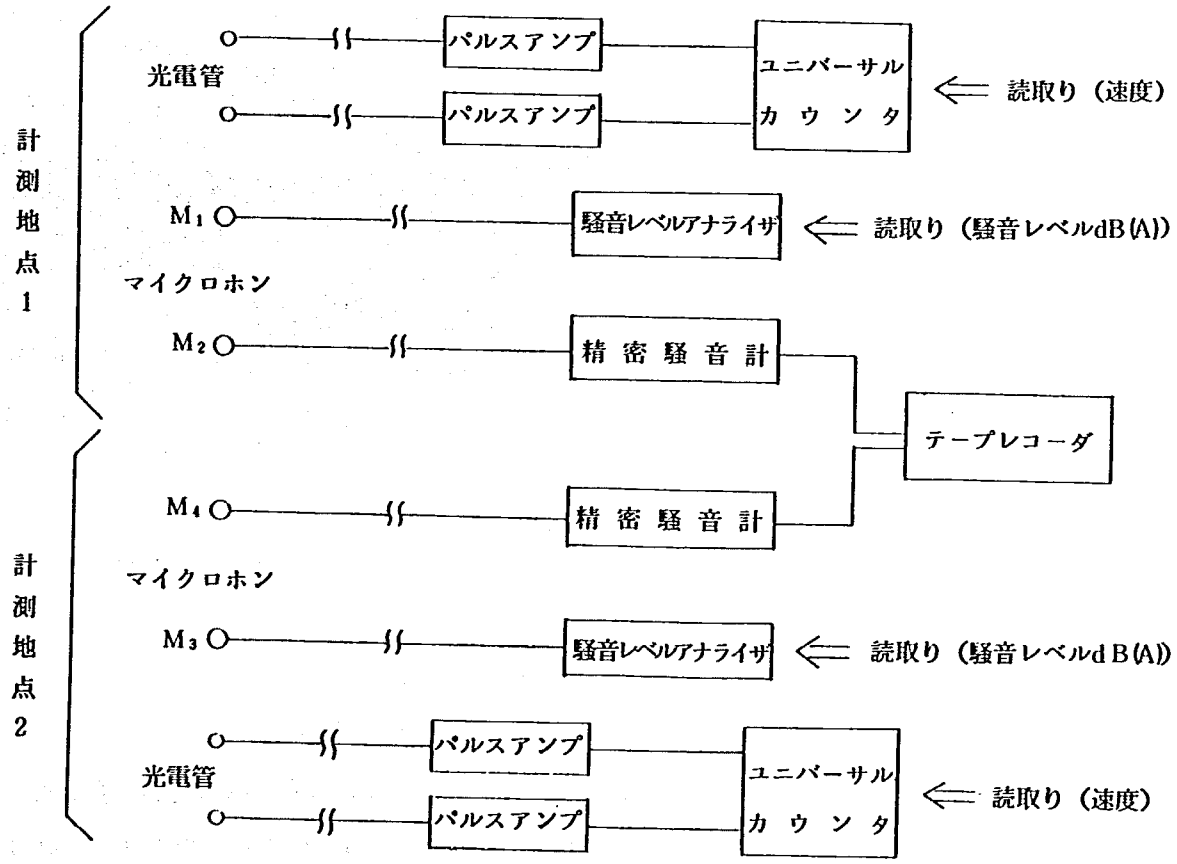


図3.6　計測装置

1) 定常走行騒音試験

車両中心を図3.3に示したセンターラインに合わせ，トップギヤを用いて40，50，60，70，80，km／hの一定速度で走行を行い，各計測地点通過時の速度と騒音レベルを計測した。騒音レベルの計測は，マイクロホンM_1，M_2で行っており，騒音レベルアナライザを用いて最大騒音レベルdB(A)を読取つた（図3.7）。

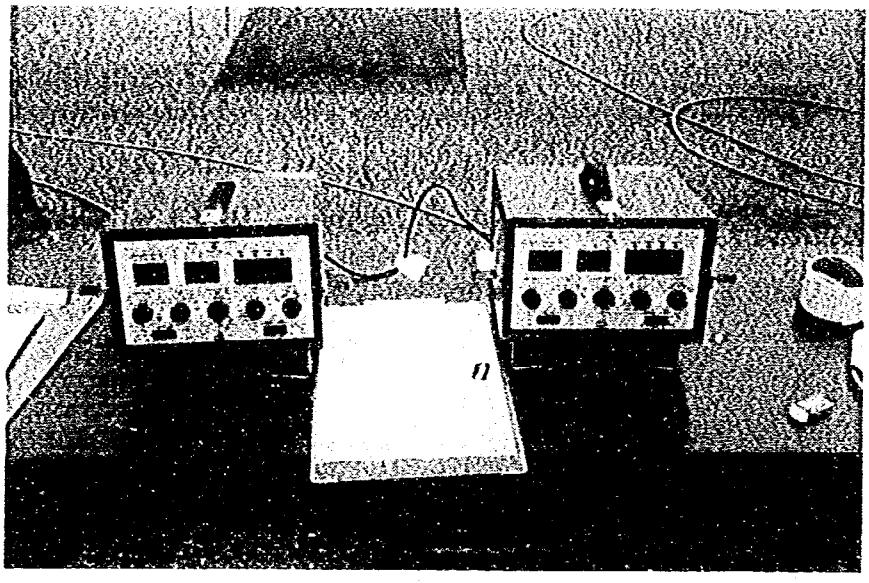


図3.7　騒音レベルアナライザ

本装置には設定したタイムインターバルの最大騒音レベルをデジタル表示するMax Hold機能があるため，読取り誤差は少ない。

M_1，M_3から0.5m離れて設置したマイクロホンM_2，M_4は周波数分析用のデータを集録するためのマイクロホンであり，Cウエイトにセットした精密騒音計を介してテープレコーダに記録し，解析を行った（図3.8）。

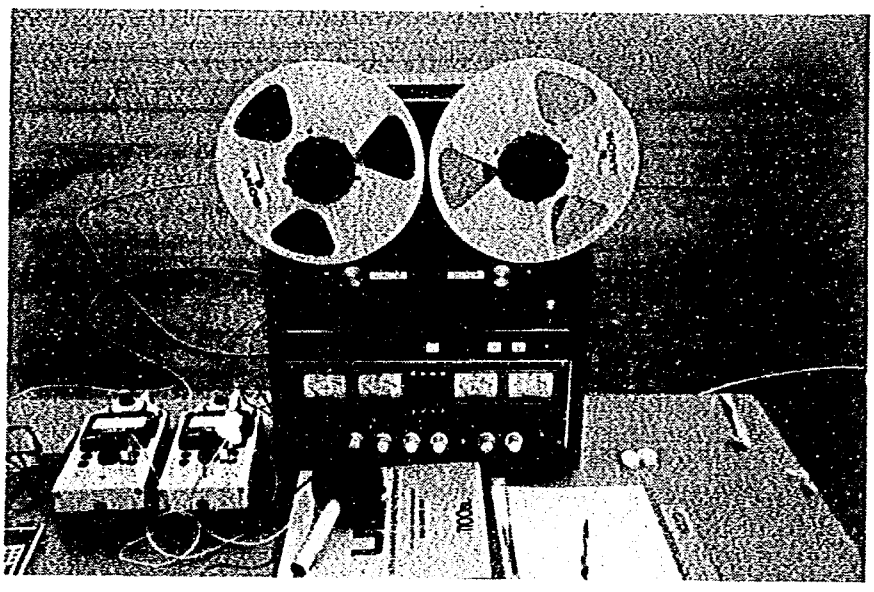


図3.8　精密騒音計と4チヤンネルテープレコーダ

車両速度は，マイクロホンM_1，M_3それぞれの前後5mの地点に計4組の光電管を設置して測定しており，光電管の間10mを車両が通過する際の所要時間をカウンタで計測して速度を算出した。図3.9に速度計測に用いたパルスアンプとカウンタを示す。

なお，1回の走行で2つのデータが得られるが，両計測地点における車両の通過速度が定められた速の±5％以内に入つていること，および，両地点間の最大騒音レベルの差が1dB(A)以内であることことを条件とし，これを満足しない場合には再度試験を繰り返した。

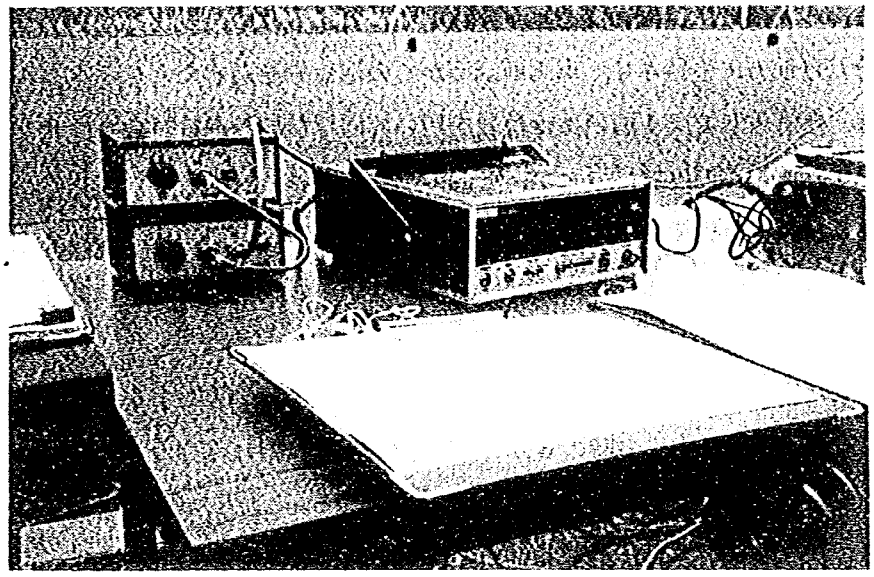


図 3.9　パルスアンプとカウンタ

2) 惰行騒音試験

第 1 計測地点のおよそ 100m の前方でギヤをニュートラルにしてエンジンを切り，40，50，60，70，80km／h の各速度で両計測地点を惰行状態で通過し，定常走行騒音試験の場合と全く同一の方法で，速度と騒音レベルを計測した。この際，第一計測地点から第 2 計測地点に至る間に速度が低下することによつて，両計測地点で測定される速度に±5％以上の差が生じる虞れが考えられたが，実際にはそのようなことは全くなかつた。

3) 加速走行騒音試験

ＪＩＳＤ１０２４に従つて，３速のギヤ位置（サードギア）を用い３／４Ｓ(Ｓ：ガバナ回転速度）に相当する機関回転速度で加速開始地点に一定の速度で進入し，この地点に車両端部が到達したとき即座にアクセルを全開にしてフル加速を行い，加速開始地点から20mの脱出地点を車両後端部が通過したときにアクセルを全閉にし，この間の最大騒音レベルをマイクロM_1 で計測

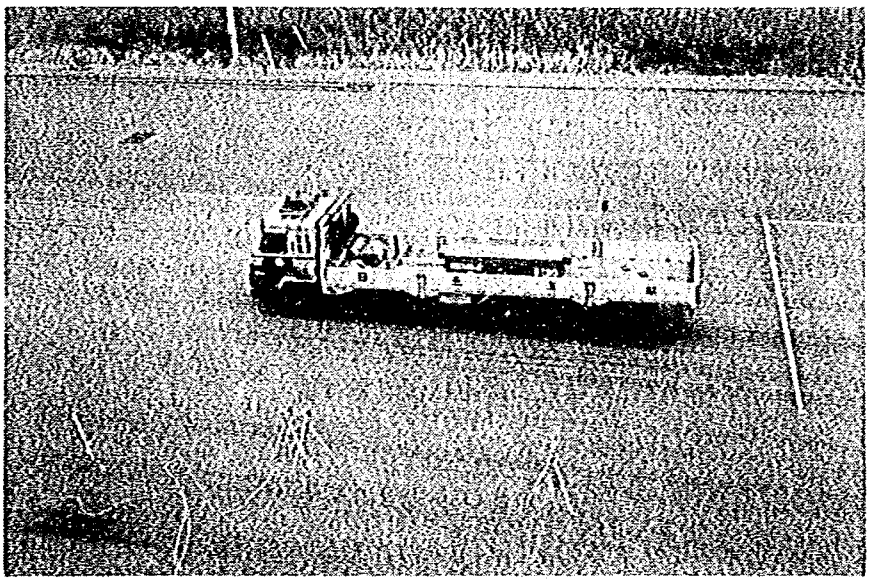


図 3.10　走行騒音の測定状況

した。なお，本試験では運転操作をより確実なものとするため，脱出地点をドライバが注視し易いよう車両長分だけ前方に移動させ，車両前端部がこの地点を通過したときアクセルを全閉にすることにした。また，参考として，４速のギヤ位置を用いて同様な加速走行試験を併せて実施した。

測定は第１計測地点のみで行つたが，２回の試験を行い，最大騒音レベルの差が１ dB(A)を超えた場合にはさらに試験を追加して確かめた。

図3.10に走行騒音の測定状況を示す。

(4) 定置騒音試験

規格化された定置騒音試験法としてはＩＳＯ３６２，ＪＡＳＯＺ１０１などがあり，これらの規格では，機関回転速度を最大出力時の３／４の回転速度，もしくは，3/4のカバナ回転速度に保ち，車両側面から7mの地点における騒音レベルを測定することになっている。しかし，今回の試験では，定常や惰行，加速の各走行騒音試験の結果と比較をするために，機関回転速度を１／１Ｓ，３／４Ｓ，および，トップギヤの50km／h，70km／h の各速度に対応する1100rpm，1500rpmに設定し，また図3.4に示したようにエンジン中心から側方7.5mの地点，および，車両中心から側方7.5ｍの地点にマイクロホンM_1，M_2 を配置して測定した。

この際，騒音レベルアナライザをInstant Mode に設定し，機関回転速度を一定に保つた後，デジタル表示される騒音レベルdB(A)の平均的な値を読み取つた。周波数分析用のデータについても，走行騒音の測定と同様にM_1，M_2 の近くにマイクロホンM_3，M_4 を配置し，Ｃウエイトに設定した精密騒音計を介してテープレコーダに約30秒間記録した。

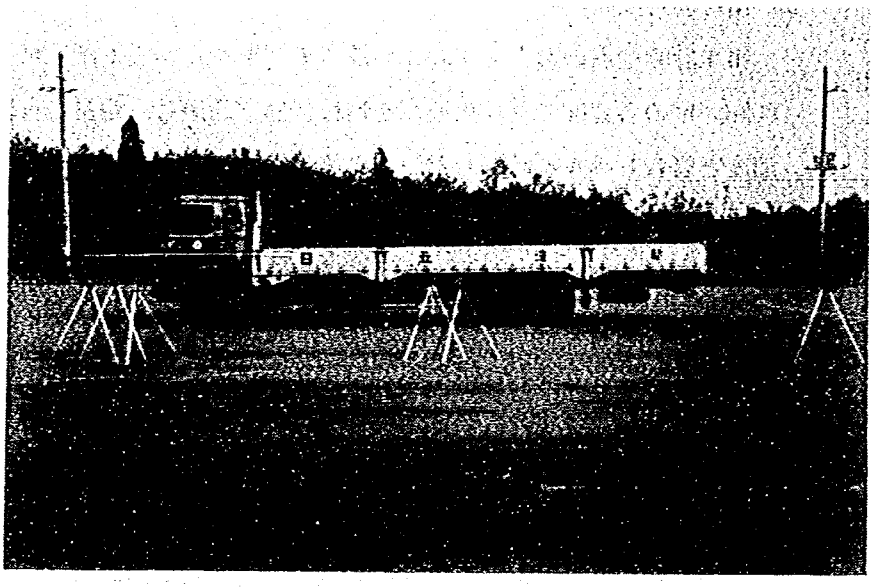


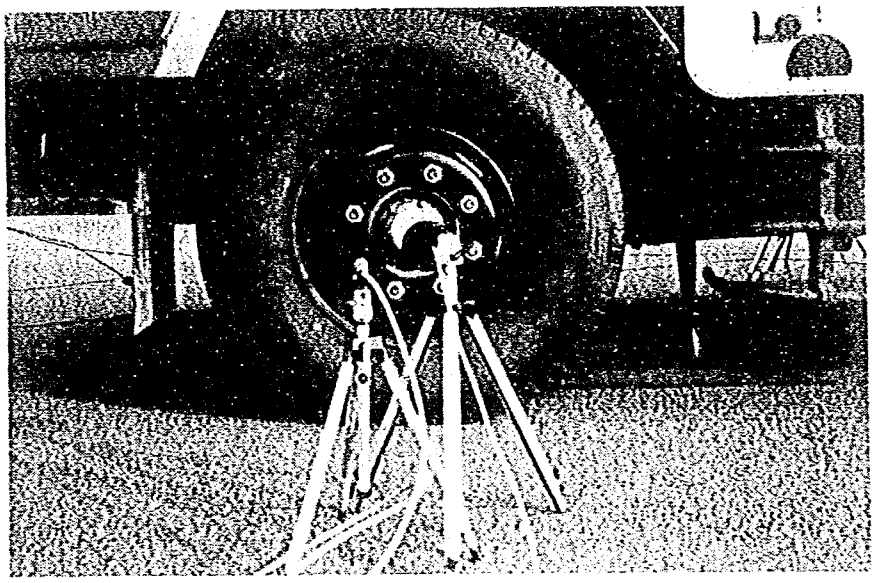
図3.11　定置騒音の測定状況

図3.11に定置騒音の測定状況を示す。

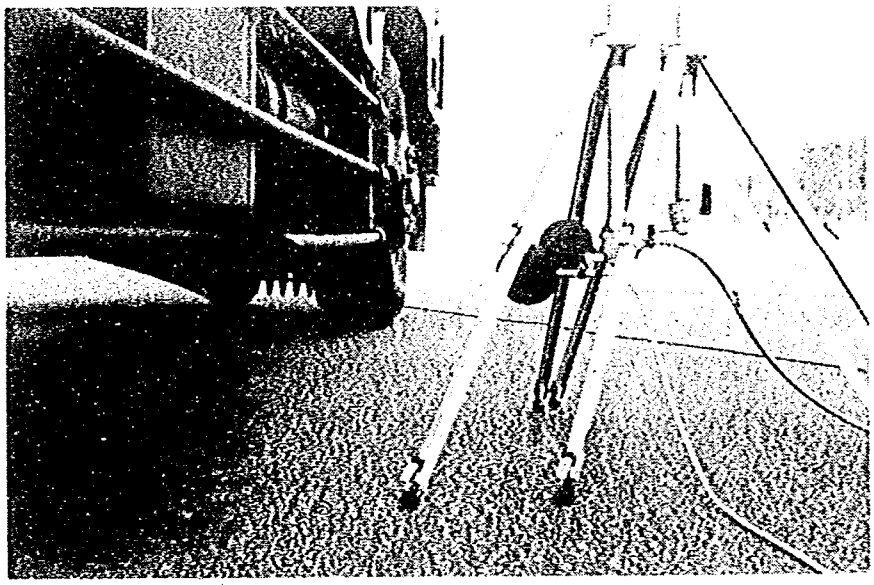
(5) 近接騒音試験

近接騒音試験は，ＩＳＯ５１３０にもとづいて実施した。この試験は本来，使用過程車の異常騒音をチエックするのが目的であり，機関回転速度を３／４Ｓ，またはガバナ回転速度に保つた後，一気にアクセルを全閉にし，そのとき発生する最大の機関騒音と排気騒音を測定するものであるが，今回の測定では走行騒音との比較を行うために，トップギヤの50km／h の各速度に対応する1100rpm，1500rpm に保つた場合の計測を追加した。計測方法は，定置騒音試験の場合と同様であり，図3.5

に示すようなマイクロホン配置で機関および排気の騒音を同時に測定した。図 3.12にエンジンおよび排気口の近傍に設置されたマイクロホンを示す。



(a) エンジン近傍のマイクロホン



(b) 排気口の近傍のマイクロホン

図 3.12 近接騒音の測定状況

3.2 試験結果

各騒音試験で得られたオーバオールレベルを表3.2にまとめて示す。

表3.2 騒音試験結果（タイヤカバーなし）

単位：dB(A)

試験項目	タイヤ及び測定位置	パイアスリブタイヤ 第一測定地点	パイアスリブタイヤ 第2測定地点	パイアスラグタイヤ 第1測定地点	パイアスラグタイヤ 第2測定地点
定速走行	40 km/h	76.3	76.3	76.8	76.0
	50 〃	78.3	77.5	78.8	79.3
	60 〃	80.0	80.5	83.3	83.8
	70 〃	83.5	83.8	89.0	88.5
	80 〃	85.3	85.0	90.3	90.3
	90 〃	87.3	87.3		
惰行	40 km/h	71.5	70.8	73.0	72.5
	50 〃	74.8	74.8	77.0	77.5
	60 〃	77.8	77.5	82.3	82.8
	70 〃	80.0	79.8	86.3	85.8
	80 〃	82.0	82.5	89.5	88.5
加速	ギヤ位置3速	85.5	平均85.4	85.5	平均85.5
	3速	85.3		85.5	
	4速	83.0	平均82.9	83.8	平均83.7
	4速	82.8		83.5	
定置	rpm＼測定位置	車両中心	エンジン	車両中心	エンジン
	1100	69.3	69.3		
	1500	75.3	74.8		
	1725	78.0	77.5		
	2300	83.0	83.0		
近接	rpm＼測定位置	エンジン	排気	エンジン	排気
	1100	81.8	84.5		
	1500	87.5	90.3		
	1725	90.0	92.5		
	2300	95.3	97.3		
	2300から急激に減速	95.3	97.3		

(1) 定常走行騒音試験

図3.13は，後輪にパイアスリブタイヤ（以下，リブタイヤとする）およびパイアスラグタイヤ（以下，ラグタイヤとする）を装着し，定常走行を行つた場合の各速度におけるオーバオールレベル（dB(A)）を示したものである。実線および破線で示した線は，2種類のタイヤに関するデータをlogV(V：速度)で回帰した結果であり，実測値と良好な対応を示している。50km／h以下の比較的低速域では，タイヤによる差はほとんどみられないが，50km／h以上の速度になると，ラグタイヤを装着した場合の方が高い騒音を示しており，80km／hではその差が5.1dB(A)となつている。

また，とくにラグタイヤの70km／h以上，およびリブタイヤの90km／h以上の定常走行騒音は後述するように加速騒音よりも大きくなつている点に注目する必要がある。

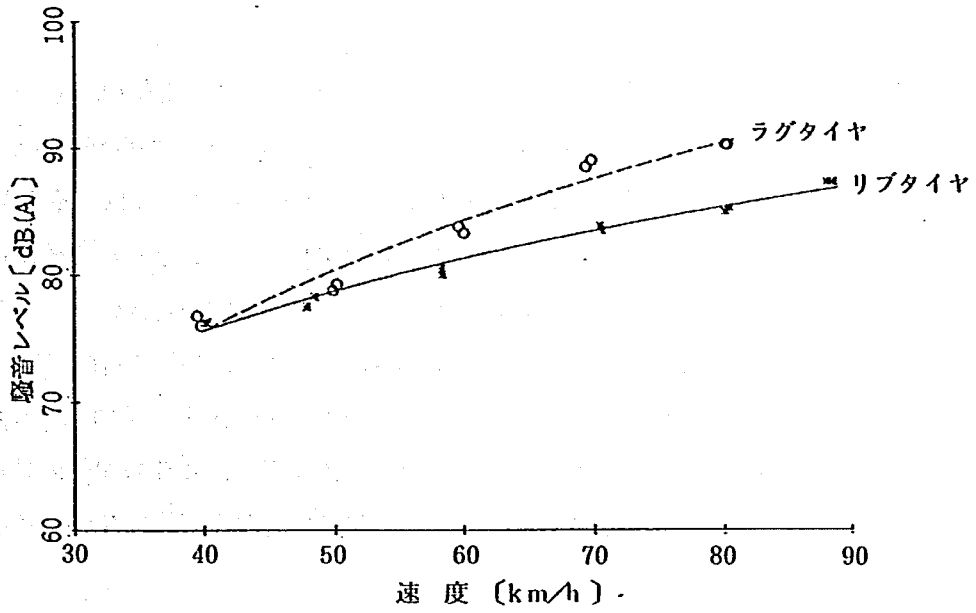


図3.13　定常走行時の騒音レベル（タイヤカバーなし）

(2) 惰行騒音試験

図3.14は，惰行騒音のデータを定常走行騒音の場合と同様に整理した結果である。2種類のタイヤによる差は40km／h付近からみられ，定常走行騒音の場合と同様に，速度が高くなるにしたがつてラグタイヤの方が大きくなつている。惰行騒音においてはエンジン音はほぼなくなるものと考えられるため，タイヤの違いによる影響が大きく現われることによりその差は定常走行の場合に比べて一段と大きく，80km／hで7dB(A)以上になっている。

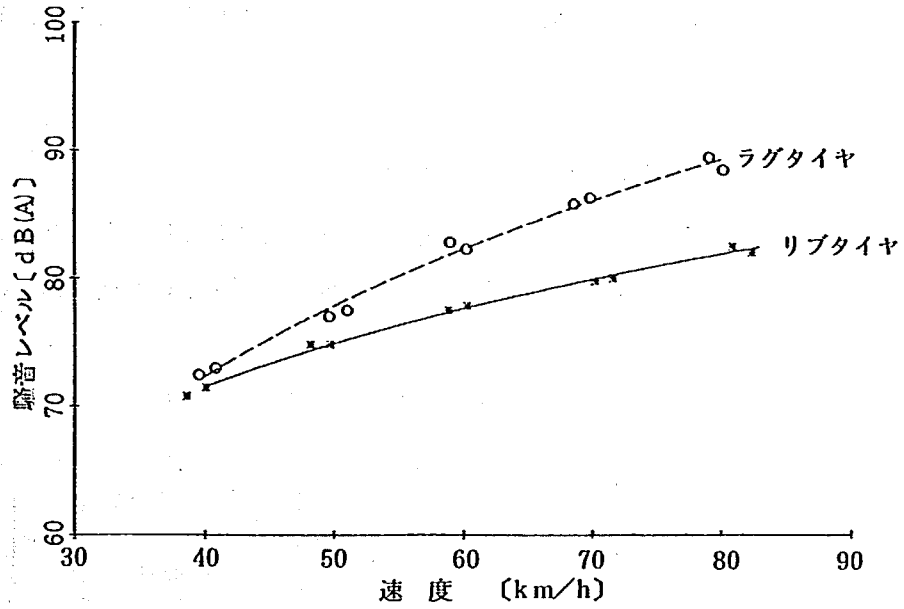


図3.14　惰行走行時の騒音レベル（タイヤカバーなし）

(3) 加速騒音試験

表3.2から加速騒音試験の結果には，タイヤによる差はほとんどみられない。また，加速区間の平均速度（3rd加速で約30km／h，4th加速で約40km／h）に近い40km／hの惰行騒音（71dB(A)と比較すると，13～15dB(A)以上も大きく，加速騒音に対してタイヤ騒音はほとんど寄与していないと言える。

(4) 定置騒音試験

表3.2から定置騒音試験の結果には，エンジン側方7.5mと車両中心側方7.5mの2つの測定結果の間には，ほとんど差がみられない。表3.2で1100rpmおよび1500rpmはそれぞれ定常走行の50km/hと70km/hに相当する機関回転速度であるが，図3.13に示した定常走行騒音（リブタイヤ）と比較すると50km/h，70km/hいずれについても定置騒音の方が9dB(A)ほど低くなつている。このような差のなかにはエンジン負荷の影響が含まれているため，この差がすなわちタイヤ騒音によるものとはいえないものの，定常走行騒音にはタイヤ騒音がかなり影響しているものと推察される。また，加速走行時には，ほぼ最高出力回転速度にまで達していると思われることから，定置騒音のガバナ回転速度（2300rpm）におけるデータと比較すると3速の加速に対して2.5dB(A)ほど定置騒音の方が低く，4速の加速に対してはほとんど差が見られない。したがつて，加速騒音にはエンジンや排気の騒音が支配的になつているものと考えられる。

(5) 近接騒音試験

表3.2に示した近接騒音試験の結果をみると，いずれの機関回転速度についても，排気騒音は機関騒音に比べて2～3dB(A)高くなつている。なお，表3.2の最下段に示した値が，ISO5130に従ってガバナ回転速度から一気にアクセルを全閉にしたときの騒音であり，とくに排気系に異常が生じた場合には，アクセル全閉時に爆発的な騒音レベル上昇がみられる場合が多いが，今回の試験車についてはガバナ回転速度一定の場合と同一の結果となつているところから，異常は生じていなかつたものと思われる。

3.3 周波数分析結果とタイヤ音の寄与率

騒音試験時に集録された録音テープをもとにして行つた1／3オクターブバンドの周波数分析の結果と，定常走行騒音に対するタイヤ音の寄与率を求めた結果について以下に述べる。

(1) 周波数分析

周波数分析は，図3.15に示す分析装置を用いて行つた。

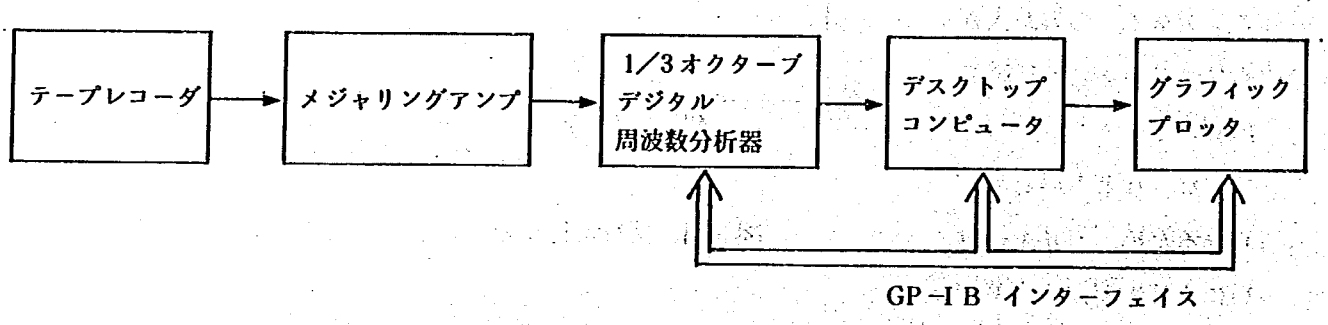


図3.15 周波数分析装置

この際，1／3オクターブ分析器の計測モードをMax. Holdにセットして分析を行つているため，以後に示す分析結果には各1／3オクターブバンドごとの最大レベルが示されている。また，分析結果，にA，Cで示されているA特性，C特性で合成したオーバオールレベルの値は，1／3オクターブ分析結果をコンピュータに転送して算出した結果であり，1／3オクターブバンドの各々の最大値を重ね合

わせているため3.2で示した騒音レベルアナライザによる読取り値に対して多少高めに出る場合がある。

図3.16は，リブタイヤを装着した場合の50km／h における定常走行および惰行試験の分析結果と，この速度に対応する機関速度1100 rpmの定置試験結果を比較したものである。200Hz ～1.5kHzにかけての中間の周波数帯域では，定常走行と惰行の騒音レベルは比較的近い値になつており，この周波数帯域における定常走行騒音はタイヤ音が支配的になつていることがわかる。逆に 200Hz 以下の低周波域と1.5 kHz 以上の高周波域では，タイヤ騒音よりも機関系の騒音が支配的であるといえる。

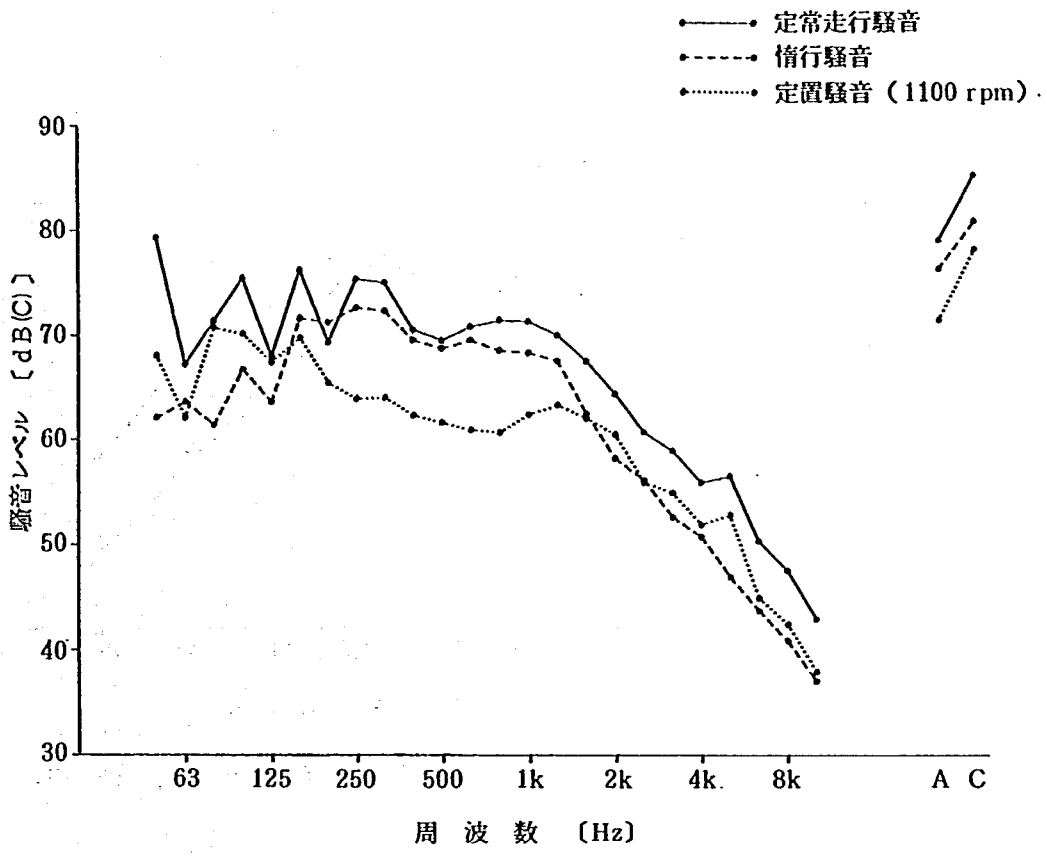


図3.16　1／3オクターブ周波数分析（リブタイヤ，50km／h ）

図3.17は，速度70km／h における同様な結果であり，400Hz～1kHzにおける定常走行騒音は，主にタイヤ音によるものと思われる。また，定常走行の 250Hzにおける大きなピークは,惰行騒音や定置騒音には認められないところから，負荷の影響によるものか，ターボチャージャの音が源因しているかと思われる。

図3.18は，ラグタイヤを装着した場合の50km／h における結果であり，定常走行における 200Hz と 400Hz のピークは，タイヤ音によるものであることが明確である。また，125Hz以下 および２ kHz 以上の定常走行騒音に対しては，機関系の音が大きいことが分かる。

図3.19は，70km／h における同様な試験結果であり，50km／h の場合と同様に200Hz～1.5 kHzの定常走行騒音はタイヤ音によるものであることが分る。なお，50km/hや70km/hの惰行騒音にみられる大きなピークはパターンノイズによるものと考えられ，2.5.2の（2.2)式を用いてパターンノイズの１次周波数成分を求めると２１２Hz および３８５Hz となり,これらのピーク周波数と一致する。

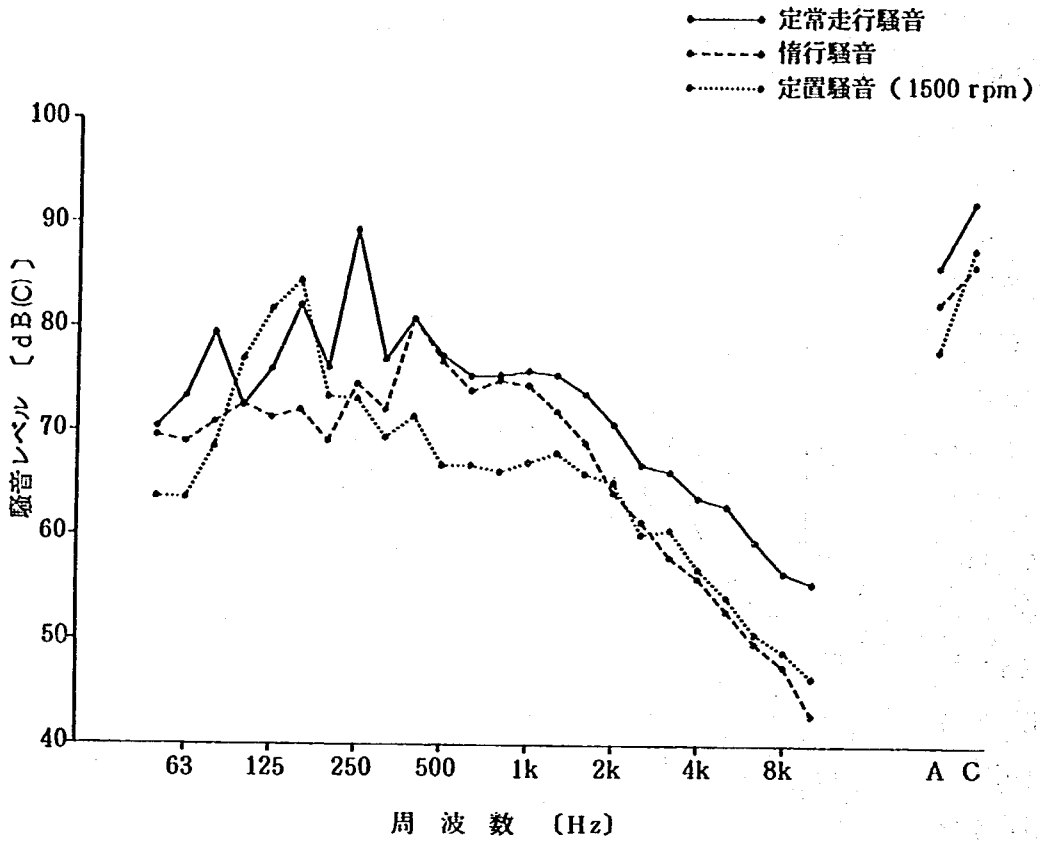


図 3.17　1／3オクターブ周波数分析（リブタイヤ，70km／h）

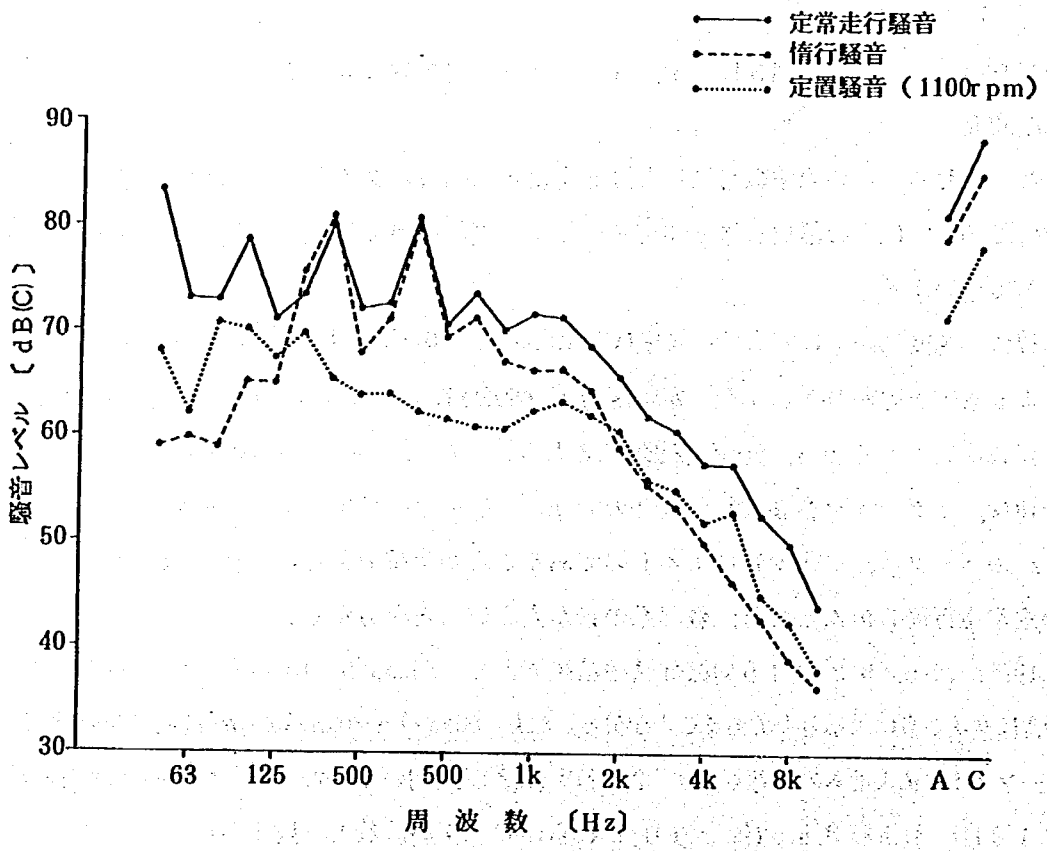


図 3.18　1／3オクターブ周波数分析（ラグタイヤ，50km／h）

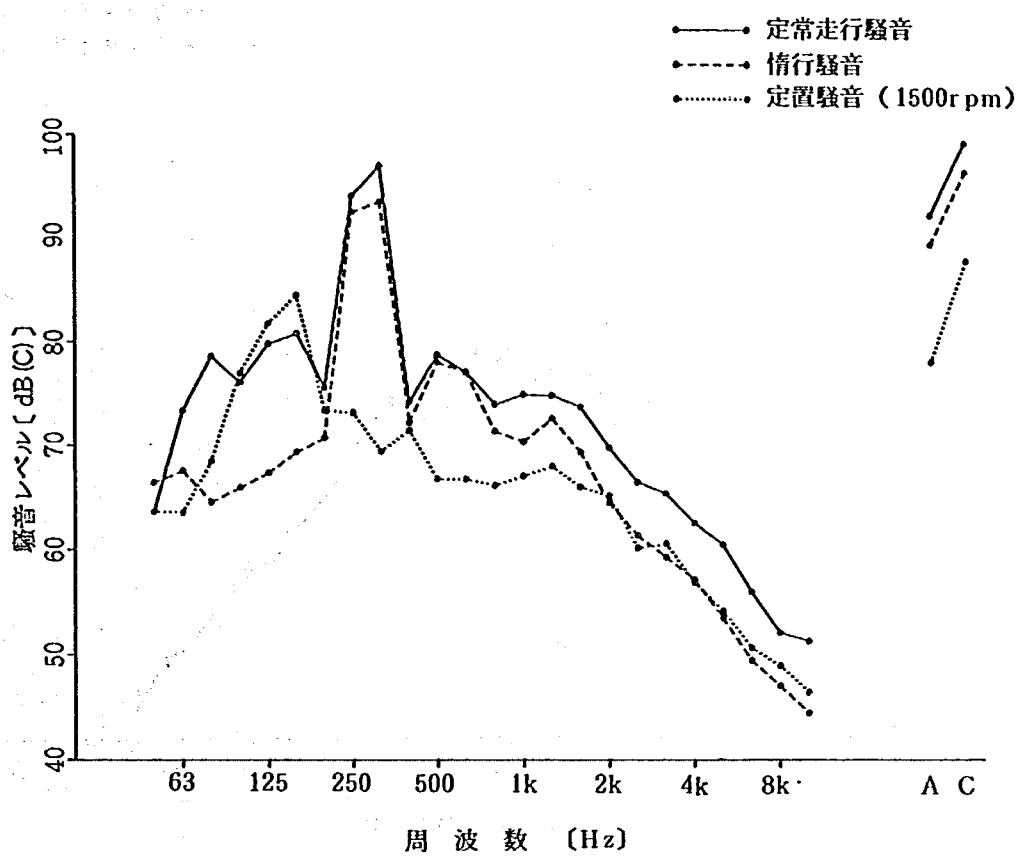


図3.19　1／3オクターブ周波数分析（ラグタイヤ，70km／h）

図3.20と図3.21は，それぞれ50km／h，70km／hの惰行騒音を2種類のタイヤについて比較した結果である。ラグタイヤのスペクトルは，リブタイヤのそれに比較して，ある特定の周波数で上記したパターンノイズによるピークをもつのが特徴であり，それ以外の周波数では，両者のレベルは同程度に

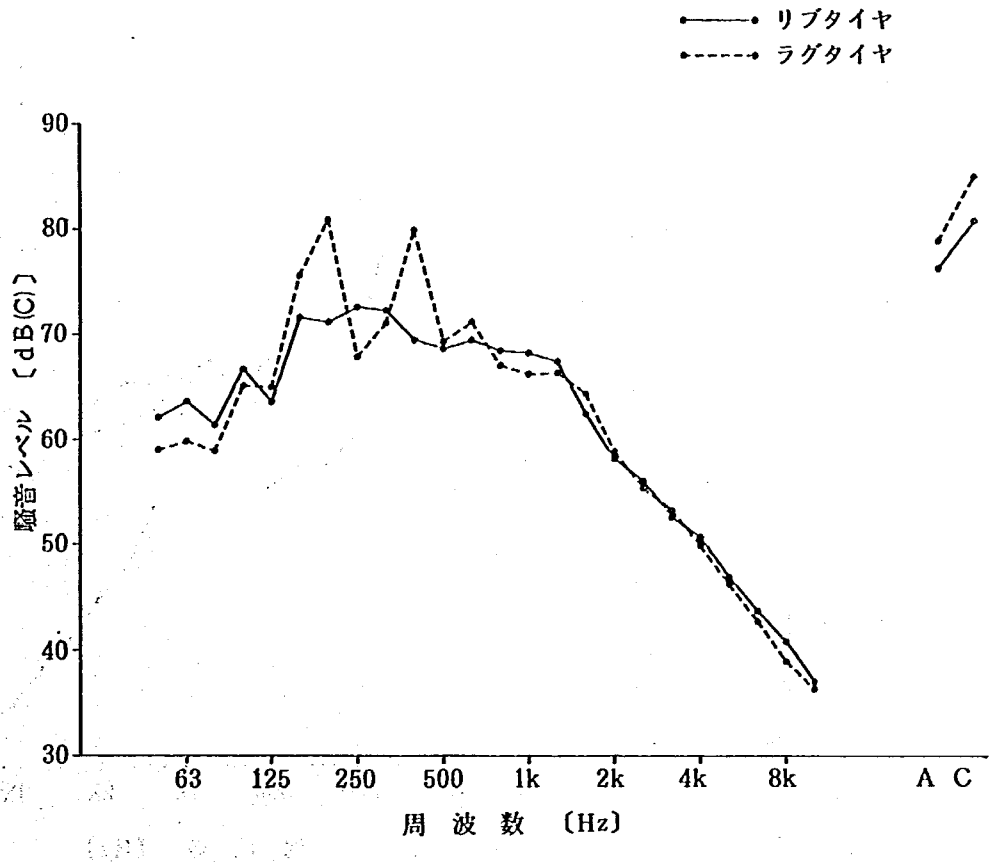


図3.20　惰行騒音の1／3オクターブ周波数分析（50km／h）

になつている。

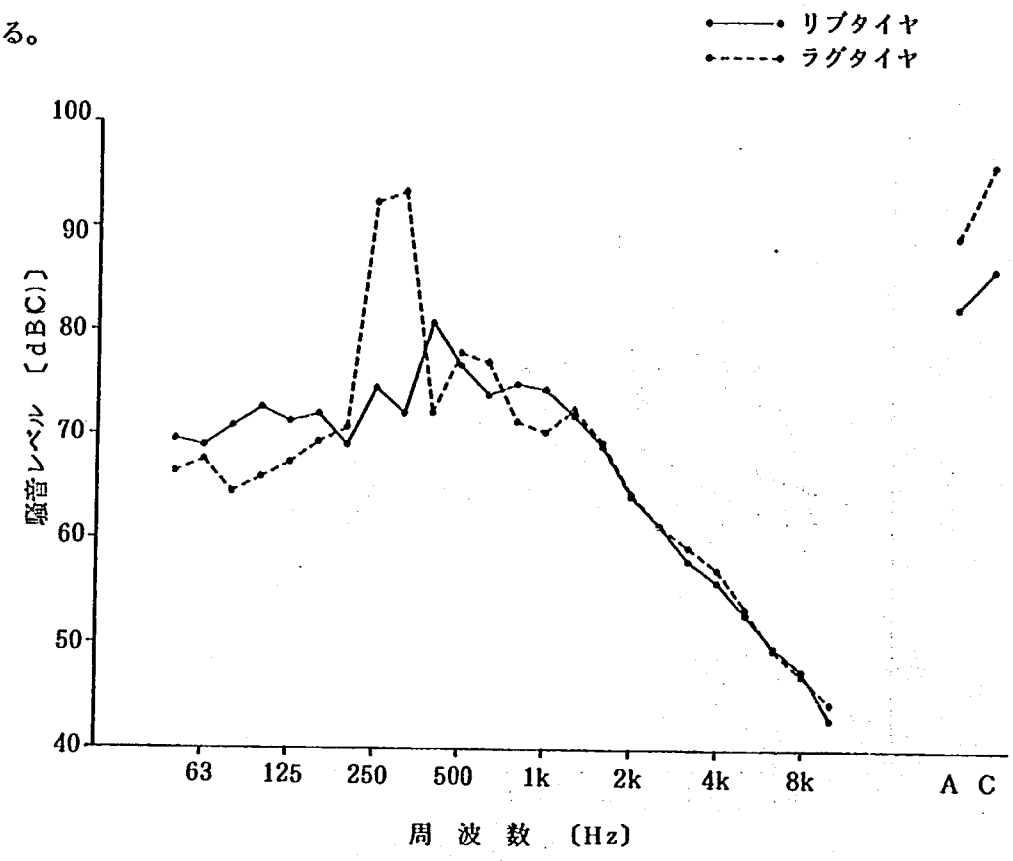


図3.21　惰行騒音の1／3オクターブ周波数分析（70km／h）

図3.22, 図3.23, はそれぞれリブタイヤ，ラグタイヤを装着した場合の3速（サードギア）の加速騒音の分析結果を示している。また同時に，加速試験の平均速度に一番近い速度40km／h の惰行騒音，およびガバナ回転速度における定置騒音の分析結果（加速試験における機関回転速度はガバナ回転速度に

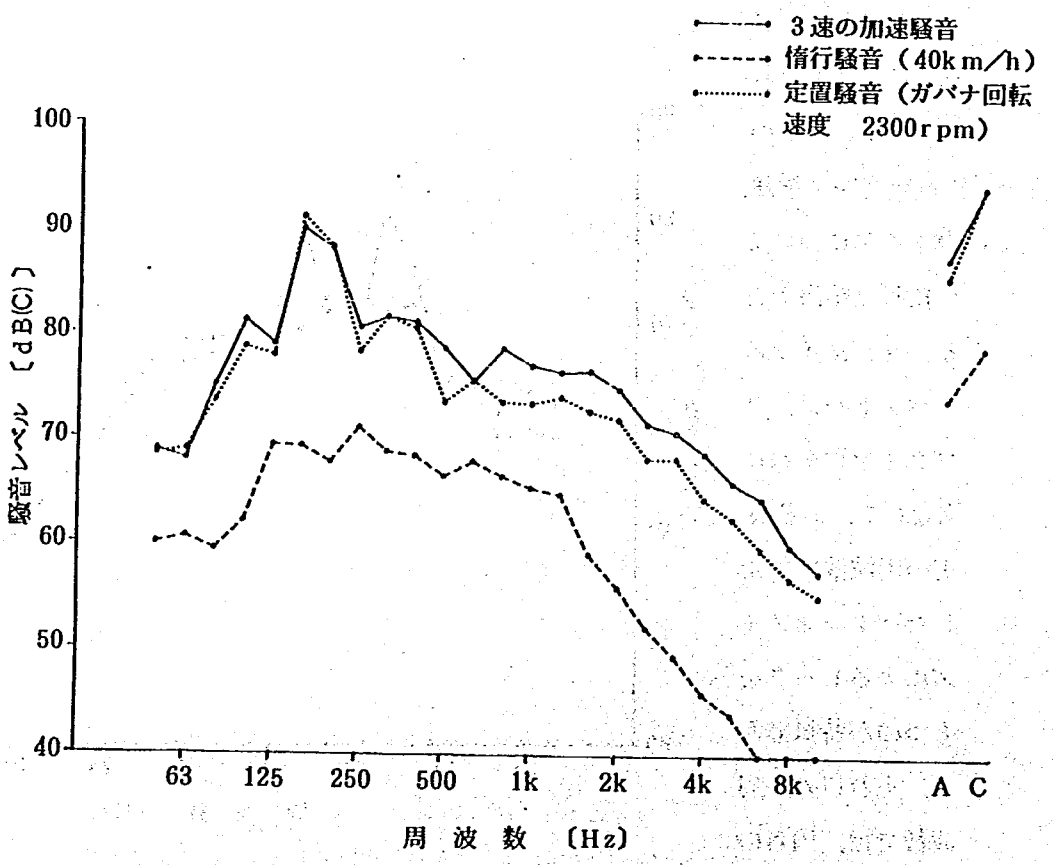


図3.22　加速騒音の1／3オクターブ周波数分析（リブタイヤ）

達している）を示してある。両図から明らかなように，加速騒音レベルは定置騒音レベルとほとんど差がないことから加速騒音はリブタイヤ，ラグタイヤのどちらの場合でもタイヤ騒音の寄与はほとんどなく，機関系音が支配的であることがわかる。

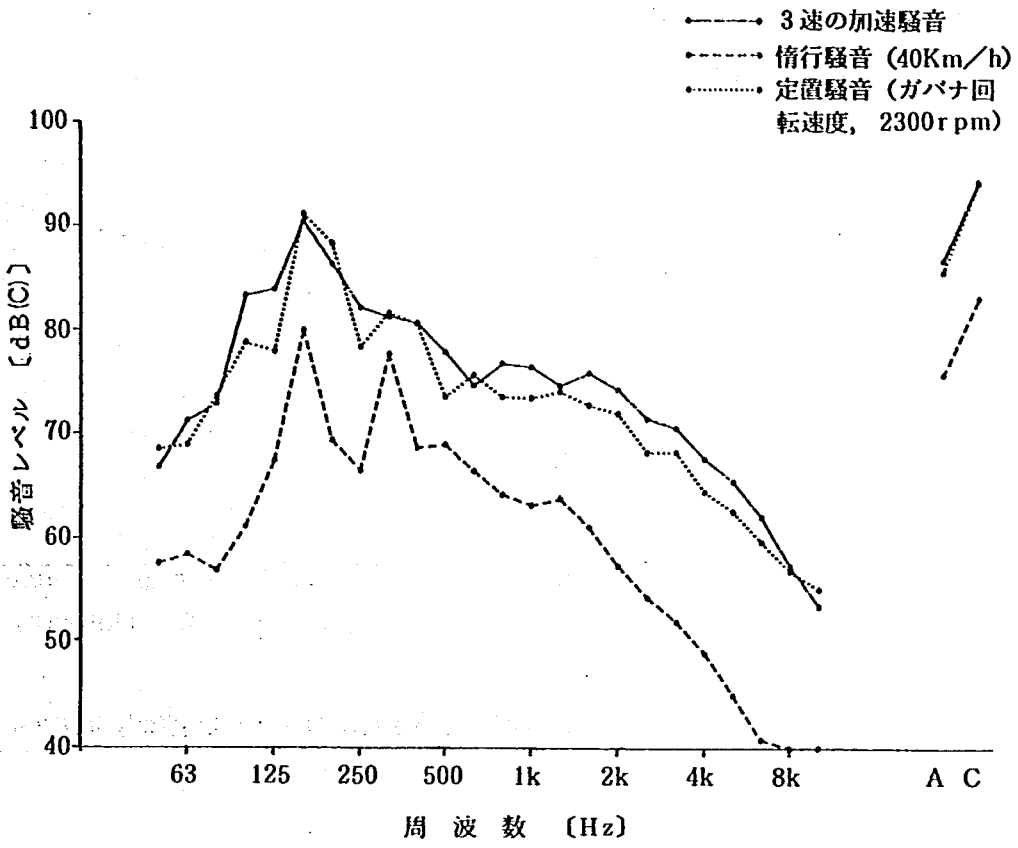


図3.23　加速騒音の1／3オクターブ周波数分析（ラグタイヤ）

(2) タイヤ騒音の寄与率

タイヤ騒音がどの程度影響しているかを定量的に調べるために，車両側方7.5 mの位置におけるオーバーオールレベルを用いて，次に示すような方法で定常走行騒音に対するタイヤ騒音の寄与率を算出した。定常走行時に測定される騒音は，タイヤ音，エンジン音，排気音，風切り音，車体振動音が加わつたものと考えられる。一方，惰行時に観測される騒音は，タイヤ音，風切り音および車体振動音が加わったものと考えられる。今回のように80 km／h以下の速度で走行し，また新しい車を用いている場合には風切り音や車体振動音の影響は他の音に比べて十分に小さいものと考えられるので風切り音や車体振動音を無視すれば，定常走行騒音に対するタイヤ騒音の寄与率は，近以的に次のように求めることができる。

〔タイヤ音の寄与率〕＝〔惰行騒音のエネルギー〕／〔定常走行騒音のエネルギー〕

$$=10^{\frac{SPL_2}{10}}/10^{\frac{SPL_1}{10}} \quad \cdots\cdots (3.1)$$

ここで，　SPL_1：定常走行時の騒音レベル（dB(A)）

SPL_2：惰行時の騒音レベル（dB(A)）

定常走行，惰行それぞれについて，騒音レベルと車両速度の関係は，すでに回帰直線の形で求められており，ここではこの回帰推定値をもとにして，タイヤ騒音寄与率の速度による変化を算出した。

図3.24が計算結果でありラグタイヤの場合は速度に比例してタイヤ騒音寄与率は増加しているが，リブタイヤの場合は速度が大きくなつてもタイヤ騒音寄与率はほとんど変わらない。リブタイヤを装着し

た場合のタイヤ騒音寄与率は，速度が80km／h になっても0.5を超えることはないが，ラグタイヤを装着した場合は50km／h ですでに0.5を超えており，80km／h では0.8程度に達している。

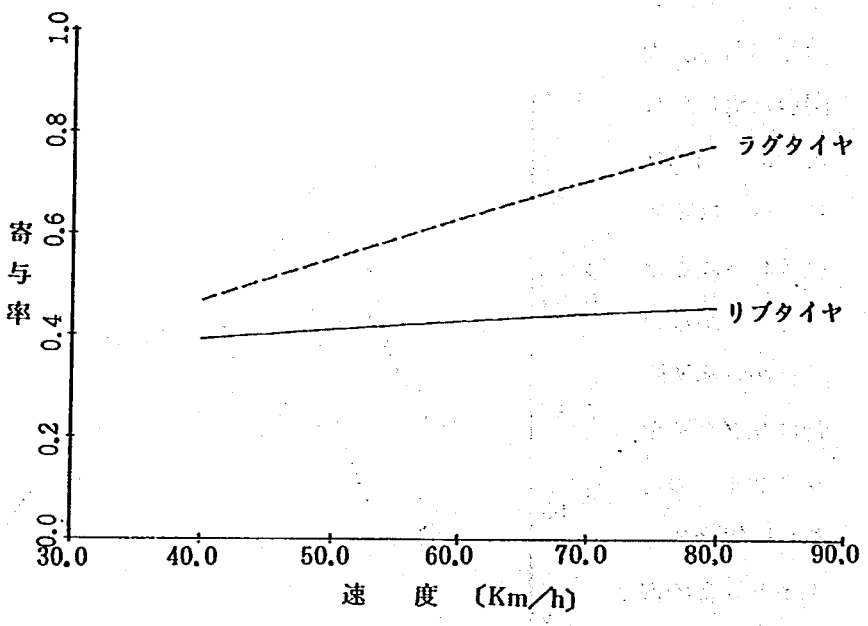


図 3.24　定時走行時のタイヤ騒音寄与率（タイヤカバーなし）

4　タイヤカバーによる騒音対策

3に示した結果から，市街地の道路や高速道路で一般にみられる定常走行においてはタイヤ音の影響が大きく寄与していることがわかった。

そこで，後輪2軸に簡単なタイヤカバーを試験的に装備して，タイヤカバーによる騒音低減の可能性を調べてみた。

なお，今回の試験では操舵輪である前輪にはタイヤカバーを装備することができなかった。そこで，騒音の低いラジアルリブタイヤを装着したこと，また，前輪は10本あるタイヤのうち2本であることから，前輪によるタイヤ騒音の影響はあまりないものと考えている。

4.1　タイヤカバーの構造

試作したタイヤカバーの寸法は図4・1に示す通りであり，荷台床下につり下げるように取り付けられている。

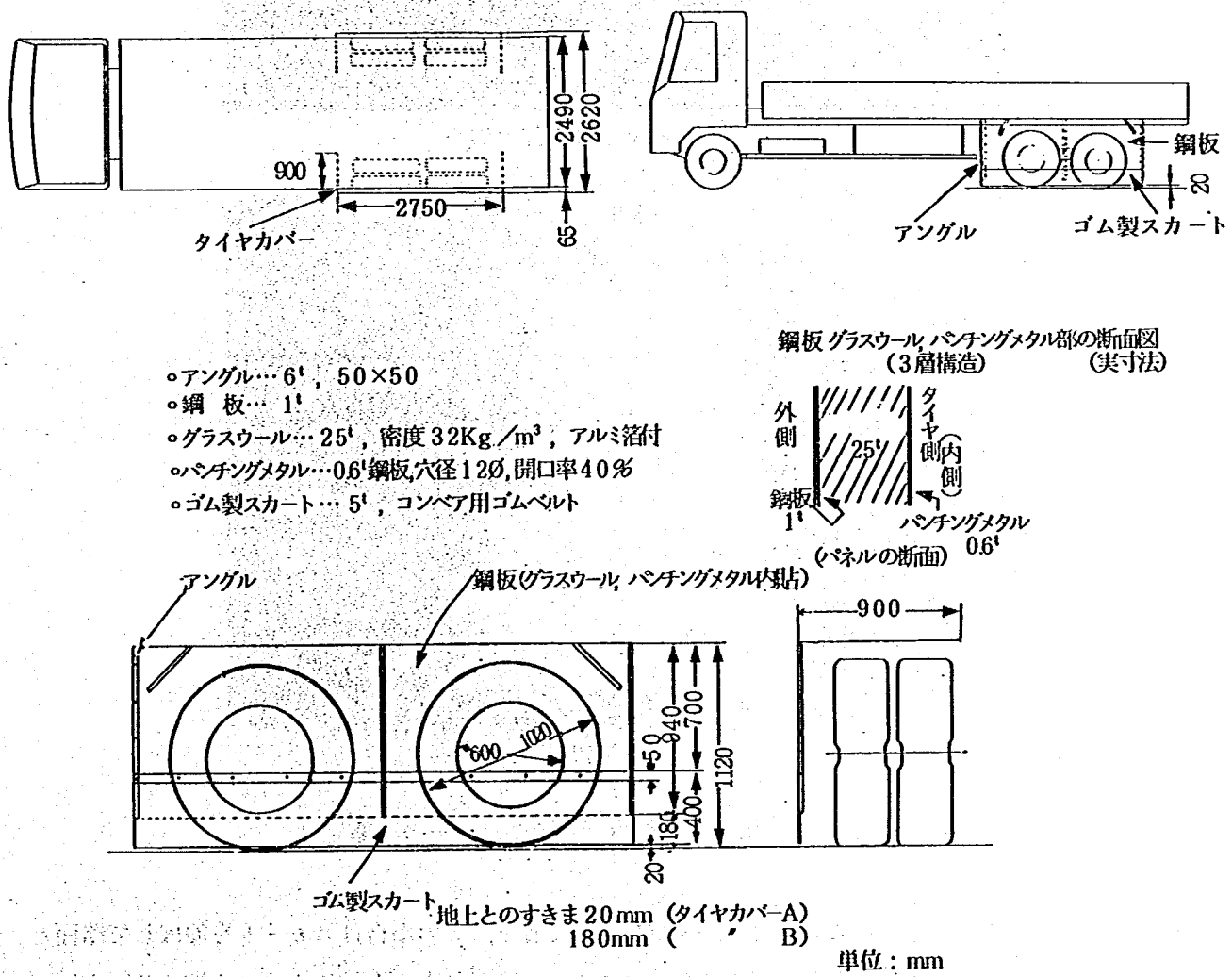
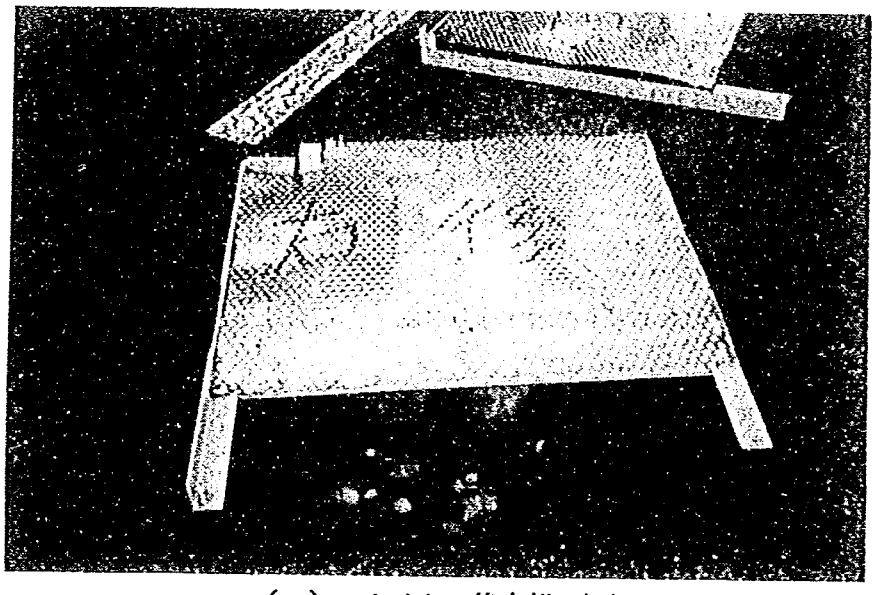
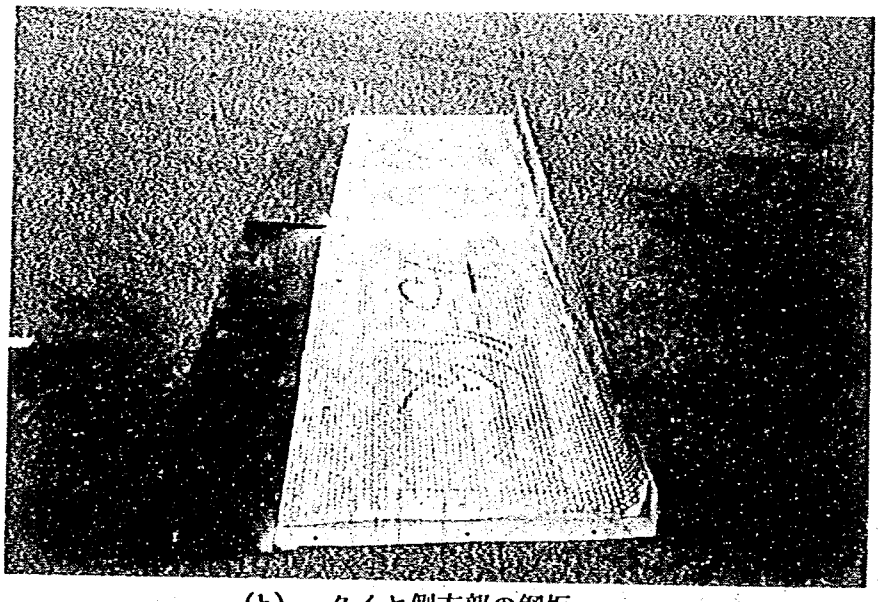


図4・1　タイヤカバーの構造

このタイヤカバーは図4・3のように，まずアングルによる骨組を荷台の床下に取り付け，これに図4・2に示すような吸音処理が施された厚さ1mmの鋼板でタイヤの周囲をカバーするよう固定する構造となっているが，今回の試験ではタイヤの内側つまり車軸側に当る面まではカバーしなかった。また，カバーの下端1／3 程度はゴム製のスカートにしてある。これは，路面の突起物からタイヤカバーを保護するためと，路面とタイヤカバーとのすき間を可変できるようにするためである。



（a） タイヤの後方部の鋼板



(b) タイヤ側方部の鋼板

図4・2 吸音処理が施された鋼板（タイヤカバーの一部）

図4・4は，タイヤカバーを試験車に装備した状態を示しており，この場合はスカートを伸ばして路面とのすき間を約20mm にしてある。また，図4・5は，スカートを折りかえし路面とのすき間を約180mm にした状態である。なお，このタイヤカバーの重量は，左右合わせて163.2Kg であった。

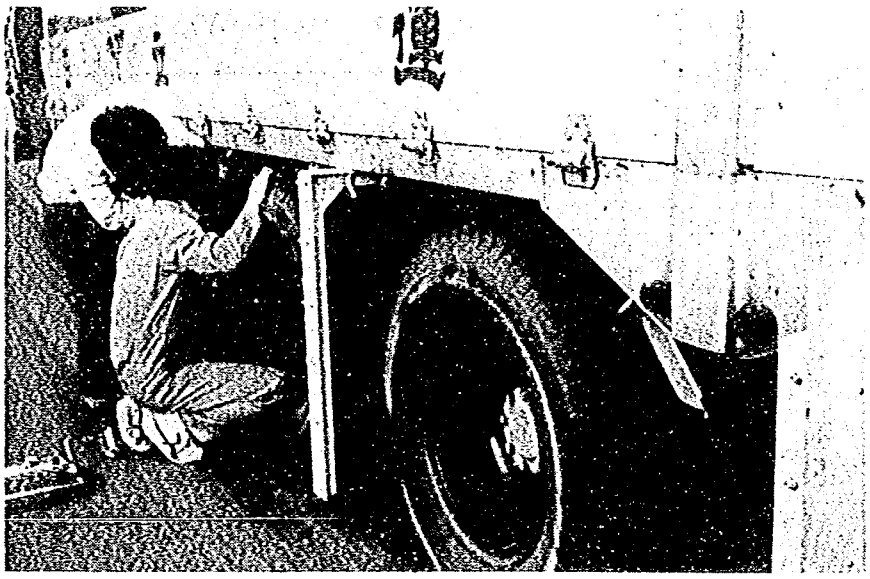


図4・3　タイヤカバーの取付け状況

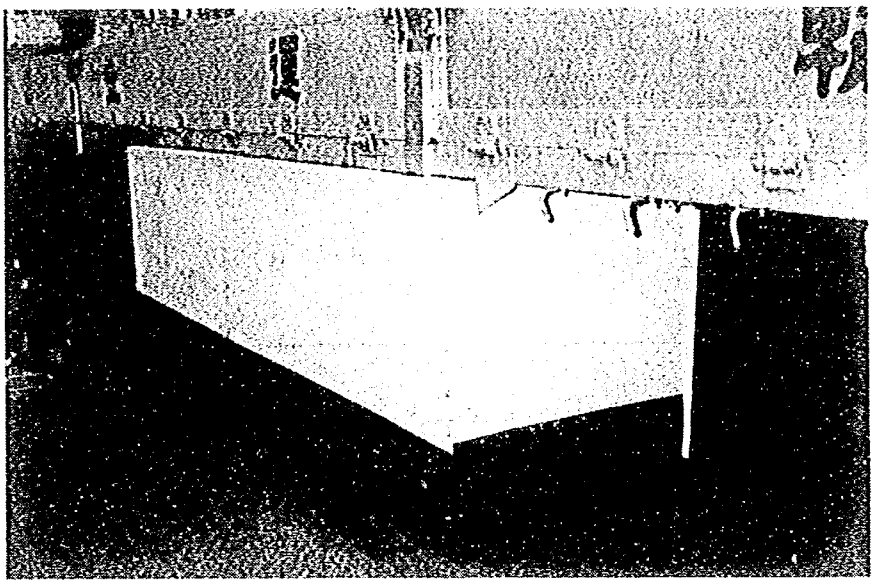


図4・4　タイヤカバーA（路面とのすき間約20mm）

4.2　試験方法

タイヤカバーを装備した試験車を用いて定常，惰行，加速，定置，近接の各騒音試験を3で述べた方法で実施した。タイヤカバーと路面とのすき間が遮音性能にどの程度影響するかを調べるのもひとつの調査目的であるため，タイヤカバーのスカートをいっぱいに下げ路面とのすき間を約20mm にした場合（以下，タイヤカバーAとする）と，これを折りかえして路面とのすき間を約180mm にした場合（以下，タイヤカバーBとする）の2通りについて試験を行った。また，3の場合と同様に，リブタイヤを装着した場合とラグタイヤを装着した場合それぞれについて試験を行った。

表4・1　騒音試験結果（タイヤカバーA）

単位：dB（A）

試験項目	タイヤ及び測定位置	バイアスリブタイヤ 第1測定地点	バイアスリブタイヤ 第2測定地点	バイアスラグタイヤ 第1測定地点	バイアスラグタイヤ 第2測定地点
定速走行	40Km/h	74.0	74.5	74.5	74.8
	50 〃	76.0	76.7	77.3	77.3
	60 〃	79.0	79.2	80.3	81.0
	70 〃	82.2	82.7	84.8	84.5
	80 〃	83.5	83.7	86.3	86.8
惰行	40Km/h	68.7	68.2	69.5	70.0
	50 〃	72.2	71.5	73.3	73.3
	60 〃	73.5	73.7	75.3	75.3
	70 〃	76.0	76.0	81.3	81.0
	80 〃	78.0	77.7	84.8	83.8
加速	ギヤ位置3速	85.5	}平均85.5	85.5	}平均85.7
	3速	85.5		85.8	
	4速	83.2	}平均83.1	83.0	}平均83.3
	4速	83.0		83.5	
定置	rpm＼測定位置	車両中心	エンジン	車両中心	エンジン
	1100	69.5	69.5		
	1500	75.7	75.0		
	1725	77.7	77.2		
	2300	82.7	82.7		
近接	rpm＼測定位置	エンジン	排　気	エンジン	排　気
	1100	81.7	84.2		
	1500	87.5	89.7		
	1725	89.7	92.2		
	2300	95.0	97.0		
	2300から急激に減速	95.0	97.0		

表4・2　騒音試験結果（タイヤカバーB）

単位：dB（A）

試験項目	タイヤ及び測定位置	バイアスリブタイヤ 第1測定地点	バイアスリブタイヤ 第2測定地点	バイアスラグタイヤ 第1測定地点	バイアスラグタイヤ 第2測定地点
定速走行	40Km/h	75.3	75.8	75.5	75.3
	50 〃	77.3	77.8	78.5	78.8
	60 〃	79.8	79.8	81.5	81.5
	70 〃	82.3	82.3	84.3	84.0
	80 〃	84.3	84.5	86.3	86.5
惰行	40Km/h	70.5	70.5	71.8	70.8
	50 〃	73.5	73.0	74.5	74.3
	60 〃	76.0	76.0	78.8	78.8
	70 〃	78.5	78.3	83.0	83.3
	80 〃	80.3	80.0	84.5	83.8
加速	ギヤ位置3速	85.5	}平均85.4	85.5	}平均85.5
	3速	85.3		85.5	
	4速	83.0	}平均82.9	83.3	}平均83.1
	4速	82.8		82.8	
定置	rpm＼測定位置	車両中心	エンジン	車両中心	エンジン
	1100	69.5	69.3		
	1500	75.5	75.3		
	1725	77.3	77.3		
	2300	82.5	82.5		
近接	rpm＼測定位置	エンジン	排　気	エンジン	排　気
	1100	81.3	84.8		
	1500	87.3	90.3		
	1725	89.5	92.5		
	2300	95.0	97.3		
	2300から急激に減速	95.0	97.3		

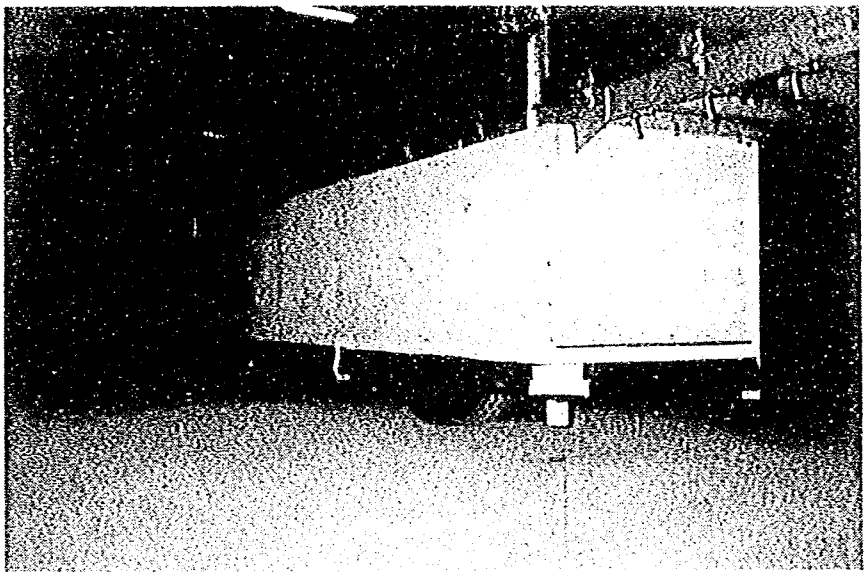


図4・5　タイヤカバーB　(路面とのすき間約180mm)

4.3　試験結果

タイヤカバーを装備して実施した各種車外騒音試験結果を表4・1，表4・2に示す。

(1)　定常走行騒音試験

図4・6は，タイヤカバーAで行った試験結果である。図中の破線と実線は，騒音レベルをLog V (V：速度) で単回帰したものであり，破線はラグタイヤ，実線はリブタイヤのデータに対応している。ラグタイヤを装着した場合の方が，リブタイヤを装着した場合よりも，40～80 Km/h の全速度領域においてレベルが高くなっている。また，両者の差は，速度が高くなるに従って徐々に大きくなるが，その差は80 Km/h でも高々3dB(A)程度であり，タイヤカバーを装備しなかった場合の5dB(A)と比べるとかなり小さくなっている。

図4・7は，タイヤカバーBを装備した場合の試験結果であり，50Km/h以下の低速域を除いてはタイヤカバーAの場合とほぼ同様な傾向を示している。

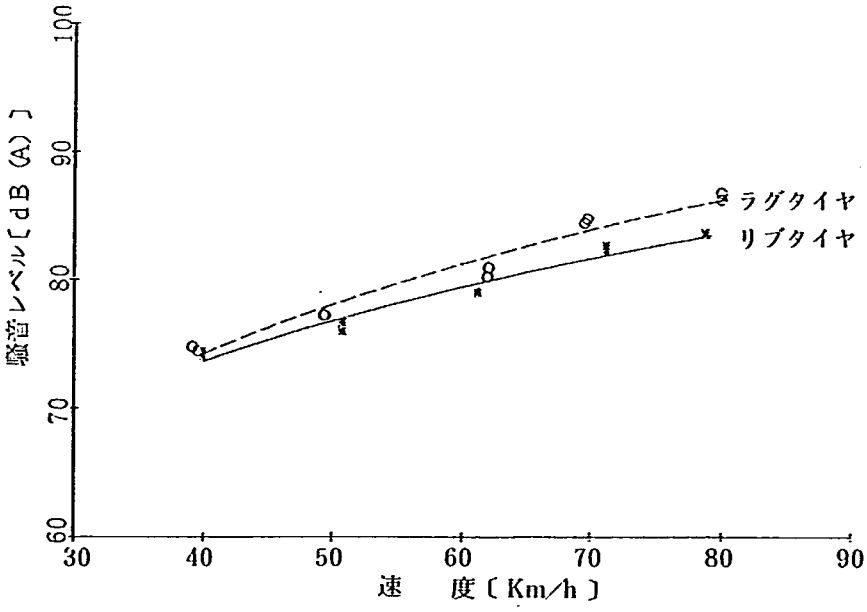


図4・6　定常走行時の騒音レベル
(タイヤカバーA)

(2) 惰行走行騒音試験

図4・8は，タイヤカバーAを装備して行った惰行走行試験の結果である。定常走行の試験結果と同様にラグタイヤを装着した場合の方がリブタイヤの場合よりも高いレベルを示しているが，両者の差は定常走行試験に比べて大きく，80Km／hで5dB(A)以上の差が生じている。

図4・9は，タイヤカバーBを装備した場合よりも1～2dB(A)高いレベルになっているが，全体的に似た傾向を示している。

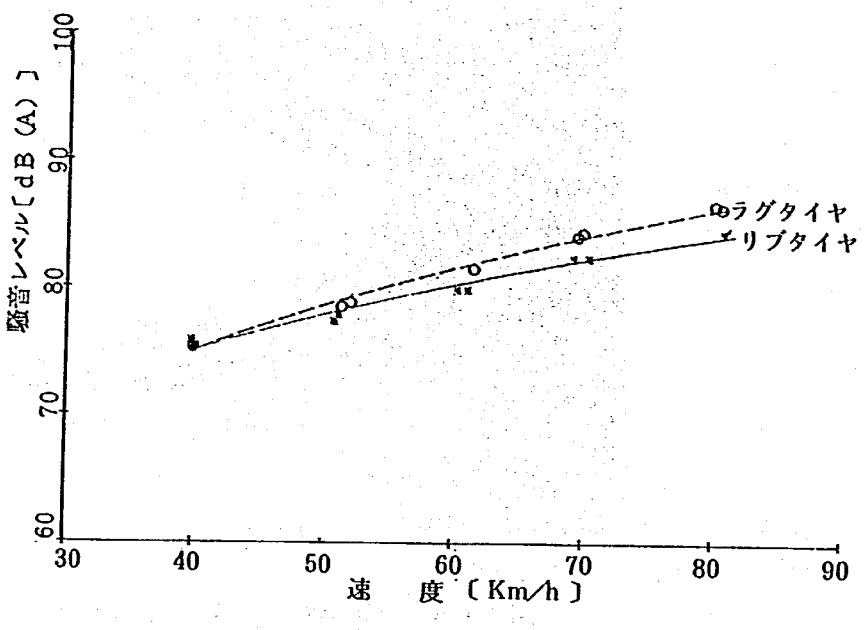


図4・7　定常走行時の騒音レベル
（タイヤカバーA）

(3) 加速走行騒音試験

表4・1，表4・2および表3・2からタイヤカバーを装備して試験した加速走行騒音とカバーを装備しなかった場合を比較すると3速の加速，4速の加速とも，タイヤカバーによる騒音低減効果はほとんどみられない。これは3で述べたように加速騒音にはタイヤ音がほとんど影響していないことからも当然の結果であり，タイヤカバーによる排気音のしゃへい効果も試験結果からみる限りでは期待できない。

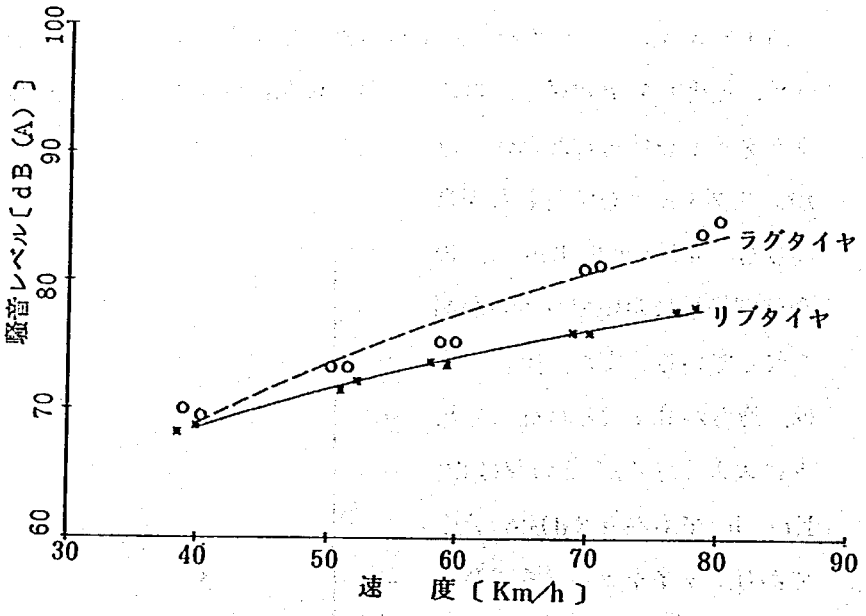


図4・8　惰行走行時の騒音レベル
（タイヤカバーA）

(4) 定置騒音試験

表4・1，表4・2から定置騒音試験の結果をみると，タイヤカバーA，Bとも同様なレベルを示している。さらに，タイヤカバーを装備しない場合と比較しても，ほとんど差がみられない。この場合も

加速騒音と同様に機関音あるいは排気音のタイヤカバーによるしゃへいや反射等の影響が生じるものと思われたが，その影響はほとんどないといえる。

(5) 近接騒音試験

表4・1，表4・2の近接騒音試験の結果をみると，この場合も定置試験の結果と同様に，タイヤカバーを装備してもしなくてもレベルの変化はほとんどない。したがって，タイヤカバーによる影響はないものと考えられる。

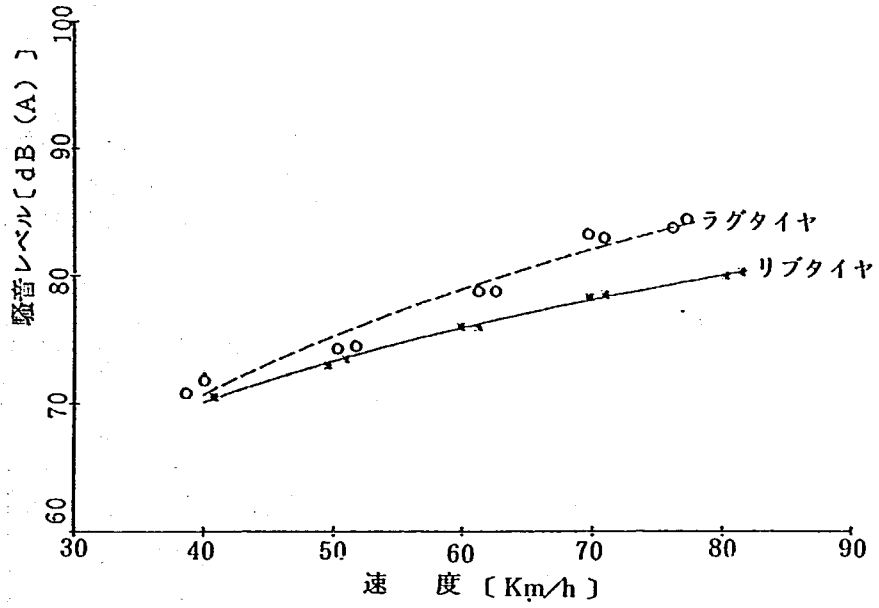


図4・9　惰行走行時の騒音レベル
（タイヤカバーB）

4.4　タイヤカバーの効果

ここでは，定常走行騒音と惰行騒音について，タイヤカバーを装備した場合と装備しない場合の試験結果や1/3オクターブ分析結果を比較し，タイヤカバーの効果を検討する。表4・3にタイヤカバーによる騒音低減量を示す。

(1) タイヤカバーによる騒音低減効果

図4・10は，リブタイヤを装着した場合の定常走行騒音と速度の関係を，タイヤカバーなし，タイヤカバーA，タイヤカバーBのそれぞれについて示したものである。また，この結果をもとにしてタイヤカバーによる騒音低減量をみたものが図4・11である。騒音低減効果は，タイヤカバーAの方がタイヤカバーBよりもわずかながら上回っており，タイヤカバーAで1.7～2.0 dB（A），タイヤカバー

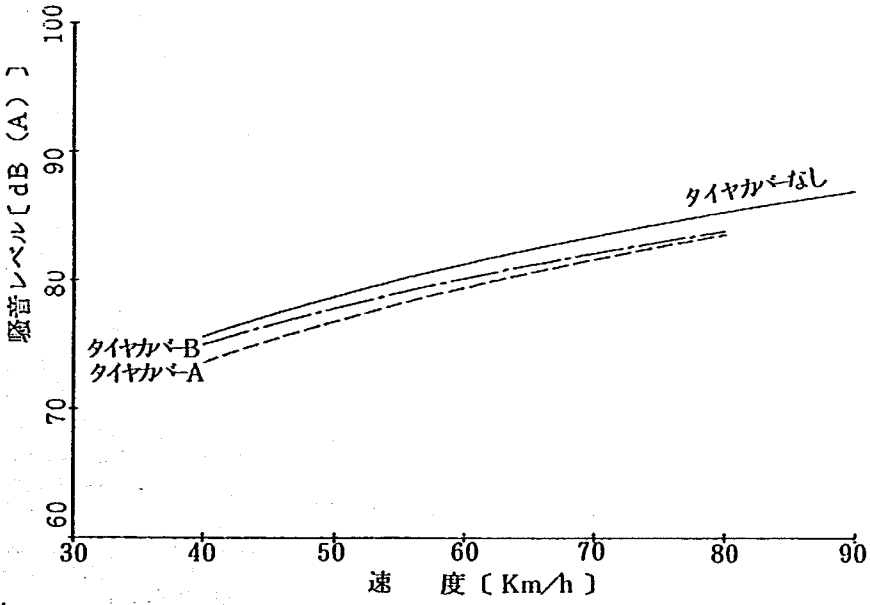


図4・10　定常走行時の騒音レベル
（リブタイヤ）

Bで0.6～1.5 dB（A）の効果が認められるが，タイヤカバーAとBの効果にはそれほどの差がないといえる。

表4・3　タイヤカバーによる騒音低減量

（タイヤカバーなしの場合の騒音レベル－タイヤカバーを装備した場の騒音レベル，表中の数字で負は騒音レベルが増加していることを示す）

単位：dB（A）

試験項目 ＼ タイヤカバー及びタイヤ		タイヤカバーA			タイヤカバーB		
		リブタイヤ		ラグタイヤ	リブタイヤ		ラグタイヤ
定速走行	40Km/h	2.0		1.4	0.6		0.7
	50 〃	1.9		2.3	0.9		1.8
	60 〃	1.8		3.0	1.1		2.8
	70 〃	1.8		3.6	1.3		3.6
	80 〃	1.7		4.2	1.5		4.3
惰行	40Km/h	3.0		3.5	1.4		1.6
	50 〃	3.3		4.3	1.6		2.6
	60 〃	3.5		4.9	1.7		3.3
	70 〃	3.7		5.4	1.8		4.0
	80 〃	3.9		5.9	1.9		4.5
加速	ギヤ位置3速	－0.1		－0.2	0		0
	〃 4速	－0.2		0.4	0		0.6
定置	rpm＼測定位置	車両中心	エンジン		車両中心	エンジン	
	1100	－0.2	－0.2		－0.2	0	
	1500	－0.4	－0.2		－0.2	－0.5	
	1725	0.3	0.3		0.7	0.2	
	2300	0.3	0.3		0.5	0.5	
近接	rpm＼測定位置	エンジン	排気		エンジン	排気	
	1100	0.1	0.3		0.5	－0.3	
	1500	0	0.6		0.2	0	
	1725	0.3	0.3		0.5	0	
	2300	0.3	0.3		0.3	0	
	2300から急激に減速	0.3	0.3		0.3	0	

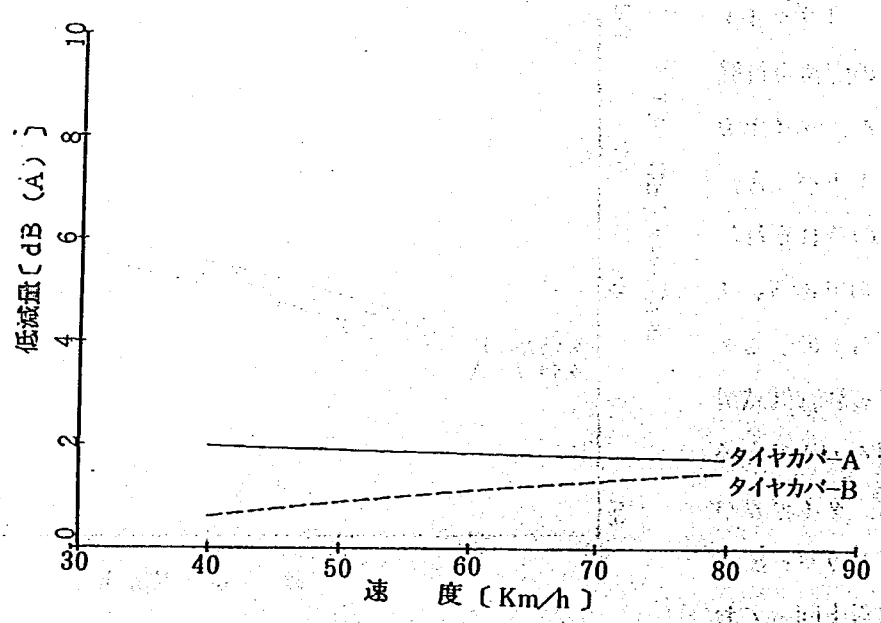


図4・11　タイヤカバーによる定常走行時の騒音低減量
（リブタイヤ）

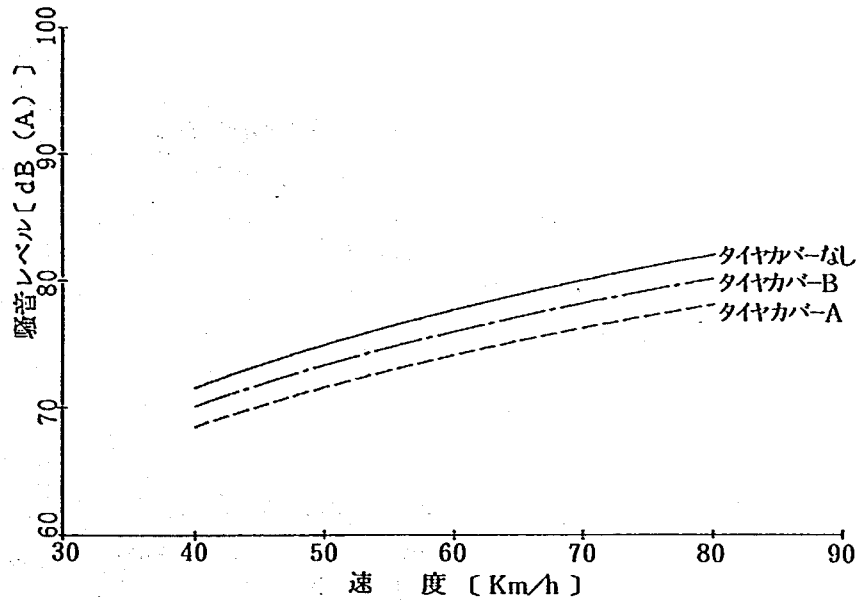


図4・12　惰行走行時の騒音レベル
（リブタイヤ）

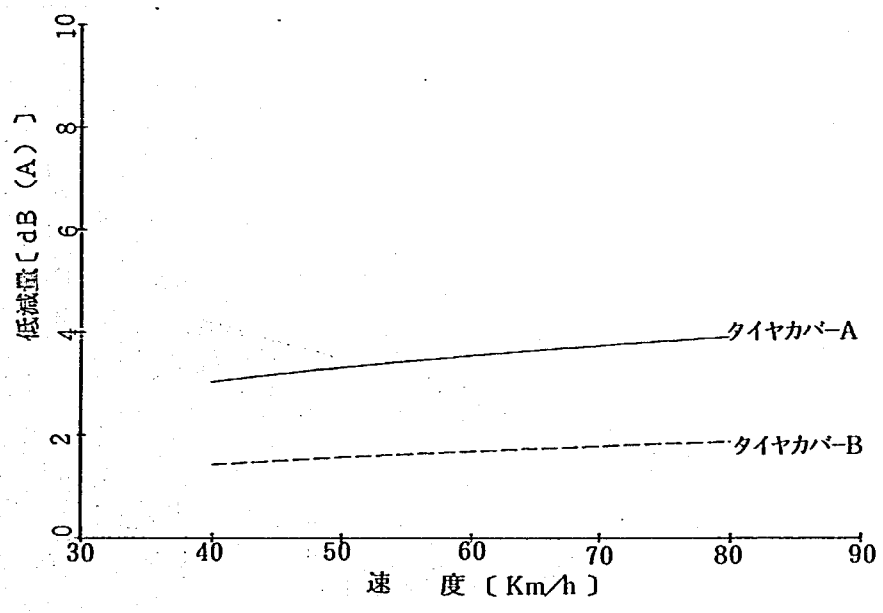


図4・13　タイヤカバーによる惰行走行時の騒音低減量
（リブタイヤ）

図4・12, 図4・13 は，同じリブタイヤを装着した場合の惰行騒音について比較した結果であり，タイヤカバーAで3.0～3.9 dB（A），タイヤカバーBで1.4～1.9 dB（A）といったように，当然のことながら路面とのすき間を少なくしたタイヤカバーAの方により大きな効果が認められる。

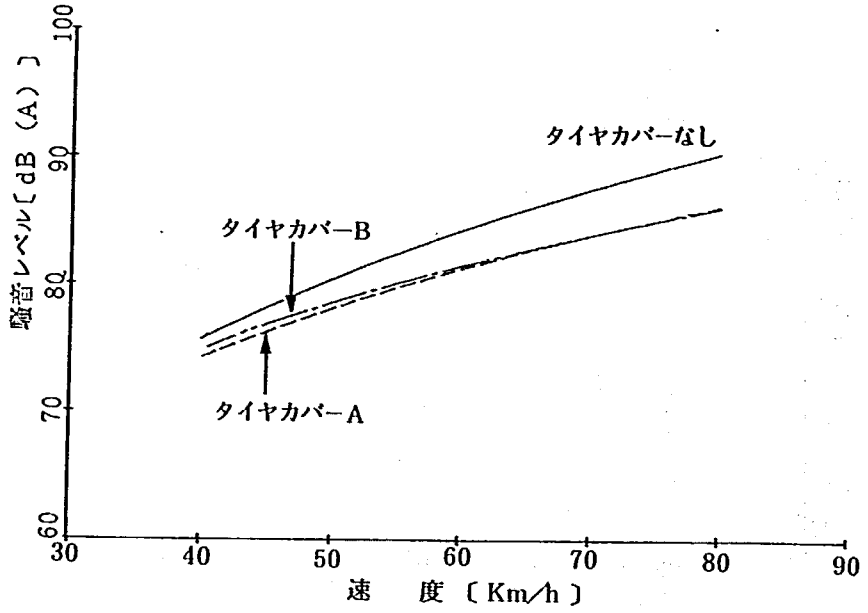


図4・14　定常走行時の騒音レベル
（ラグタイヤ）

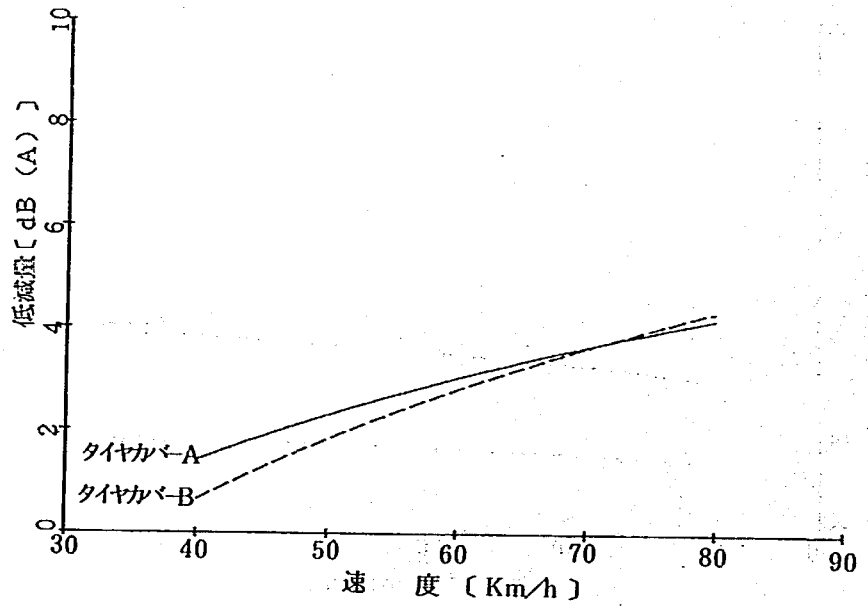


図4・15　タイヤカバーによる定常走行時の騒音低減量
（ラグタイヤ）

図4・14，図4・15 は，ラグタイヤを装着した場合の定常走行騒音を比較したものであり，タイヤカバーAとBの騒音低減効果はほとんど同じである。タイヤカバーA，Bとも40Km/h程度の低速域ではあまり効果がみられないが，速度が高くなるにしたがって効果が大きくなり，80Km/hでは，約4dB（A）にも達している。

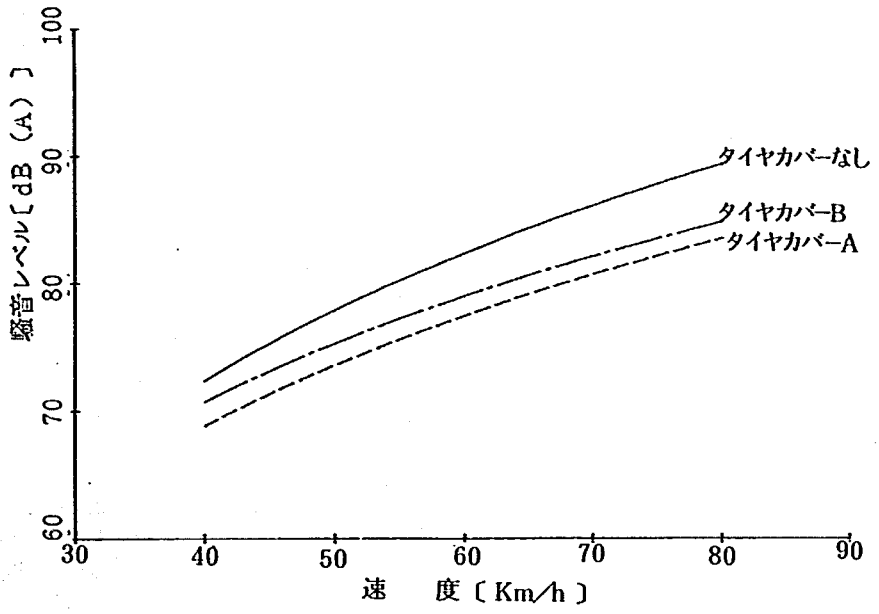


図4・16　惰行走行時の騒音レベル
（ラグタイヤ）

図4・16，図4・17は，同じラグタイヤを装着した場合の惰行騒音に対する結果であり，この場合は，低速域からタイヤカバーによる低減効果がみられる。また，タイヤカバーAとBの差も明確に現われており，速度40Km/hにおけるタイヤカバーAの騒音低減量は3.5dB（A），タイヤカバーBの場合は1.6dB（A）となっているが，80Km/hになると低減量はさらに大きくなり，タイヤカーAで5.9dB（A），タイヤカバーBで4.5dB（A）となっている。ここでも，路面とのすき間を少なくしたタイヤカバーAの方が，タイヤ騒音の低減に対して効果があることが分る。

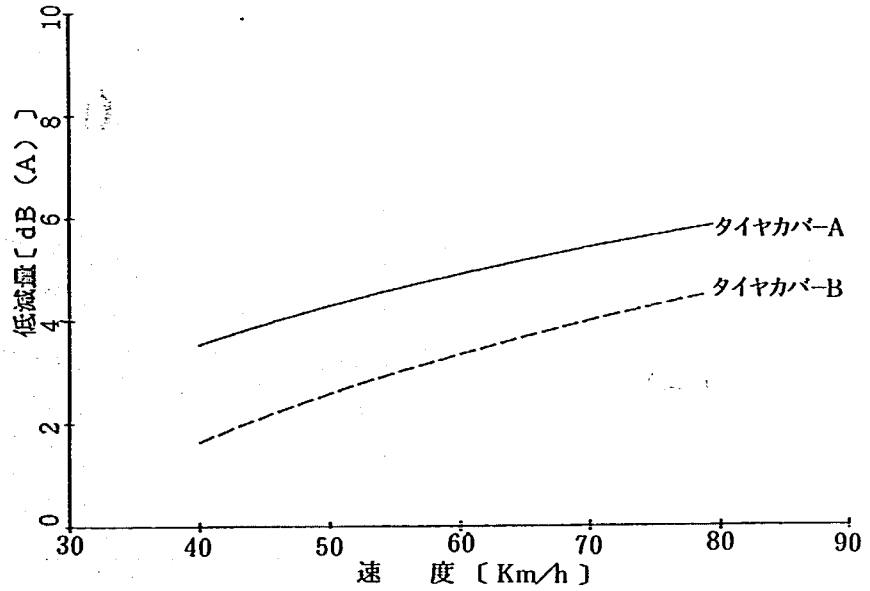


図4・17　タイヤカバーによる惰行走行時の騒音低減量
（ラグタイヤ）

このようにタイヤカバーA，Bの差が惰行騒音に顕著に現われ，定常走行騒音にあまり明確に現われ理由は，定常走行騒音に対してはタイヤカバーBを装備することですでにエンジンや排気音に比べてタイヤ音が十分に低くなり，より遮音性能の高いタイヤカバーAを装備してもそれだけの効果が現われなかったためと考えられる。

図4・18は，リブタイヤを装着した場合のタイヤカバーによるタイヤ騒音寄与率の変化を（3.1）式を用いて求めた結果である。タイヤカバーなしで0.4～0.45であった寄与率は，タイヤカバーAを装備することによって0.3以下になっている。

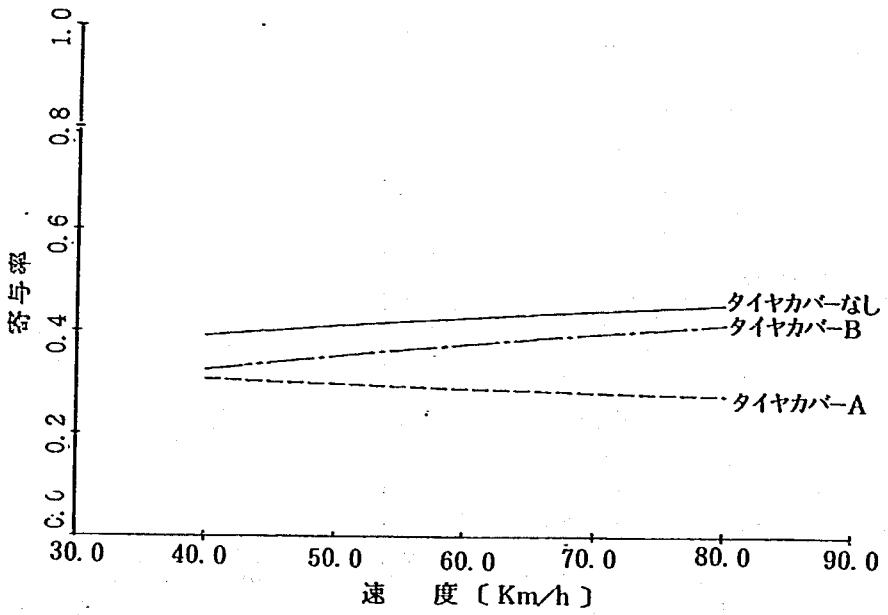


図4・18　定常走行時のタイヤ騒音寄与率
（リブタイヤ）

図4・19は，ラグタイヤを装着した場合であるが，タイヤカバーAを装備することによってカバーがない場合よりも寄与率は0.2～0.25程度下がり，寄与率は最高でも0.5程度になっている。またタイヤカバーBを装備することによるタイヤ騒音寄与率の下がり方は，リブタイヤ，ラグタイヤいずれの場合でもタイヤカバーAの場合よりかなり小さいことが分かる。

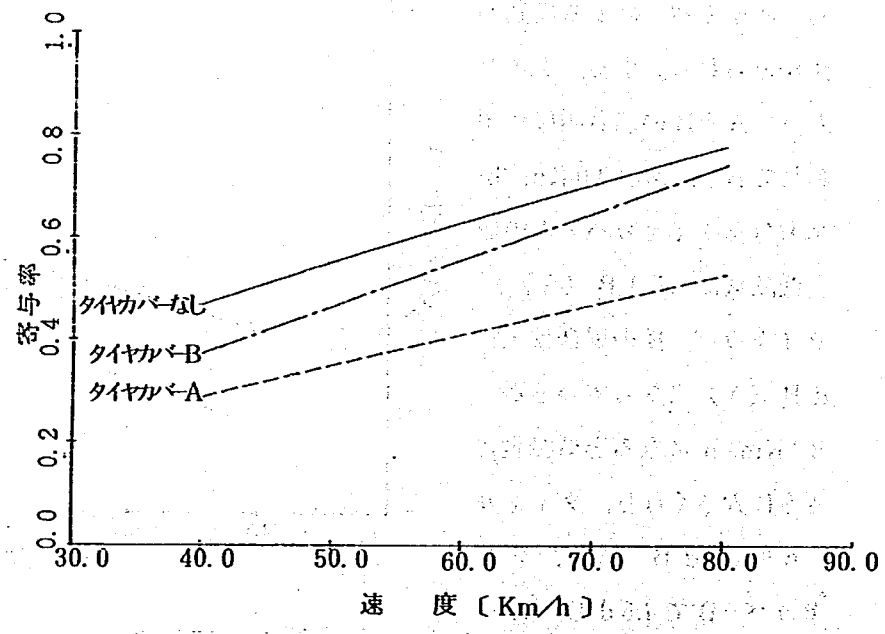


図4・19　定常走行時のタイヤ騒音寄与率
（ラグタイヤ）

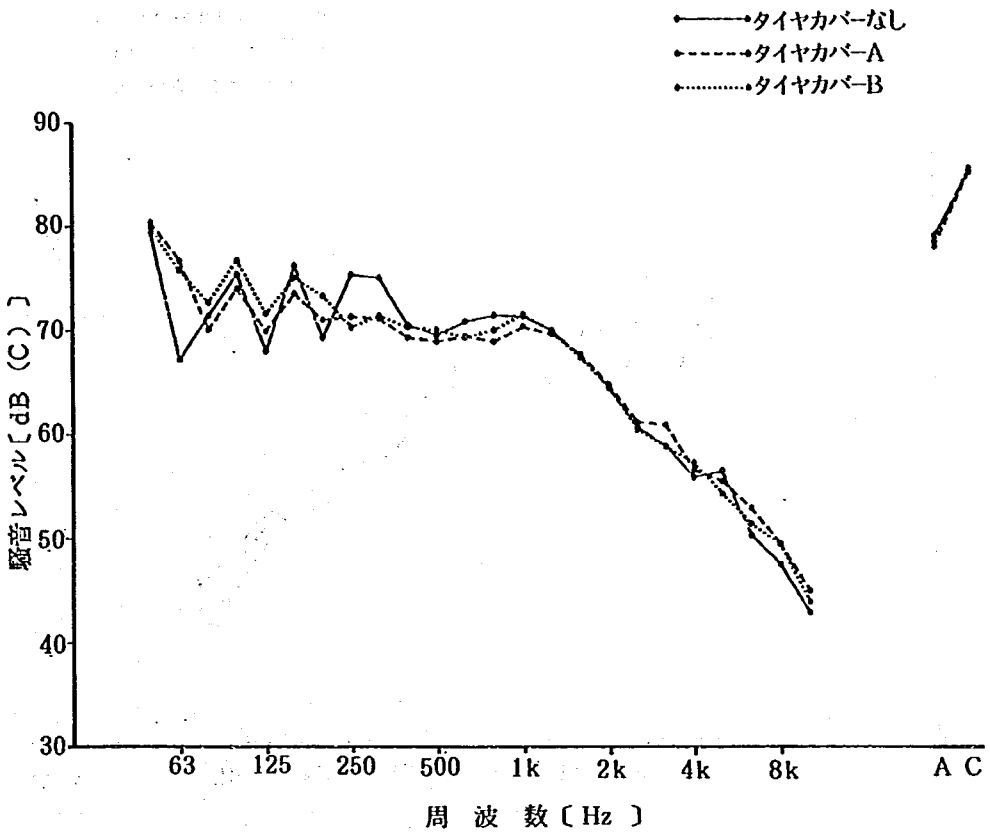


図4・20　定常走行騒音の1/3オクターブ周波数分析　（リブタイヤ，50 Km/h）

(2) 周波数分析

図4・20は，リブタイヤを装着した場合の速度50Km/hの定常走行試験における1／3オクターブ周波数分析の結果であり，実線はタイヤカバーなしの場合，破線と点線はそれぞれタイヤカバーA，タイヤカバーBを装備した場合を示しているが，250Hz付近にタイヤカバーの効果がみられる。また，タイヤカバーAとBの間には明確な差は認められない。図4・21は，速度70Km/hの同様な結果であり，400Hz～1.35 kHzの周波数領域で，わずかながらタイヤカバーの効果がみられるが，タイヤカバーAとBの差は明確に現われていない。

図4・22は，同じリブタイヤを装着した場合の50Km/hの惰行試験における結果であり，ほぼ周波数全域にわたって低減効果がみられ，とくに200～1.5 kHzの中間周波数帯域における効果が大きい。このような傾向は，図4・23に示す70Km/hの場合により顕著に現われており，200～1.5 kHzの中間周波数帯域はもとより全周波数帯域にわたってタイヤカバーの効果が明確にみられる。また，とくに路面とのすき間を少なくしたタイヤカバーAの効果が大きいことが分かる。

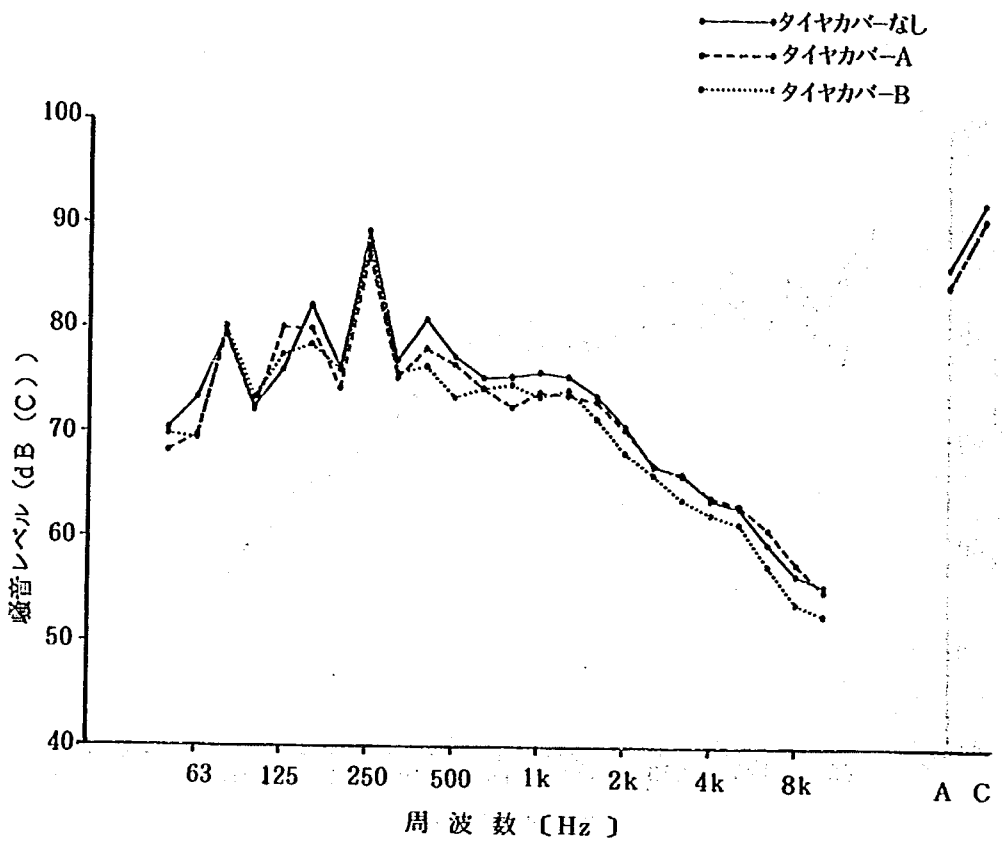


図4・21　定常走行騒音の1/3オクターブ周波数分析（リブタイヤ，70Km/h）

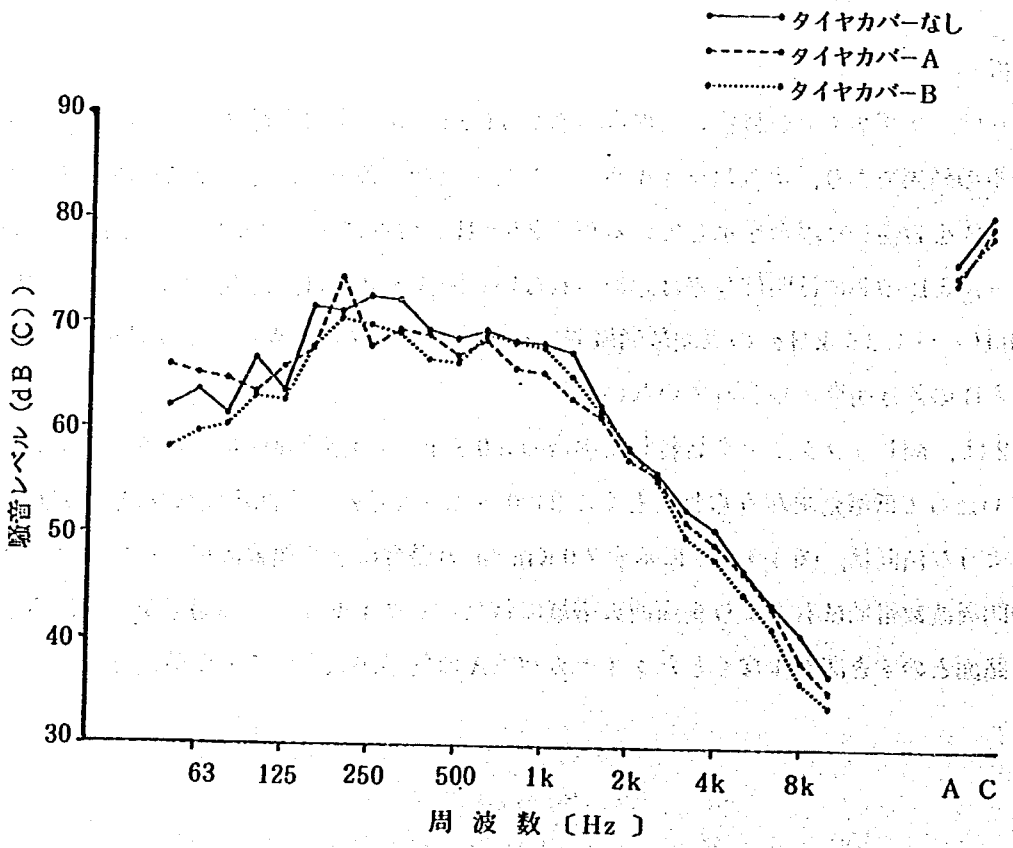


図4・22　惰行騒音の1/3オクターブ周波数分析（リブタイヤ，50Km/h）

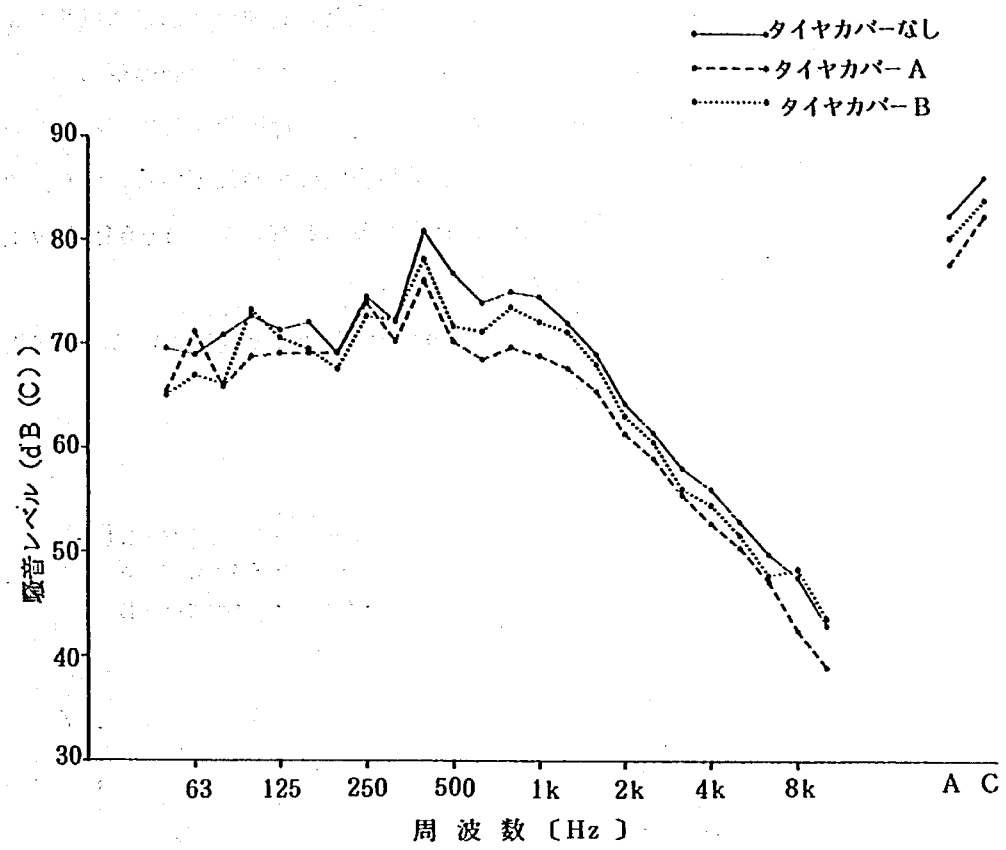


図4・23　惰行騒音の1/3オクターブ周波数分折（リブタイヤ，70Km/h）

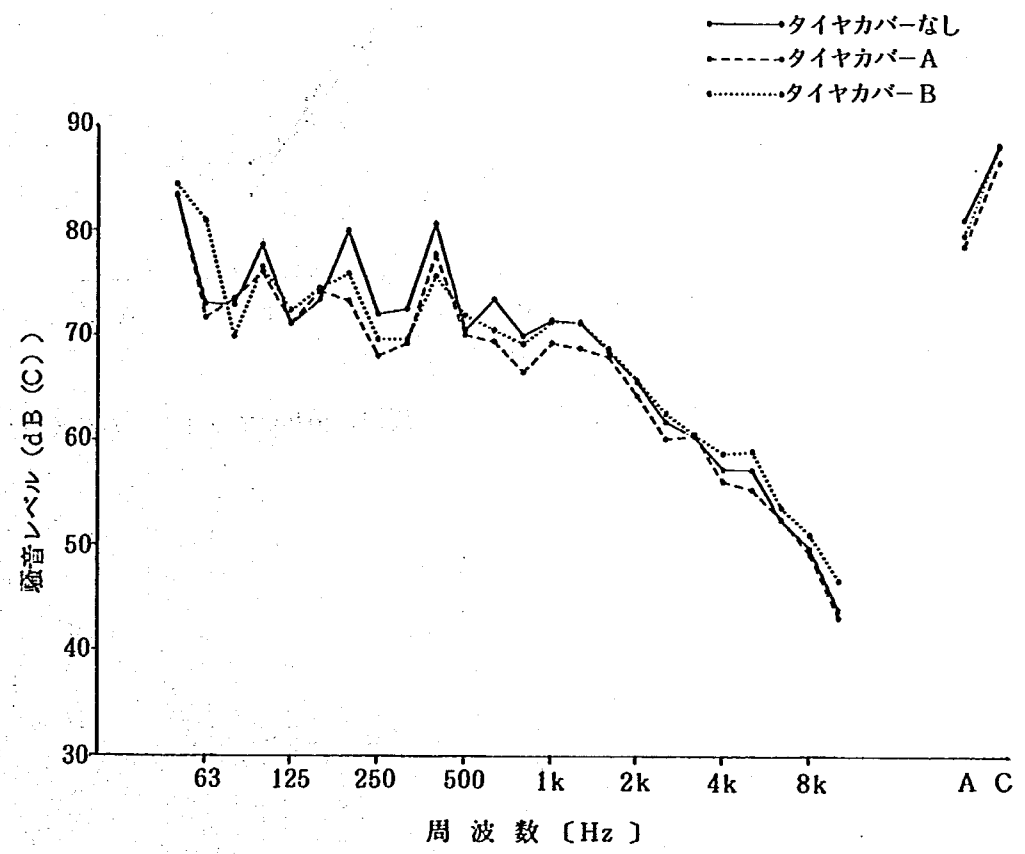


図4・24　定常走行騒音の1/3オクターブ周波数分折.(ラグタイヤ，50Km/h)

図4・24は，ラグタイヤを装着した場合の50Km/hの定常走行試験における結果であり，タイヤ音に関係している200Hz と400Hzあたりのピークで，タイヤカバーの効果がみられる。70Km/hの場合も図4・25に示すように同様な結果となっており，タイヤ音に関係している200～315Hzにおけるピークをはじめとして，全周波数帯域に低減効果が明確に現われている。また，タイヤカバーによる効果の差は，オーバーオールレベルでみる限りほとんどみられないが，400Hz 以上の高周波域では，タイヤカバーAの効果の方がやや大きくなっている。

図4・26，図4・27は，同じラグタイヤを装着した場合の惰行試験における結果であり，定常走行騒音の場合とほとんど同じ結果となっている。

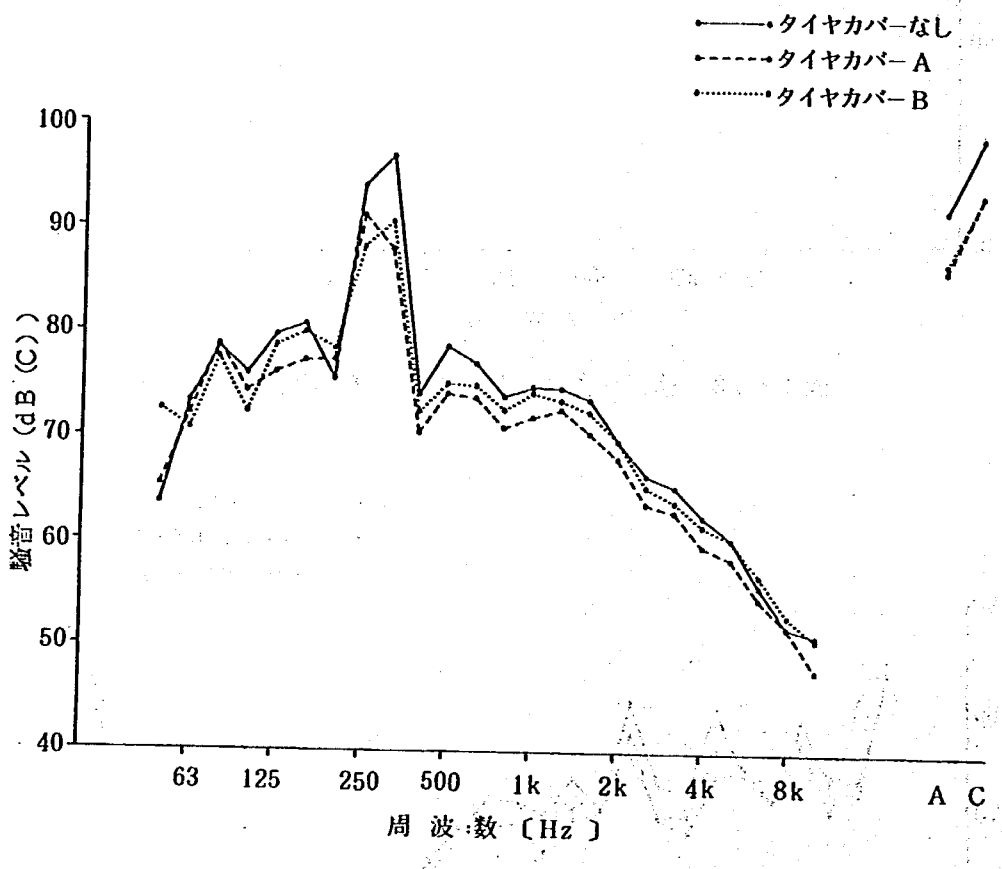


図4・25　定常走行騒音の1/3オクターブ周波数分析(ラグタイヤ，70Km/h)

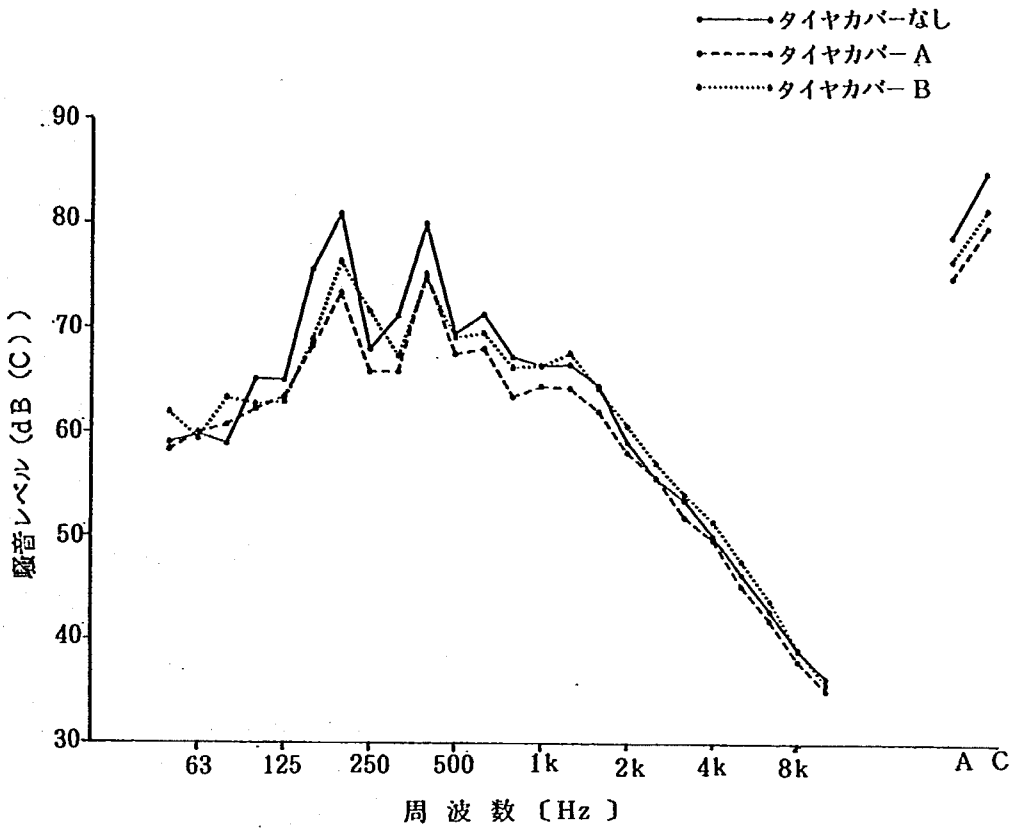


図4・26　惰行騒音の1/3オクターブ周波数分析　（ラグタイヤ，50Km/h）

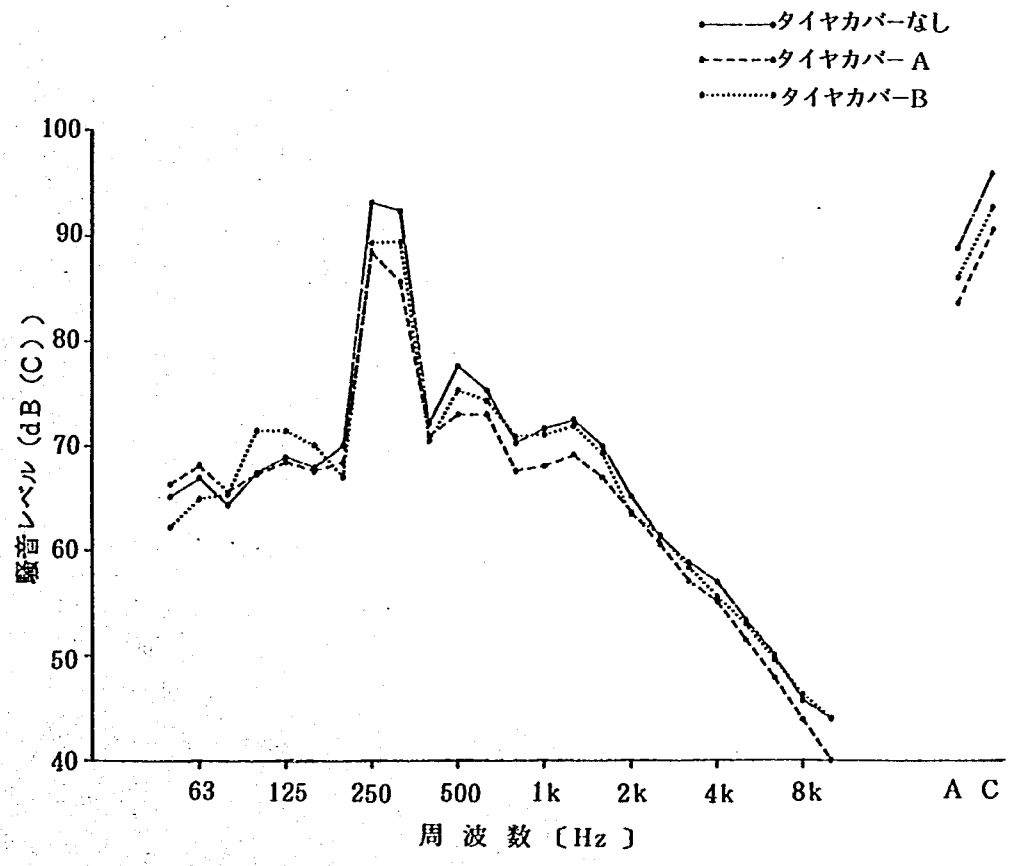


図4・27　惰行騒音の1/3オクターブ周波数分析（ラグタイヤ，70Km/h）

5　まとめ

大型車の騒音対策の現状について文献調査を行い，大型トラックを用いて各種の騒音試験を実施し，自動車騒音の特性を調べた。さらに，このトラックにタイヤカバーを試作装備して，その効果について調べた。得られた結果を要約するとつぎのようになる。

1）　これまで実施されてきた大型車の騒音対策のほとんどはエンジン音および排気音に集中している。

2）　エンジン音のうち燃焼音の対策には，燃料噴射時期の遅延やターボチャージャの付加により圧力上昇率を抑える方法が用いられているが，燃費，出力，排ガス等との関連で困難な問題が多い。

3）　エンジン各部から放射される騒音に対しては，シリンダブロック，シリンダカバーの剛性向上，オイルパン，シリンダヘッドカバーの二重化，吸排気マニホールドの防振処理などが施されているが，重量増加が伴うため設計段階で十分な検討が加えられている。

4）　エンジン本体での騒音対策にはエンジン性能との関連で限界があり，現状ではエンジンルームエンクロージャが併用されているが，これも冷却性能の面からそろそろ限界に近づいている。また，エンジンのカプセル化はまだ実験段階にあり，温度上昇，火災安全性，整備性，信頼性等の問題から実用化にはまだ多くの時間と研究が必要である。

5）　冷却系音についてはファン径の増大と回転数の低下，ファン形状の変更，冷却系全体のレイアウト変更，ラジエータの大型化等を組合せて総合的な対策が施されている。

6）　排気系音についてはマフラの容量増加と内部構造の変更によって対策が行われているが，車体構造からみて容量の増加はほぼ限界に近づいている。また排気管およびマフラ表面の放射音を防止するために，排気管，マフラの二重構造化や，フレキシブル管によるエンジン振動の遮断が行われている。

7）　タイヤ音に関しては，ラジアルリブタイヤはすでに低騒音化の限界に近づいているが，大型車に使用される機会の多いラグタイヤについては構造上対策が難かしく，使用を最低限におさえるような指導が必要であるように思われる。なおタイヤカバーによる対策はまだ実施されていない。

8）　タイヤ音は加速騒音に対してはほとんど影響していないと言えるが，定常走行騒音に対しては極めて大きく影響しており，とくにラグタイヤを装着した場合には定常走行騒音のうちの５０％（４０Km／h）～８０％（８０Km／h）がタイヤ音で占められていた。また，タイヤ音の影響はオーバオールレベルdＢ(A)に直接関係する２００Hz～1.5 kHzの周波数帯域でより顕著にみられた。

9）　リブタイヤとラグタイヤの差は主としてパターンノイズの違いによるものであり，ラグタイヤの場合には特定の周波数にパターンノイズによる大きなピークが生じるため，リブタイヤに比べて８０Km／h では実に7.2ｄＢ(A)も大きな音を発生していた。

10)　騒音規制に用いられる加速騒音は市街地を走行する際の最大騒音をとらえようとするものであるが，今回の測定ではラグタイヤを装着した場合の７０Km/h以上およびリブタイヤの９０Km/h 以上の定常走行騒音は加速騒音以上の値を示していた。

11)　路面とのすき間が約２０mm のタイヤカバー(A)と約１８０mmのタイヤカバー (B)を試作し，大型トラックに装備してその効果を測定したところ，定常走行に対してはタイヤカバー(A)で２ｄＢ(A)（リブ

タイヤ）～4dB(A)（ラグタイヤ），タイヤカバー(B)で1.5dB(A)（リブタイヤ）～4dB(A)（ラグタイヤ）の騒音低減効果が得られた。また惰行騒音に対してはさらに効果が大きく，とくにタイヤカバー(A)の場合には4dB(A)（リブタイヤ）～6dB(A)（ラグタイヤ）もの低減効果がみられた。

12) 加速騒音や定置騒音に対してはタイヤカバーの効果は全く認められなかったが，タイヤカバーの反射による悪影響もみられなかった。

あとがき

今回使用したタイヤカバーは，あくまでもテストコースにおける実験を前提に試作したものであり，一般道路上を走行することについては何ら考慮していない。タイヤカバーを装備して路上走行を行うことについてはつぎのような問題があると考えられる。

- 車両の最大幅は道路運送車両法の保安基準により2.5mに制限されているが，8t 積みトラックにおいては，ほとんど全てがこの制限一杯の車両幅となっており，タイヤカバーを設置するためには，車体構造の変更が要求される車が出てくる。
- 重量物を積載して長時間の高速走行を行うような場合には，タイヤカバーを装備することによってタイヤ温度はかなり上昇し，バーストをおこすおそれがある。
- タイヤの点検整備がむずかしく，タイヤ交換やチェーン着装に障害となる。実用化する場合には，着脱容易な構造もしくは可動式のカバーにしておく必要がある。
- タイヤカバーはラグタイヤについて効果的であるが，ラグタイヤを必要とする事はダンプ等悪路を走行する車であり，そのために支障とならないような方策を考える必要がある。

今後，これらの点が克服されて，騒音の少ない大型車が実現することを期待するものである。

参考文献

1） 武藤達雄：大型車の騒音対策と問題点，騒音制御Vol．5，№4，（1981）

2） 池上 詢：内燃機関における燃焼衝撃と騒音の発生，内燃機関Vol．13，№153，（1974，7）

3） 落合一臣：直接噴射式ディーゼル機関の騒音低減対策技術，自動車技術Vol．34，№12（1980）

4） 阪田清治：ディーゼルエンジンの省燃費化と振動・騒音，「省資源・省エネルギと振動騒音問題」シンポジウム，自動車技術会（1981）

5） 古浜庄一：ピストンスラップ騒音とその対策，内燃機関Vol．13，№153，（1974，7）

6） 佐藤 進：歯車の騒音と対策，内燃機関Vol．13，№153，（1974，7）

7） 武田耕一：自動車の騒音問題とその対策技術，機械の研究Vol．32，№1，（1980）

8） 斎藤敏光，稲川峯一：大型トラックの54年騒音対策車，自動車技術Vol．34，№12，（1980）

9） 畑村耕一，山田俊生：低騒音シリンダブロックの設計手法，自動車技術Vol．34，№12，(1980)

10） 神崎高義ほか：エンクロージャ技術について，自動車技術Vol．32，№12，（1978）

11） 武田耕一：冷却系騒音低減に関する研究，自動車技術Vol．32，№12，（1978）

12） J．W．Tyler ：The TRRL Quiet Heavy Vehicle Project，Proceeding Institution of Mechanical Engineers，Vol．193，（1979，2）

13） 稲川峯一，中村 康：大型車の排気騒音低減に関する研究，自動車技術Vol．32，№12，(1978)

14） 堺 健二ほか：最近の制振機について，自動車技術Vol．36，№12，（1982）

15） 山崎浩道：大型トラックなどの騒音低減に関する研究試作について，自動車技術Vol．32，№12，（1978）

16） 足立善八郎，岡本和雄：タイヤノイズについて，自動車技術Vol．36，№12，（1982）

17） 山崎俊一ほか：低騒音ラグタイヤの研究，自動車研究Vol．3，№2，（1981，2）

18） 本宮精一ほか：ラグタイヤ騒音発生機構の検討，日本自動車研究所研究速報，第41号（1975，12）

19） 迎 恒夫ほか：タイヤ騒音発生機構の解明，日本自動車研究所研究報告，第51号（1978，10）

20） 自動車騒音研究委員会：自動車の機関騒音に関する研究（第2報），日本自動車研究所研究速報，第23号（1974，7）

大型車騒音対策の現状と今後のタイヤ音対策

ISSN 0386－5878
土木研究所資料第2005号
マイクロフィルム 第　号
昭和58年5月（1983）
足立義雄，吉川良行

キーワード：大型車騒音，タイヤ

要旨

既存資料等により，自動車騒音対策の現状を調査するとともに，最新の大型トラックについて各種の騒音試験を行って自動車騒音の現状を把握し，さらに定常走行騒音の対策のひとつとして考えられるタイヤカバーの効果について調査を行った

○

郵便はがき

40円切手をはって下さい

305-□□

茨城県筑波郡豊里町大字旭一番地

建設省土木研究所

交通環境研究室 御中

No. 011

○

土木研究所資料第2005号　　部

上記のとおり受領しました。

所　属（住所）

氏　名　　㊞