

輸出向け地下鉄電車の開発

Development of Subway Cars for Export

近年、海外の新規地下鉄の入札では先進国が参加して、仕様と価格につながる技術の激しい競争が行なわれている。車体の軽量化では型材の全面採用と先頭、妻部へのFRP成形材の適用で、鋼製車並みの価格で軽量化を達成した例がある。低騒音化では停車、走行時の車内外騒音を規定している。また、快適化のために大容量の冷房と室内温度、風速分布の均一化が強く要求されている。日立製作所では、これらの点で国際競争力をもつ車両を製作した。この論文では、その車両の紹介と製作に当たって車両の立体構造解析、軽量車体の乗心地評価、騒音予測及び空調システムについて検討を行なった結果について述べる。

田中 稔*
若林 昭夫*
笠井健次郎**
寺田 勝之**
奥野 澄生**

Tanaka Minoru
Wakabayashi Akio
Kasai Kenjiro
Terada Katsuyuki
Okuno Sumio

1 緒 言

近年、エネルギー効率の良い鉄道輸送が都市高速交通機関として見直され、世界各地で新たな地下鉄計画が具体化しつつある。これらの大形プロジェクトでは図1に示す車体構造、車両性能などについて、高いレベルの仕様を広範囲に数値的に規定している。

日立製作所では今回、このようなニーズに基づき、国際的に競争力のある電車を開発し、この要求にこたえられるようにした。この論文では、この中で軽量車体を中心に述べる。

2 軽量車体の仕様概要

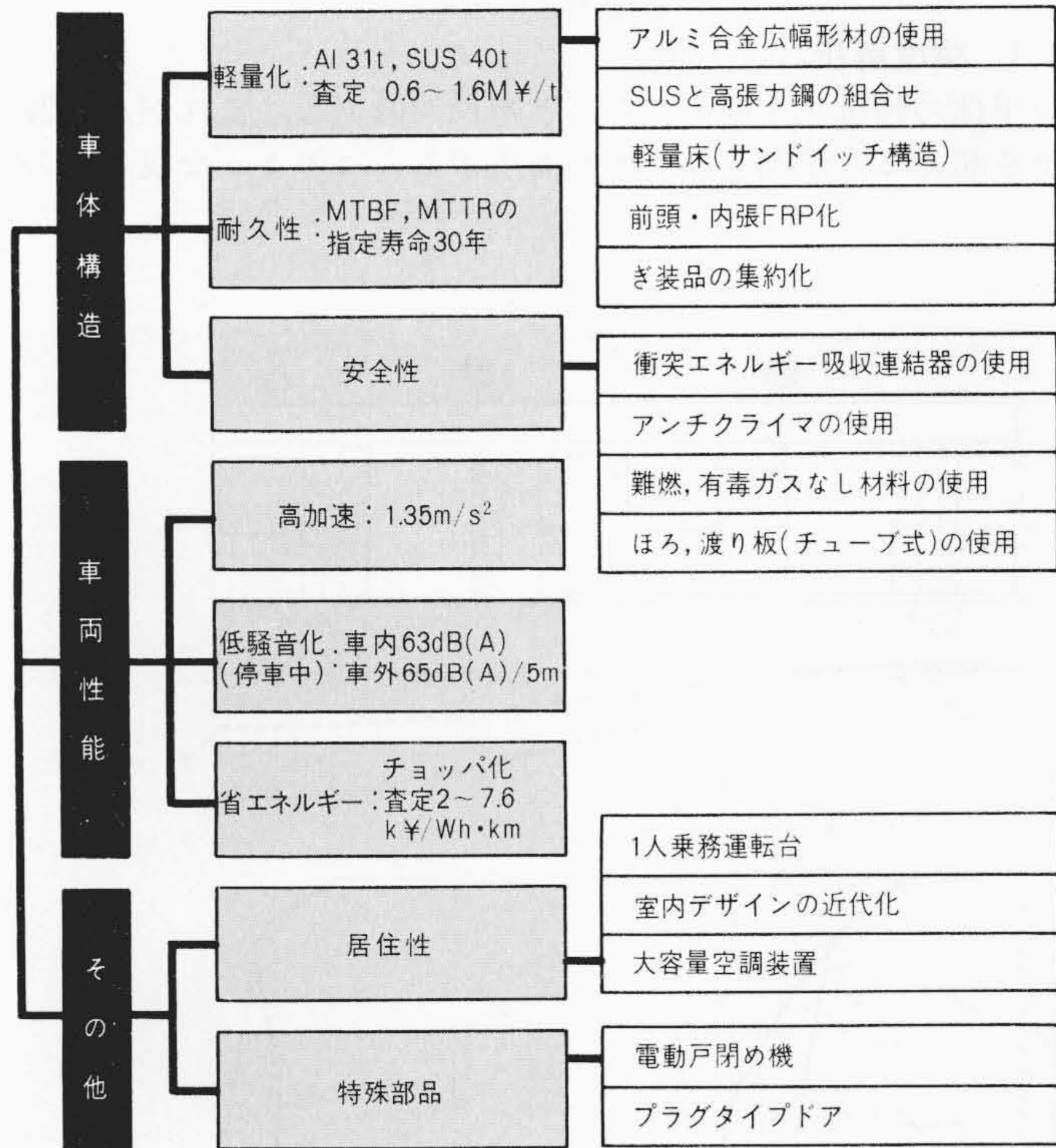
図2に軽量車体の外観を、表1に車体の主な仕様を示す。

3 軽量車体構造

軽量車体の構体は1両分を製作し、構体荷重試験及び振動加振試験を実施した。内装は半両分をぎ装し、車体中央で仕切って騒音試験、冷房試験及び照度試験を、また、デザイン

表1 軽量車体の主な仕様 車端上下荷重は、衝突時の車体の乗上りを防止するために設けたアンチクライマ部に作用するものである。

項 目	仕 様
車 種	軽合金製チョッパ制御電車
自 重	31.5 t
定 員	180人(座席54人、立席126人)
満 員	300人(22.5 t)
車 体 寸 法	長さ21,360×幅3,000×高さ3,519 (mm)
強 度 条 件	車端圧縮荷重: 941 kN {96.0 tf} 車端上下荷重: 221 kN {22.5 tf} 垂 直 荷 重: 417 kN {42.5 tf} 床上等分布



注：略字説明
MTBF=Mean Time Between Failures
MTTR=Mean Time To Repair
FRP=ガラス繊維強化プラスチック

図1 海外の地下鉄電車の動向 高いレベルの仕様を、広範囲に数値的に規定している。



図2 軽量車体の外観 車長21m、車幅3mのアルミ合金製の構体に、FRP製前頭部をボルトにより結合している。

* 日立製作所笠戸工場 ** 日立製作所機械研究所

専門家による立会などを実施した。なお、設計に当たっては有限要素法(FEM)を駆使して構体の適正部材配置を行なうとともに、騒音予測を実施した。この結果、構体で21%、車両全体で16%の軽量化を達成し、また、車体のしゃ音度を7dB(A)向上することができた。以下、これらの製作内容について紹介する。

3.1 台わく、構体

台わくは、車端部に斜めはりを採用して車端荷重を速やかに側はりに伝える構造とし、また、キーストンプレートを廃止して軽量化を行なっている。

側構体は、側外板にアルミ合金製広幅薄肉形材を使用して、軽量化と部品点数及び溶接線長さの削減を行なった。比較のために、左右の構体は工法を変えて製作している。

屋根は、アルミ合金製のコルゲート波板とたる木だけで構成し、部品点数の削減及び軽量化を行なっている。

3.2 前頭部及び運転室

車体の前頭部は、比較のためにガラス繊維強化プラスチック(FRP)成形品とアルミ合金製の溶接構造のものを製作した。FRP前頭は全面を一体成形して部品点数を大幅に削減するとともに、デザインのざん新化を図っている。

運転室の内張は、列車自動制御装置(ATO)機器などを収納する箱、荷物棚、窓縁などをFRPで一体成形して部品点数の削減を行ない、運転台は図3に示すように、熱可塑性樹脂成形品を採用してデザインのざん新化を図っている。また、この運転台は、1人乗務に適した計器配置を行なっている。

3.3 内装、その他

客室の内張は、FRP及び熱可塑性樹脂を採用し、図4に示すように腰掛のひじ掛及び窓縁を一体成形して部品点数を大幅に削減している。また、内張の取付に当たっては、特殊ファスナを採用して押面及びねじ頭が見えないような構造とし、デザインの向上を図っている。

腰掛は、FRPの一体成形品とし、軽量化及びデザインのざん新化を図り、また、戸、床及び仕切は各種のサンドイッチ構造で製作して、軽量化及びしゃ音性に優れた構造の探究を行なっている。

天井燈、冷房リターンエアグリル(循環空気取入れ口)及びスピーカカバーは、美観の向上のために同一断面形状として連続に配置し、また、天井の低い車両にも採用できるように埋込み式とした。特に、天井燈のグローブにはプリズムレンズを採用し、照度の均一化及び輝度比の低減を図っている。

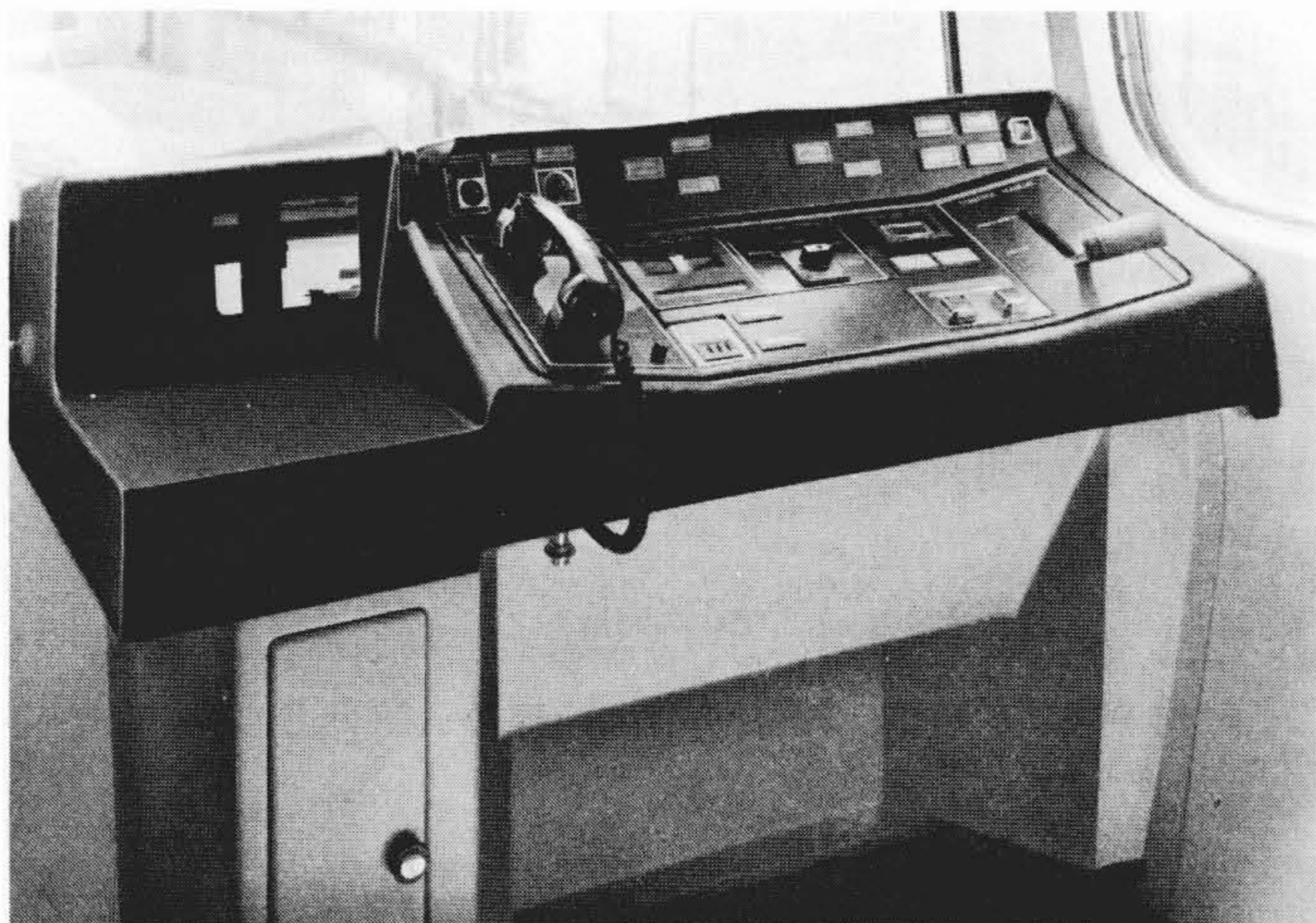


図3 運転台 1人乗務運転に適した計器配置になっている。

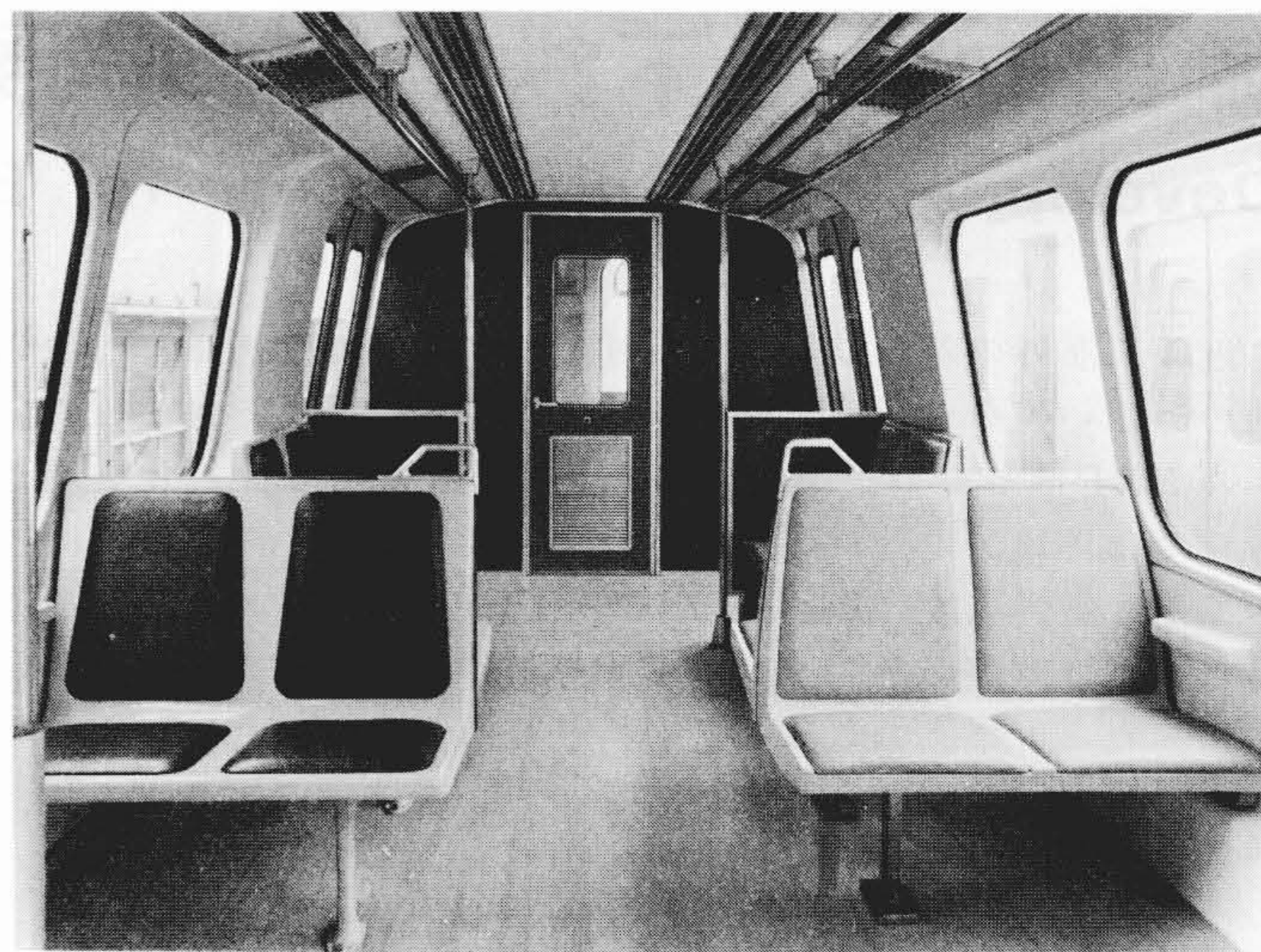


図4 軽量車体の内観 左側の内張はFRP製、右側の内張は熱可塑性樹脂製で、床には縞模様の敷物を縦、横に配置している。

天井内には、成形グラスウールダクトボードで構成した2ユニット独立先細りダクトを収納し、軽量化、低騒音化及び風量の均一化を行なっている。

なお、内張などに採用したFRPは、運輸省の燃焼試験で不燃性に合格しており、輸出電車には問題なく使用でき、国内でも採用されつつある。熱可塑性樹脂も、海外車両の燃焼試験には合格しており、海外の車両で採用されている。

4 軽量車体の強度

4.1 強度解析

車体の軽量化を進めていくと剛性が低下し、それがある限度を超えると予期しない事態を生ずる。このような観点から

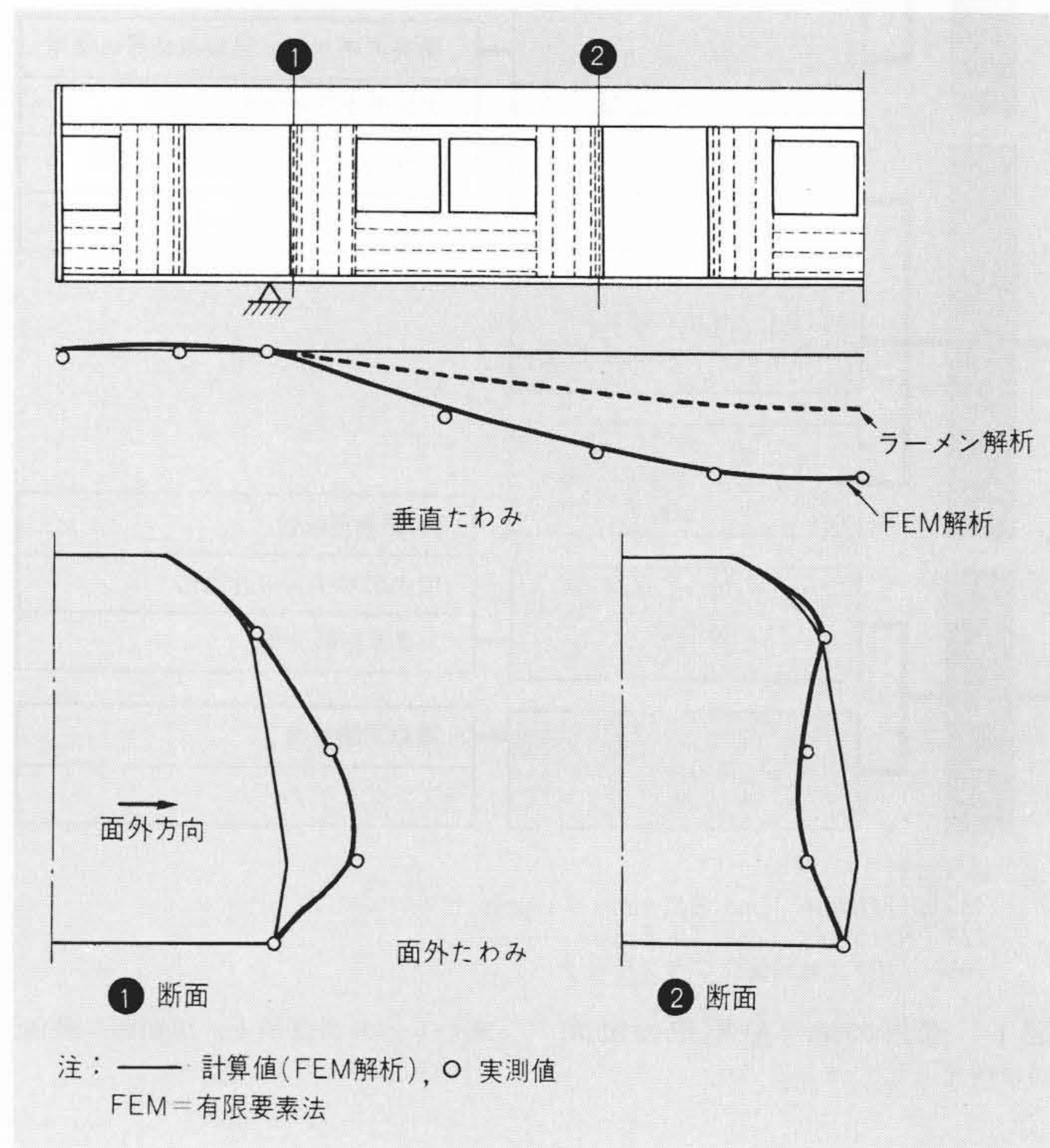


図5 車体剛性計算値と実測値の比較 車体剛性のラーメン解析、FEM解析値及び実測値の比較を示す。

車体の剛性を精度良く求めることが必要となってくる。車体に作用する垂直荷重に対する従来の計算法は、側構体をラーメン構造とみなして解く手法が採られてきたが、車体構造によっては計算精度の得られない場合があった。そこで、FEM解析により、側構体の柱部材を異方性の板に置き換えたかなり粗い要素分割で精度良く求められる計算のモデル化を行なって、剛性計算の精度向上を図ってきた。しかし、最近の海外の地下鉄電車では、トンネル断面の縮小化に伴い側構体を屈曲させる構造が採られるようになり、面外変形による剛性低下が予想され、従来の解析法では十分な精度が得られないことが分かった。そこで、本車体へのFEM解析適用に際しては模型試験による基礎的研究を行ない、精度の良い計算法を確立し、本手法を駆使して剛性及び応力を限界値内に保つような車体の軽量適正構造の検討を行なった。

図5は、屈曲側構をもった車体の剛性を各種解析法で算出した結果と実測値を比較したもので、ラーメン解析では剛性を高く評価することになるため、このような車体に対しては、FEMによる詳細解析法を適用しなければならないことが分かった。図6は本車体の垂直荷重に対する変形状況を、図7は窓隅部の応力解析の一例を示したもので、これらの図から分かるように計算値は実測値に対して非常に良い精度で一致している。更に、本手法は車端圧縮荷重、車端上下荷重に対する強度解析にも幅広く適用でき、車体はもちろん、各種車両の耐車端圧縮強度の検討に幅広く適用しており、図8はその計算モデルを示したものである。

このようにして、各荷重条件に対する車体の適正部材配置を決定し、最終的に厳しい設計仕様を満足する軽量車体を完成することができた。

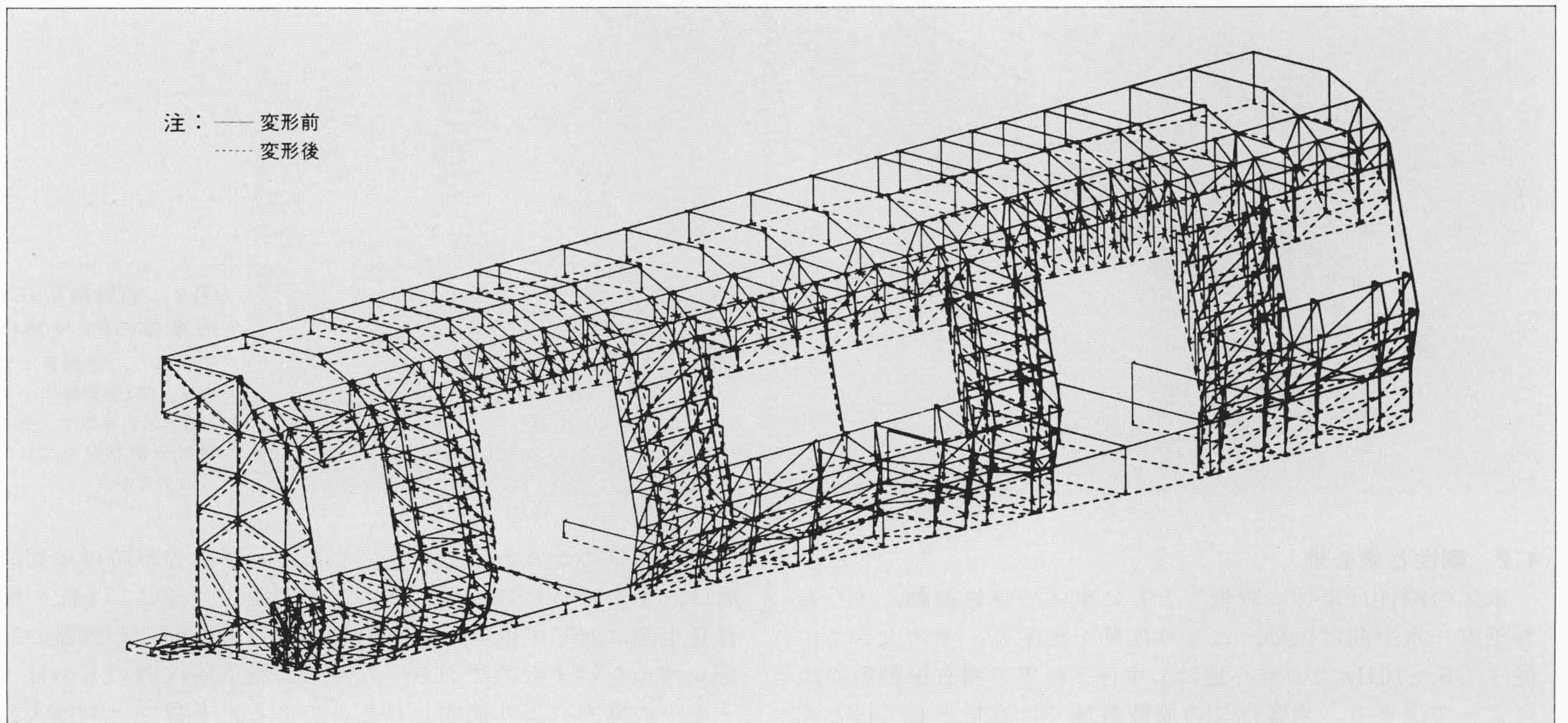
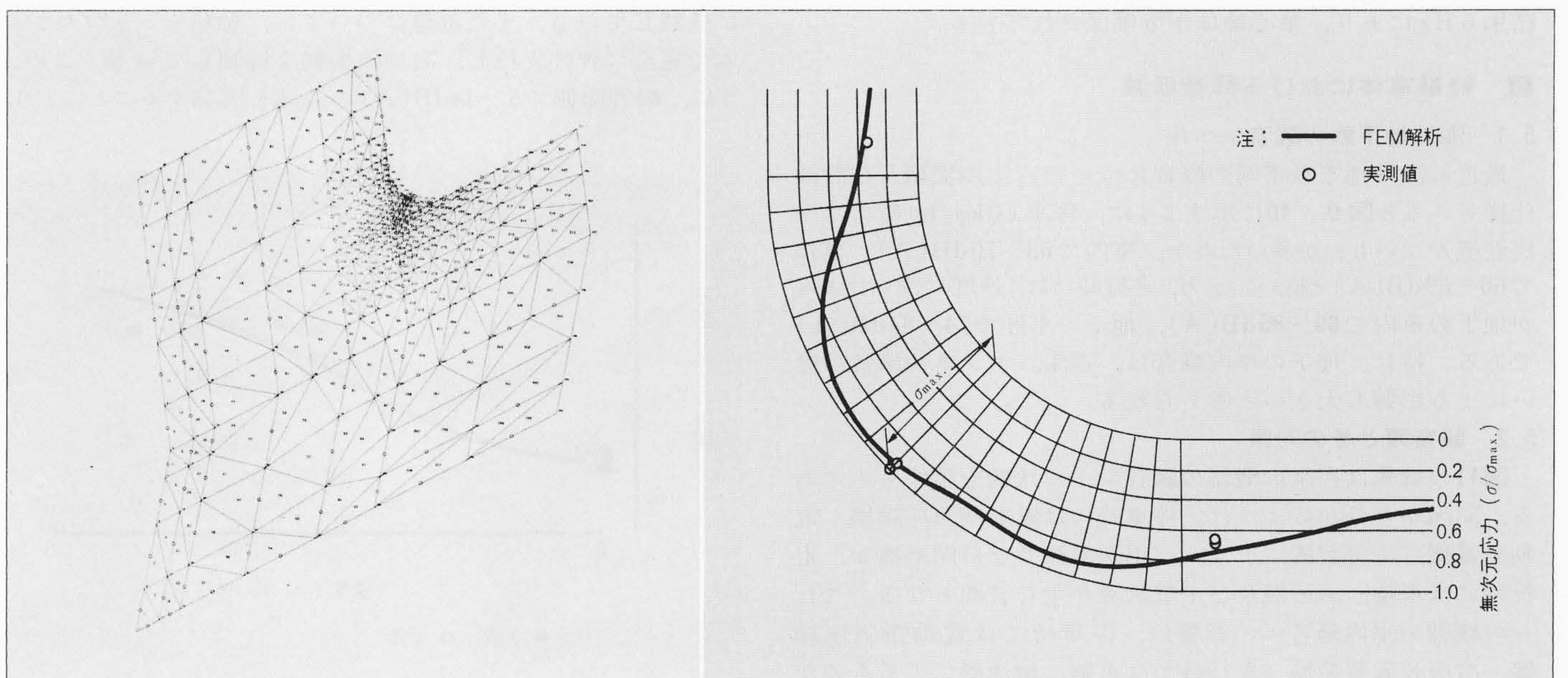


図6 車体の変形状況 本計算は対称性を考慮し、車体の半を対象にしたもので、垂直等分布荷重を付加した場合の変形状態を示したものである。



(a) ズーミング部の要素分割状況

(b) ズーミング解析による計算値と実測値の比較

図7 窓隅部の応力計算 窓隅部、出入口部の詳細応力はズーミング解析により求める。

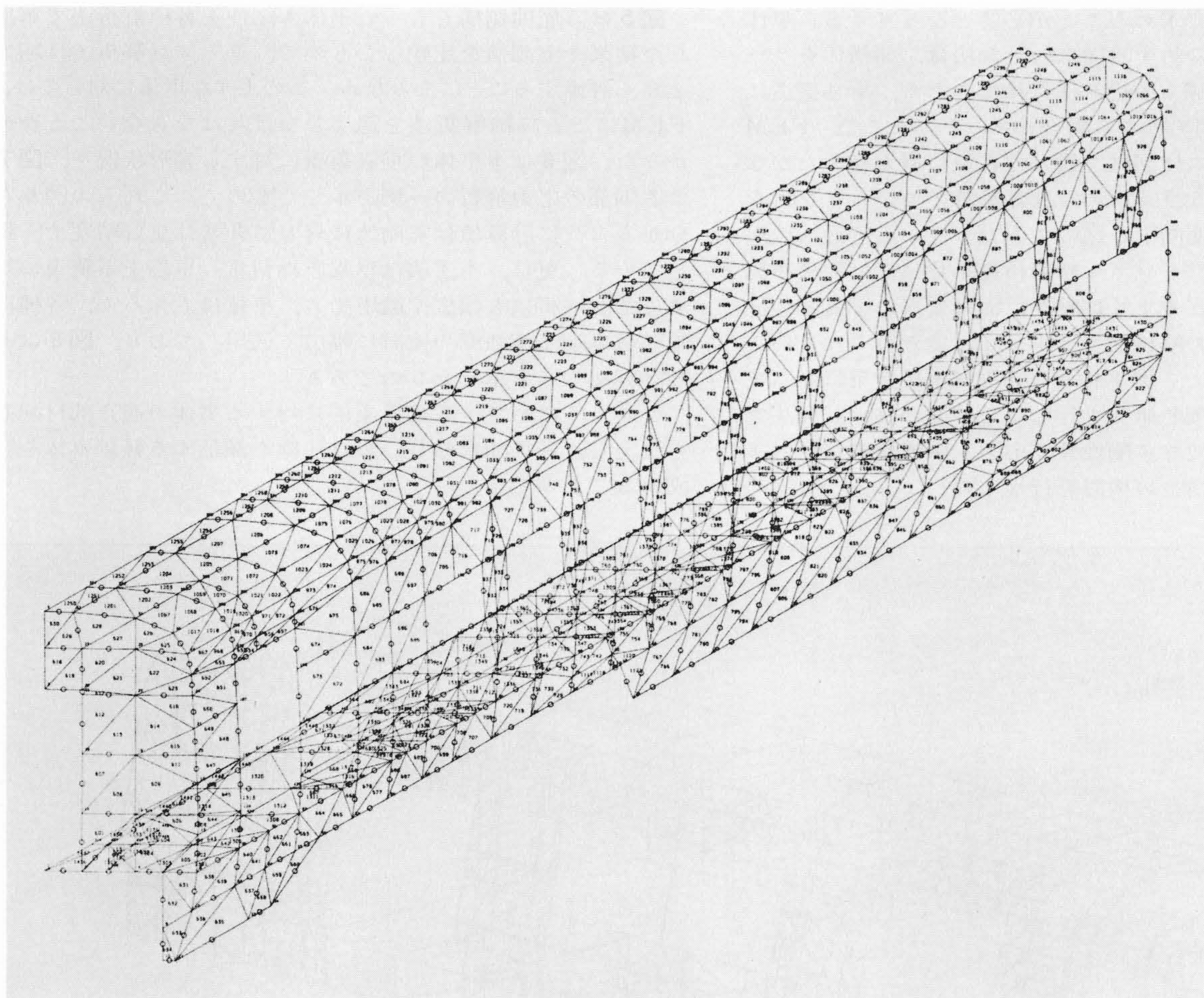


図8 新幹線用961形車体のFEM解析モデル 本計算モデルは、961形車体の $\frac{1}{4}$ を対象にしたもので、その要素分割状況を示したものである。

4.2 剛性と乗心地

車体の剛性は車体の質量とともに車体の弾性振動、すなわち垂直・水平曲げ振動、ねじり振動を支配し、その大きさに従って5～10Hzでの乗心地は、車体と台車の固有振動数の比によって決まる。乗客はこの周波数域では質量としてほとんど効かず、むしろ減衰を増す方向にあるので、車体の質量としては空車質量を考えておけばよいことを実験により確認した。本車両の場合、走行中の垂直曲げ振動数は台車と連成の結果6Hzにあり、乗心地は十分確保されている。

5 軽量車体における騒音低減

5.1 海外地下鉄の騒音レベル

最近の海外地下鉄車両の騒音について、その実績及び計画仕様をみると図9、10に示すように、停車(0km/h)時には冷房装置がないものが多いためか、車内で63～70dB(A)、車外で60～69dB(A)と低い。一方、走行時には、速度に違いはあるが地下の車内で69～85dB(A)、地上の車外で74～84dB(A)である。特に、地下の車内騒音は、道床、トンネル構造の違いによる影響も大きいと考えられる。

5.2 騒音源とその対策

図11の細線は在来形機器の騒音レベル比較を示すものである。同図から分かるように、停車時には電動空気圧縮機、電動発電機、冷房装置、チョップ用送風機及び戸閉め機が、走行時には車輪、減速機及び主電動機が主な音源となる。これらの機器の車内騒音への影響は、停車時では電動空気圧縮機、冷房装置蒸発器、走行時では車輪、減速機によるものが大きく、それぞれの主な原因は250Hz付近の空気圧力脈動、300Hz付近の多翼ファン回転、800Hz付近の輪盤振動、500Hz

付近の歯車のかみ合いであり、したがって、停車時には周波数は低く走行時には比較的高い。同図中の太線は、上記の騒音発生源に対して低減対策を施し開発した低騒音形機器の騒音レベルを示すものである。ただし、空気圧縮機のはメーカーの協力により達成したものである。多翼ファンは大容量化のため必然的に高回転数となり、したがって、高周波成分を多く含むことになるが、これをケーシング内及び天井ダクト・車内吐出し口構造の大幅な吸音特性向上により効果的に低減している。また車輪については、軸箱をシェブロンゴムで完全に弾性支持し、高周波振動を抑制している。このように、騒音源側で5～14dB(A)の低減を実施することにより、

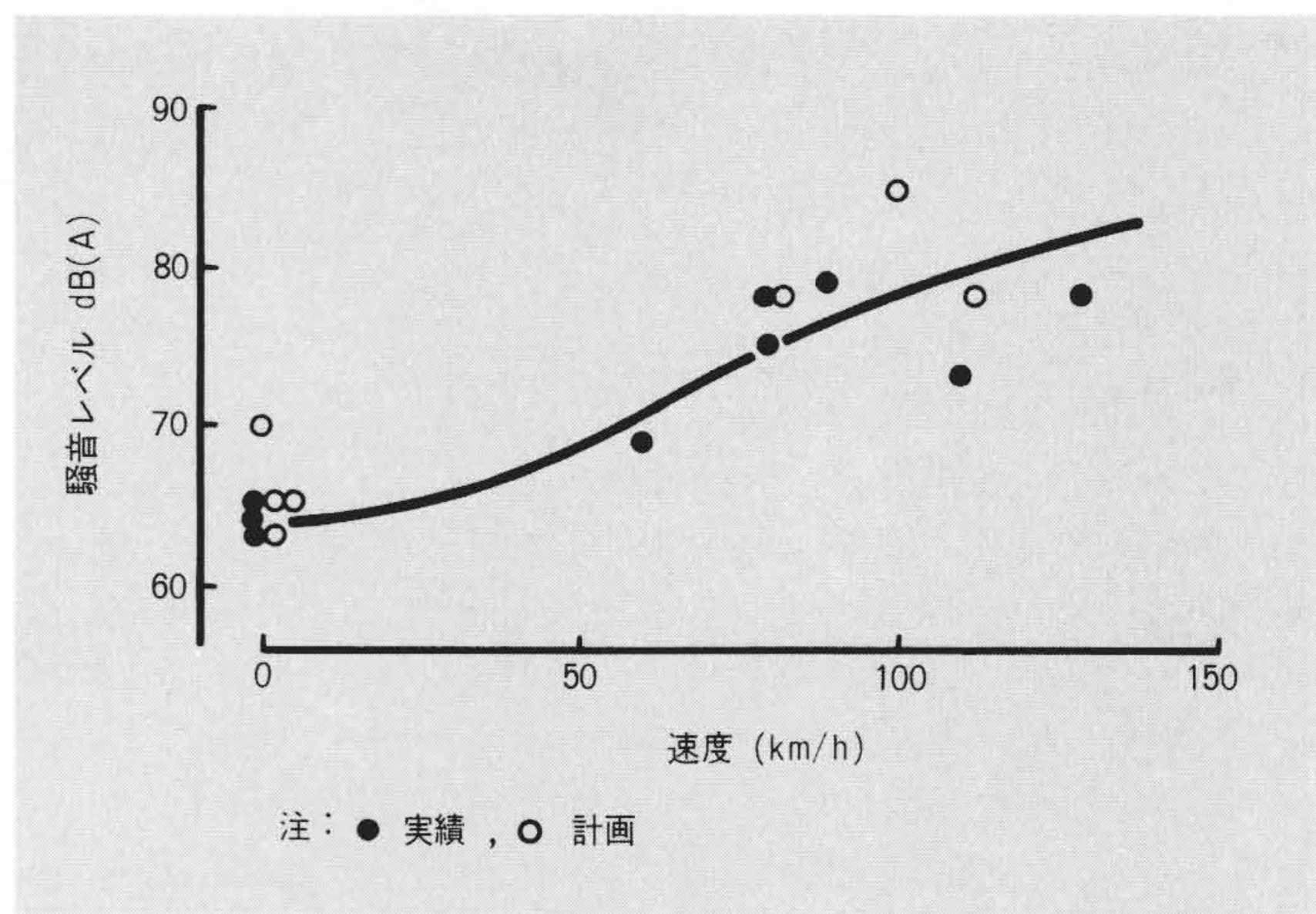


図9 海外地下鉄の車内騒音レベル 本図は地下、車内床上1.2mでの騒音で、停車時の騒音は速度0 km/hで示す。

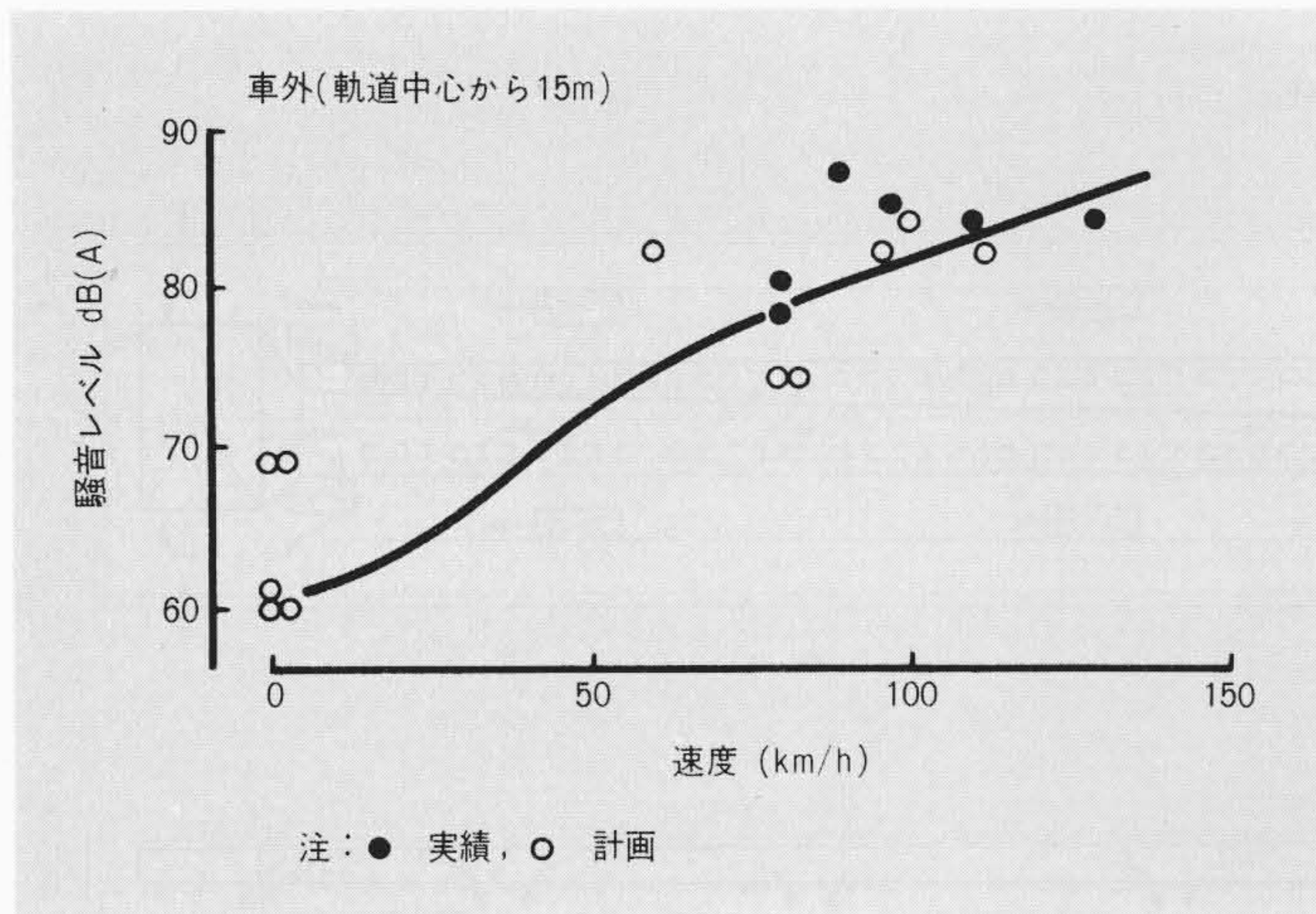


図10 海外地下鉄の車外騒音レベル 本図は地上、軌道中心から15m点での車外騒音レベルであり、停車時の騒音は速度0 km/hで示す。

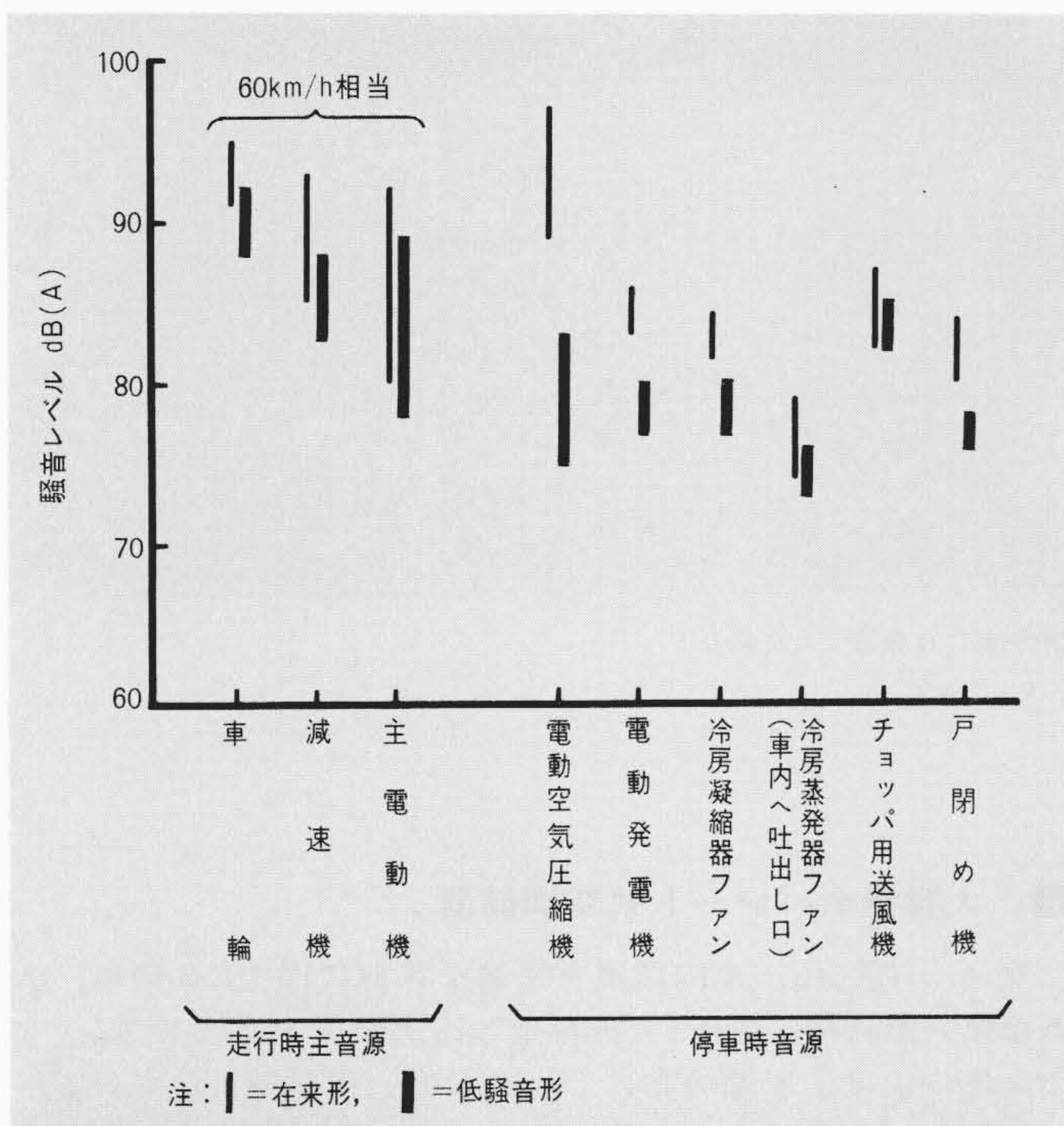


図11 機器単体の騒音レベル 在来形機器と今回開発した低騒音形機器の機器表面から1m点での騒音レベルを示す。

停車時には冷房装置を作動させても車内で63dB(A)以下に抑えることができた。しかし、走行時には音源側の対策だけでは60km/hで70dB(A)以下とすることは困難であり、この対策として車体のしゃ音度の向上を図った。

5.3 車体の防音構造

5.3.1 車体周囲の騒音分布と侵入経路

前述の低騒音形機器を車両に搭載すると、走行時に機器から発生した騒音は、バラスト軌道のトンネル内で反響して図12に示すような車体周囲での騒音分布となる。床下台車部に比べて床下中央部では5～6dB(A)、窓部では6～7dB(A)騒音が低く、また窓部よりも高い所ではトンネル内反響により窓部とほとんど変わらないレベルである。車体周囲の騒音は、その近傍の車体部分から車内へ侵入するが、そのとき車体構造材によって透過損失を受けて減衰し、更に車内で反響して伝搬する。したがって、騒音分布からいえる車体の効果的防音は、まず台車部床、次に中央部床、妻部、窓・側構及び天

井の順に透過損失を大きくすることである。在来形の車体の例では、車体各部から車内中央への侵入騒音のレベル比は、床を1として妻部1.04、側引戸1、窓0.94、側構0.86、天井0.77である。したがって、車体の防音対策としては、この割合の大きいものから透過損失の向上を図る必要がある。

5.3.2 車体の防音構造

本車両では、以下に述べるような車体各部の防音構造を採用している。すなわち、妻部は開き戸を設けることにより、ほろだけの場合よりも透過損失は4～5倍向上する。次に重要となる床は、図13に示すようにサンドイッチ構造の床板とし、その下をグラスウール及びアルミ板でおおった。この床は軽量であるにもかかわらず図14に示すように、その透過損失は質量則によるものに比較し大幅に向上している。窓に

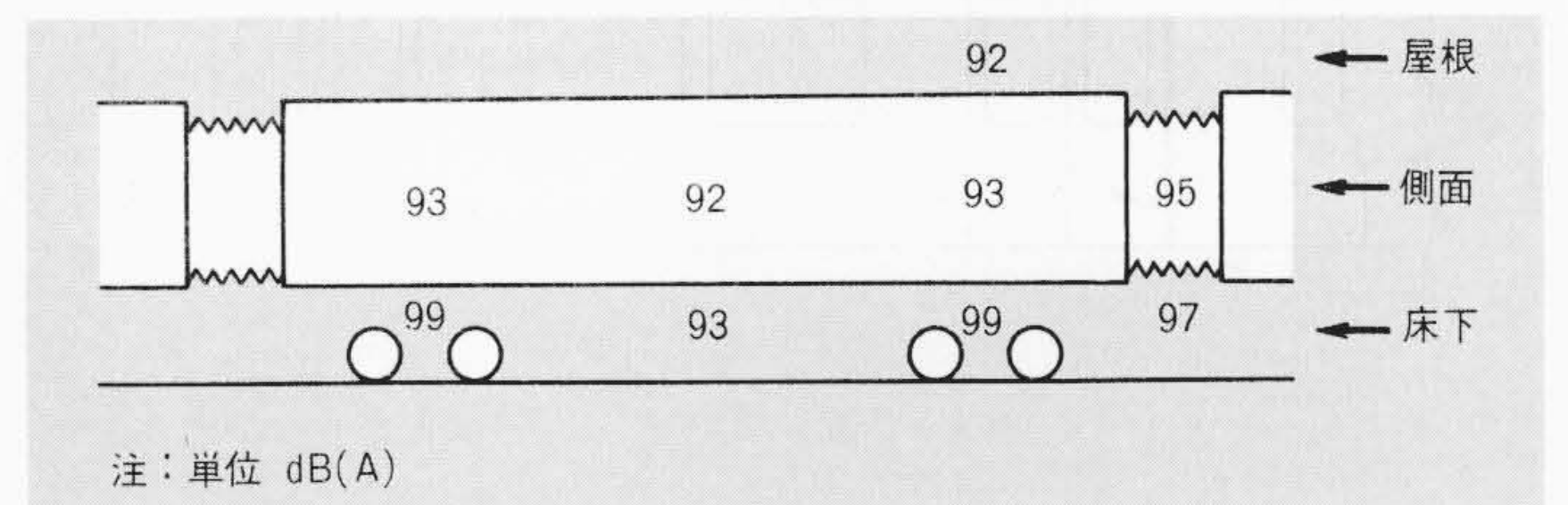


図12 走行時の車体周囲騒音分布の例 本図は地下、バラスト軌道を60km/hで走行中の車外騒音分布を示す。

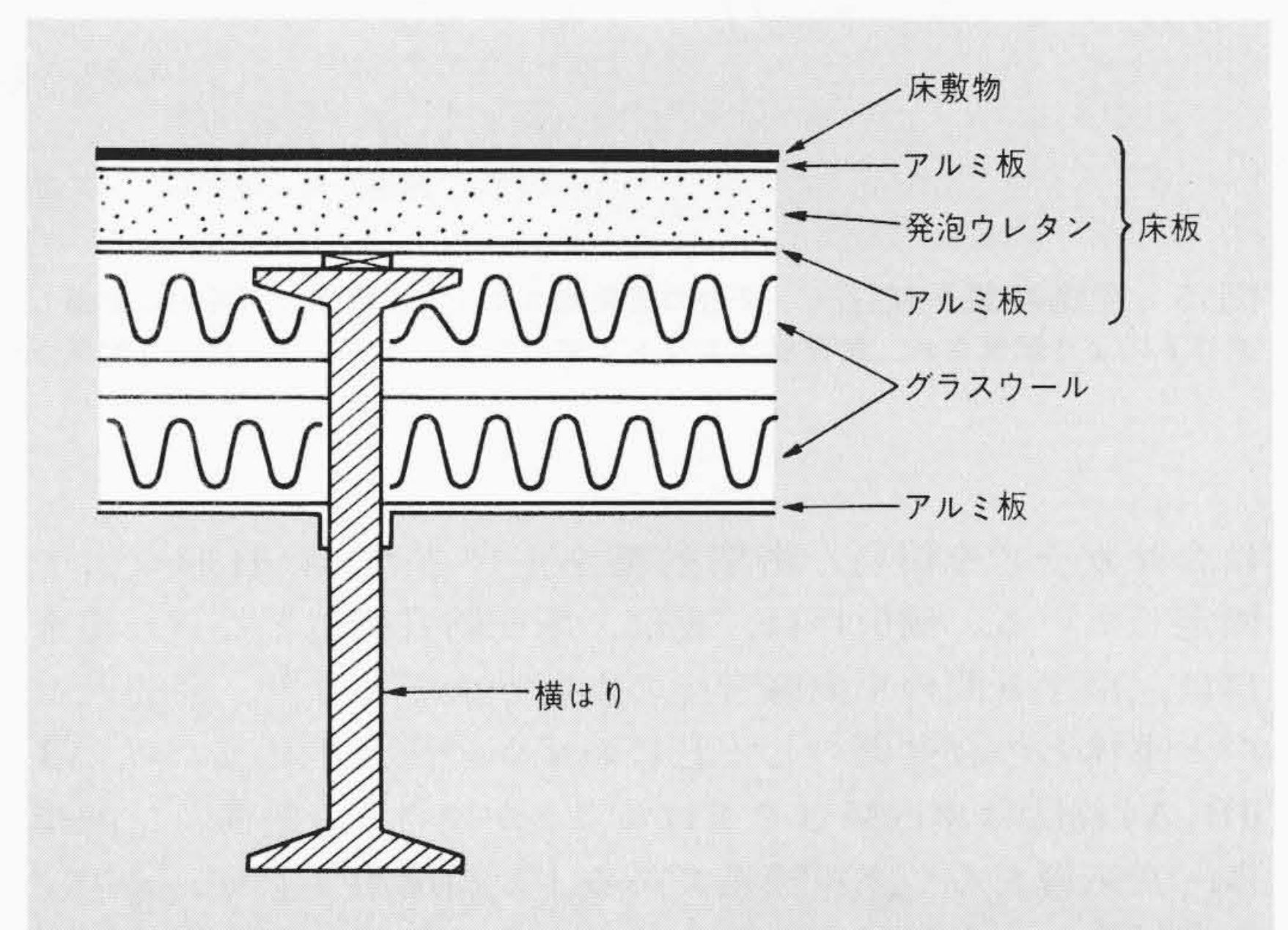


図13 軽量サンドイッチ床の構造 面密度22kg/m²の軽量床である。

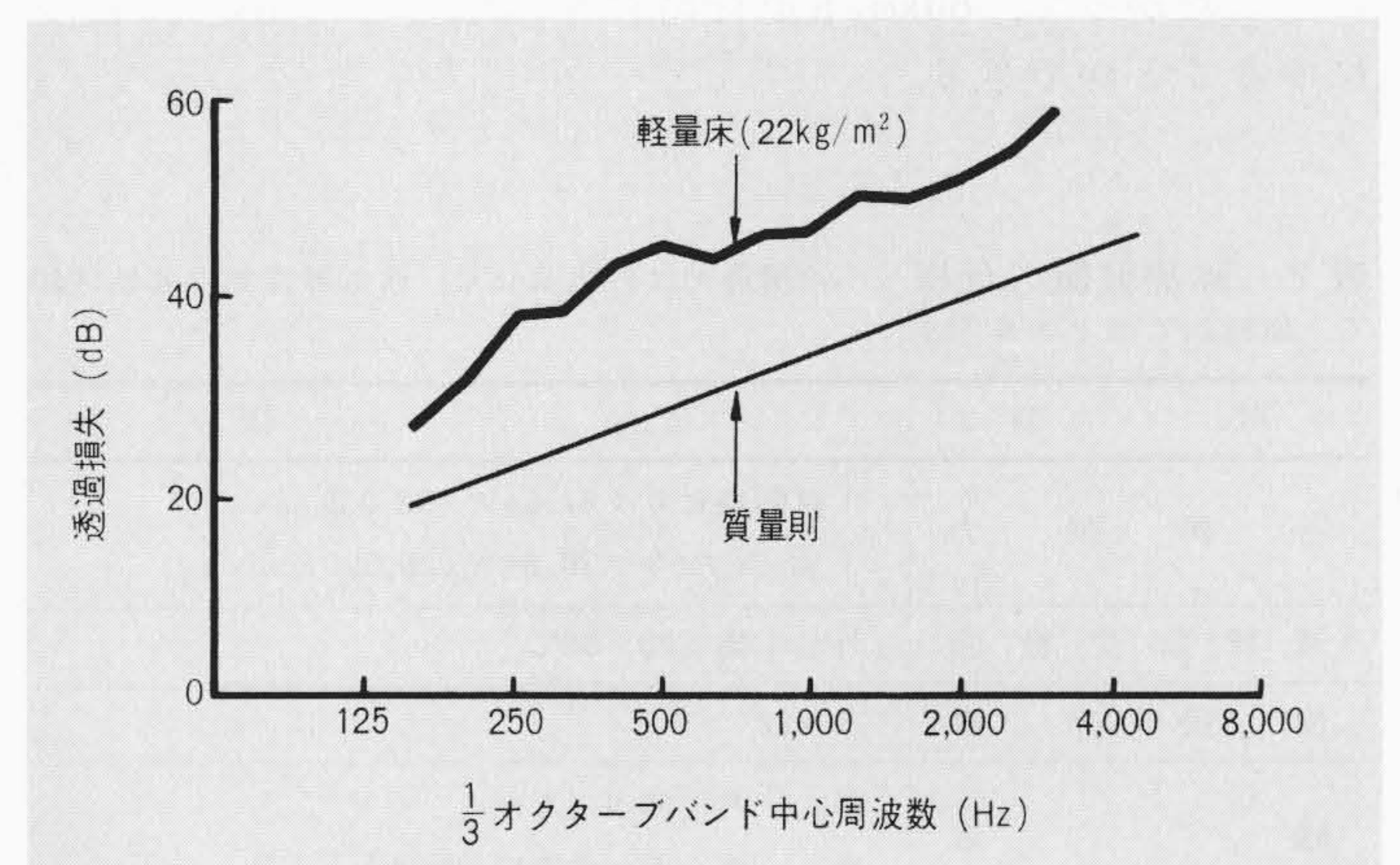


図14 軽量サンドイッチ床の透過損失 本サンドイッチ床構造では、グラスウールを併用しているため、発泡材サンドイッチ構造に特有のコインシデンス効果による透過損失の落ち込みがない。

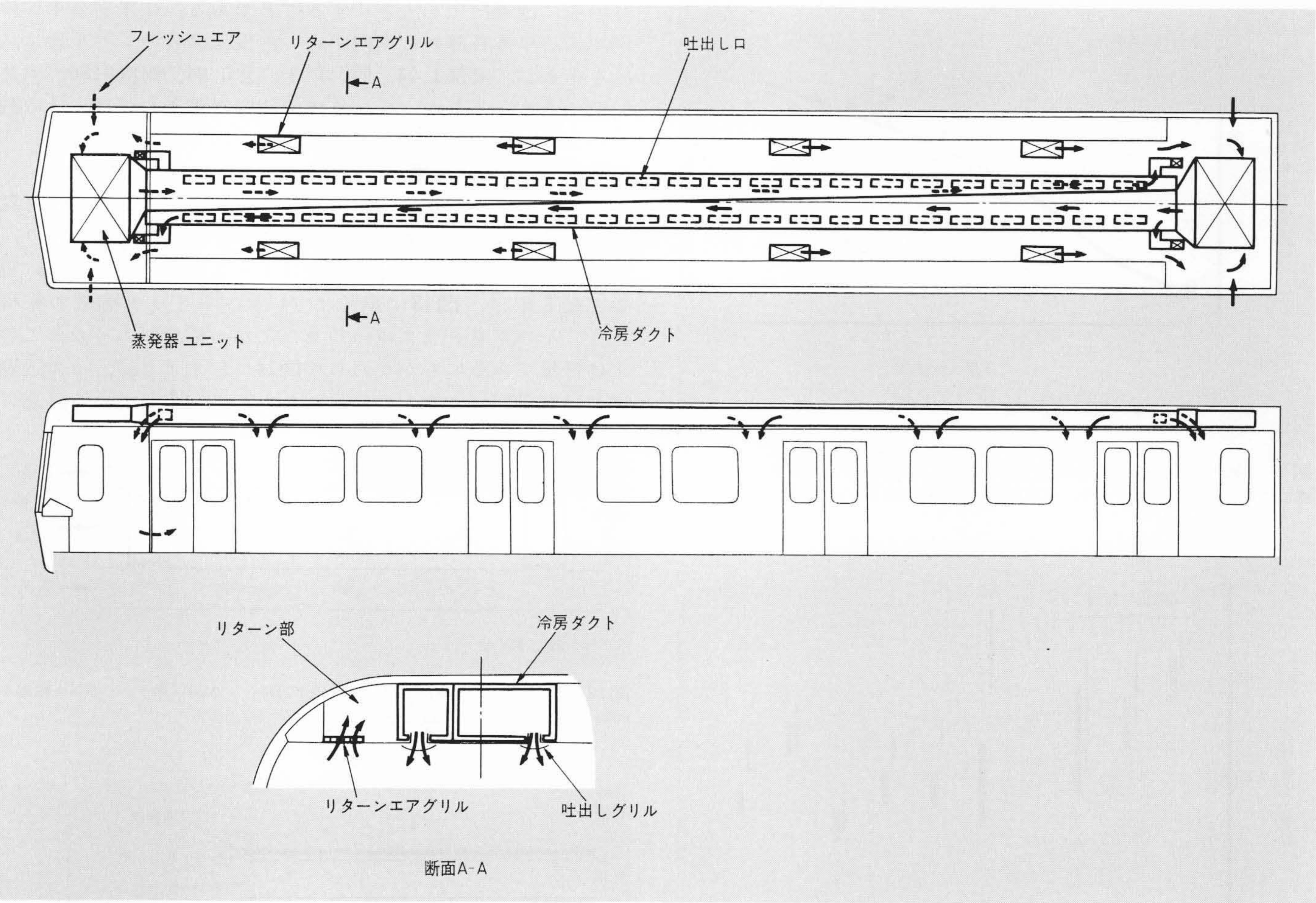


図15 空調換気系統図 2台の蒸発器ユニットを車端の天井内に装備し、客室中央部には独立した先細りダクトにより配風され、蒸発器ユニット下部の客室には枝ダクトにより配風される。

は合せガラスを用い、密閉効果を上げるためにH形ゴムで固定している。側引戸は、妻部、床が防音構造となった場合には、戸すき間の車内騒音への影響が大きくなり、戸先及び戸と車体との合せ面のしゃ音にわずかの注意を払うだけで3dB(A)程度は車内騒音を下げることができる。側構及び屋根は、空気層をもつ二重構造である上、冷房用フレッシュエアの車外取入れ口は車内リターン口と十分距離がとってあるので、透過損失は十分大きい。これらの防音構造により、車体各部から車内へ侵入する騒音を7dB(A)低減することができた。したがって、60km/h走行時に車内騒音を70dB(A)程度にすることができる。

表2 冷房装置の仕様 冷房能力は外気温45℃、冷却器空気温度乾球30℃、湿球21℃のときを示す。

項 目	仕 様
冷 房 能 力	1車両当たり：61.6kW (53,000 kcal/h) 1台 当 たり：30.8kW (26,500 kcal/h)
運 転 温 度 範 囲	外 気：20～55℃
使 用 冷 媒	R-22
騒 音	車 内：60dB(A) 車 外：5m点で65dB(A)
車 内 温 度 分 布	乗客居住空間内で±1℃以内
車 内 風 速	床上1.7mで0.33m/s以下

6 大容量セパレート式空調装置

ラッシュ時でも、車内環境を快適な状態に保つためには、大きな換気熱負荷に見合った大容量の冷房装置が必要である。また、室内温度、風速分布についても均一化が望まれている。地下鉄電車の場合は、車両限界の点から屋根上に冷房装置を設けることは困難であり、また床下は機器が多くスペースが取れないため、凝縮器ユニットを床下に、蒸発器ユニットを天井にそれぞれ分離し配置したセパレート形を採用した。外気温度55℃の下で運転ができるようにするため、表2に示すような仕様の過負荷防止機構付容量制御形の冷房装置を開発した。これは、容量制御形圧縮機、冷媒のバイパス回路、分割形蒸発器などで構成されている。

大容量化に伴って騒音が増大することを防ぐため、凝縮器には低騒音斜流ファンを採用し、また蒸発器用多翼ファンの低騒音化を図った。また、吸音特性の優れた図15に示すような天井ダクト構造を採用した。性能試験の結果、車内温度分布、風速分布、騒音など、目標値以内にあることを確認した。

7 結 言

今回開発した輸出向け地下鉄電車について、軽量車体を中心に技術的特徴及び試験結果について述べた。この論文に記した軽量化、低騒音化及び快適化の手法を適用した電車が、都市交通機関の新しい担い手として国内外で多数活躍することを期待するものである。