ディーゼル機関車の低騒音化

百 本 暁 生*
Akio MOMOMOTO

1. はじめに

近年各分野において大きな問題となりつつある騒音問題は、交通の分野においてもその例外ではあり得ない。そのうち、鉄道においても新幹線もさることながら、在来線車両による騒音問題も無視できなくなっている。走行中に車輪とレールによって各車種に共通して発生するいわゆる走行音を別にすると、蒸気機関車を追放して「鉄道無煙化の主役」であったディーゼル機関車 (Diesel Locomotive; DL) がその構造上及び使用上から最も騒音に関する問題点をかかえていると言えよう。すなわちディーゼル機関、変速機、冷却用送風機、空気圧縮機など多くの騒音発生源をとう載していることと、人家密集地区の操車場での入換用として使用されることが多いためである。

このような状況から、防音あるいは低騒音形 DL の研究が国鉄や車両メーカーで始められている。国鉄では昭和 48 年度以降技術課題として防音 DL の研究に取り組んでいる。以下国鉄の防音 DL を中心に DL の低騒音化について略述する。

2. 液体式ディーゼル機関車

現在わが国で使用されている DL のほとんどは動力伝達装置として液体変速機を用いた液体式である。諸外国では電気式 DL も広く使用されており、わが国においても DL の開発途上においては電気式が製作されたこともあった。しかし電気式は重量が重くなってぜい弱な日本の線路規格では入線できない線区が多いこと、製作費が高価になることや、ちょうど軽量で信頼性の高い国産の液体変速機が開発されたこともあって、わが国では液体式が主流を占めるにいたっている。

* 正員、日本国有鉄道車両設計事務所 (〒151 東京都渋谷区代々木 2-2-6)。

国鉄で使用されている液体式 DL は基本的には三系列に分類できる。すなわち出力 500 PS (初期には 370 PS) の機関 2 基とう載の DD 13 形 (製造: 昭和 32 年~41 年), 出力 1100 PS の機関 2 基とう載の DD 51 形 (製造: 昭和 37 年~), 及び出力 1350 PS (初期は 1250 PS) の機関 1 基とう載の DE 10 形 (製造: 昭和 41 年~) で、国鉄防音 DL の母体となった DE 11 形は、DE 10 形に死重をとう載し軸重を増して入換性能向上をはかったものとして昭和 43 年から製造されているものである。

3. DL の騒音源と騒音対策

3.1 ディーゼル機関の機械音 ディーゼル機関の機械音の発生原因として考えられるのは、爆発音、ピストンがライナをたたいて発生する音、動弁機構の音、過給機の音などがあげられ、その大きさは一般に全負荷時機関より 1 m の位置で 105~110 dB (A) 程度である。一例として DE 10, 11 形にとう載の DML 61 ZB 形機関及び DD 13 形にとう載の DMF 31 SB 形機関の機械音周波数分析結果を図 1 に示す。図からわかるように低周波成分から高周波成分にわたりほぼ一様な特性を示しており、対策にあたっては各周波数成分全域での低減が必要となる。このため機関本体での音

図 1 機械音周波数特性 (機関前側より 1 m)

減対策を行っても、騒音レベルの低減量は5 dB (A) が限度と言われており、機関性能、価格の点も考慮すると必ずしも経済的な方法とはならない場合が多く、機械音対策としては機関自体をおおうカバー法が多用されている。

3.2 ディーゼル機関の排気音 排気音の大きさは一般に全負荷時 110~120 dB (A) 程度である。排気音周波数特性例 (DML 61 ZB 形機関) を図 2 に示す。これからわかるように低周波成分が多い。

排気音対策としては、排気消音器を装着するのが一般的である。消音器には膨張形、吸音形、共鳴形、干渉形などの種類がある。各種消音器の種類と特徴を表 1 に示す。前述のように排気音は低周波成分が多いので、低周波成分に効果のある膨張形を主体として、これに吸音形及び共鳴形消音器構造を組み合わせている場合が多い。

3.3 冷却送風機 DL の冷却送風機はディーゼル機関、液体変速機から発生するロスエネルギーを吸収して高温となった冷却水を冷却するためのもので、現在国鉄 DL では要求される空気量及び全風圧、取付スペースの制約などのため軸流送風機を多用している。

要求される空気量及び全風圧に対して送風機の騒音レベルがどのように関係があるか、多数の送風機について調査したものが日本機械学会で公表されている⁽¹⁾。これによると、軸流送風機は各種送風機の中で最も比騒音が高く、低騒音化には不利である。

図 2 排気出口より 1m における周波数特性 (昭和 48 年度国鉄の技術課題として 49 年 2 月に行われた試験結果による)

冷却送風機の騒音発生源としては、送風機自体の回転音、回転による空気のうち流音、空気の振動音及び空気に関係ないその他の音の要素が考えられる。

低騒音対策としては、空気量・全風圧を小さくする、羽根車の羽根を不等分配置とする、羽根車と案内羽根の軸方向の距離を大きくする、送風機入口で軸流速度が均一になるように流路設計を行うなどが考えられる。しかしこれらはいずれも根本的な騒音低減化対策とはなり得ず、大幅な騒音低下を望むならば、消音器の取付けを考えると、または軸流式を放棄して多翼式など他種の送風機の採用などを検討しなければならない。

なお実験により、同じ性能の送風機を直径 1000 mm のものと直径 1400 mm のものについてそれぞれ 2 台ずつ同時に回転させたところ、1000 mm の騒音 106 dB (A) に対し、1400 mm は 102 dB (A) という測定結果が出ている。

3.4 空気圧縮機音 DL の空気圧縮機は空気ブレーキ、液体変速機その他の制御用空気を得るためのもので、形式は各種空気圧縮機のうちで最も騒音、振動の点で不利な往復式を使用している。

騒音発生源としては、空気圧力変動による音、弁が弁座・ばねなどをたたく音、ピストンがシリンダ側壁をたたく音、軸受部などから発生する音などが考えられる。ただ DL の場合には測定試験の結果、機関運転音、冷却送風機回転音に比較すると低く、現在のところでは問題になっていない。しかし他の部分の騒音対策がなされれば、例えば電車で気になるように DL においても空気圧縮機の音が表面化してくることは当然考えられる。

一般的に空気圧縮機音の低減対策としては空気圧力変動による共振をなくす、吸気口からもれる音を減少させる、空気圧縮機を防振支持にする、カバーでおおうなどがあげられる。

3.5 液体変速機音 動力伝達装置である液体変速機から出る音としては、歯車の回転音、軸受部の音などが考えられる。変速機自体から出る音の騒音レベルについては、変速機単体での運転ができず騒音測定の際に動力源である原動機の音のしゃ断が困難なため正確な測定データがなく、理論式による補正值のみである。しかしこれも経験によれば前節の空気圧縮機の場合同様、機関・送風機などの騒音に比較して現時点では問題にならないと言える。

4. 防音 DL に施した防音対策

4.1 防音 DL の概要 前述した騒音源について低減対策を種々検討，試験をし，これを入換用 DE 11 形 DL に適用したのが防音 DL である。現用機関車との比較をするための試験車であること，好結果が得られた場合に既存の一般形にも防音化改造の可能性を残すこと，運用上の問題など

を考慮して，できるだけ現用の DE 11 形を基本として必要最小限の設計変更にとどめ，しかもその範囲で最大限の防音効果をあげる方針のもとに設計を行った。従って機関車の基本的な性能については従来の DE 11 形と全く同じである反面，防音効果については技術的に必ずしも十分満足できるものとは言い難い面も多い。

防音 DL の概念図を図 3 に，外観を図 4 に示すとともに，各改良点の概要を述べる。

表 1 消音器の種類と特徴

消音器構造	減衰特性	消音原理
膨張形消音器	$f = \frac{c}{4L} \text{ Hz}, c: \text{音速}$ $f_c = 1.22 \frac{c}{D} \text{ (限界周波数)}$	断面の不連続部における音のエネルギーの反射を利用して音の伝搬を防ぐ方式 (低，中音部の減衰に有効)
吸音形消音器	$f_c = \frac{c}{D} \text{ Hz}, c: \text{音速}$	内面にはった吸音材により音のエネルギーを吸収する方式 (中，高音部の減衰に有効)
共鳴形消音器	(共鳴周波数) Hz $f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{c_0}{V}}$ $c_0 \doteq n\pi a^2 / (l + 1.6a)$ $V: \text{消音器容積}, l: \text{穴の長さ}, n: \text{穴の数}$	小さな穴とその背後の空気層とが共鳴器を形成し，共鳴吸収により音のエネルギーを吸収する方式 (低，中音の卓越周波数成分をもつ騒音低減に有効)
干渉形消音器	$f = \frac{c}{2(L_1 - L_2)}, c: \text{音速}$	音の干渉を利用してその伝搬を防ぐ方式 (位相を逆転して音と音を干渉させる方式) (低，中音の卓越周波数成分をもつ騒音低減に有効)

4.2 機関室の改良 ディーゼル機関及び液体変速機を低騒音化する目的で、例えばケーシングなどを肉厚にしたりすると重量増となって機関車の構造を根本的に検討し直さねばならなくなり、従来の一般形 DE 11 を母体とするという方針に反するため、機関及び変速機自体には防音対策はいっさい考慮せず、音源を密閉して外にもれないようにするカバー法を採用した。そのため機関室を構成している鋼板の厚みを従来形の 2.3 mm から 4.5 mm に増して内壁にグラスウールを主体とした吸音材をはって図 5 に示すような構造とし、機関室内換気用の通風穴などを廃止した。変速機は台わく面を貫通していて機関室壁のみを防音構造としても台わく貫通部を通して下から音がもれる可能性があるので、変速機の台わく面下車体外に突き出している部分を鋼板でおおった。このおおい構造上どうしても油がたまりやすく、たとえ不燃性の吸音材を使っても油を吸収して可燃性に変化する恐れもあるので、内壁に吸音材を使用していない。

機関その他から発生する熱は、従来は機関室壁の通風穴を通して外部と自然換気を行っていた。

これを防音構造化によりふさいでしまい、内部の換気が全く行われなくなるうえに冷房装置（後述）の電源用に新設した定周波装置 CFD（交流発電機の電圧が機関の回転数によって変動しないようにする）からの発熱量も大きいので、機関室内を強制換気するために 5 台の換気扇を設けた。機関室を防音構造化しても新設された換気扇の騒音が生じては意味がない。従って換気装置にも消音器を設けるなど低騒音化を考慮していることは言うまでもない。

4.3 排気消音器の改良 排気音の低騒音化のためには、周波数特性・許容減衰量に見合った適正な消音器を許容スペースにあわせて設計する必要がある。防音 DL の製作に先立って種々の消音器を試作して組み合わせて行った定置試験の測定では、排気出口 1 m の位置で現行消音器で 105 dB (A) のものを改良形消音器最良組合せ時で 82 dB (A) まで低下させることができた。

この防音 DL では定置による試験の結果、スペースとしては運転室床下と一般形 DE 11 では 2 端側の死重のとう載されている場所を利用して図 3 に示す構造の排気消音器とした。

図 3 防音 DL の概念図

図 4 防音 DL の外観

図 5 機関室防音構造

第一, 第三消音器は膨張形, 第二, 第四消音器は吸音形を基本として設計されている。

4.4 冷却送風機の改良 送風機自体を低騒音化するためには, 現在の軸流式を他の方式に変更するとなればもちろん, 軸流式のままとしても風量を確保するという前提があるので, 駆動装置及び羽根車の形状などを大幅に変更せねばならず, 防音 DL 設計の方針に反することになってしまう。そこで今回は機関車の冷却室の構造を変更しないですむ程度に羽根の形状を変更するとともに羽根の枚数を減らして低騒音送風機の試作を行った。

送風機自体を低騒音化すると同時に, 音源である送風機を密閉できれば更に防音効果が高くなる。しかし羽根車を密閉するためには, DE 11 形のようなボンネット形では運転席からの前方見とおしの関係でボンネットをこれ以上高くできないので, 逆に羽根車取付高さを低くせねばならないにもかかわらず, 冷却室内には冷却水タンク, 羽根車駆動装置, 空気圧縮機, 交流発電機など各種機器があって低くすることも困難である。従ってこの防音 DL では音源をおおう方法は採用できず, 必ずしも満足すべき対策とはならなかった。

ただ DE 11 形は入換専用機であるため, 本線走行時のように機関を最高回転で運転する機会はそのひん繁ではなく, 熱的負荷もそれほど大きくないので, 冷却送風機が最高回転で運転されるケースはほとんどないと思われる。昭和 51 年 12 月名古屋局稲沢操車場で行われた走行試験でも, 入換使用だったことと冬季で外気温も低かったためか, 冷却送風機は回転しなかった。入換作業に従事する限りでは送風機音はあまり問題とならないであろう。

4.5 空気圧縮機音対策 空気圧縮機の低騒音化対策としては吸気口の吸込ちりこしを消音器付きのものに変更するとともに, 空気圧縮機のある冷却室内壁に吸音材をはって防音構造とした。

4.6 運転室の防音化 DL の騒音については沿線住民の環境保全と同時に乗務員の環境保全も考慮せねばならない。一般形 DE 11 で運転室内で問題となる騒音源は, 機関や送風機の音や走行音及び気笛の吹鳴音など運転室外からのものがほとんどで, 室内にある音源は室内暖房用の車内放熱器の運転音くらいでそれも騒音レベルはあまり高くない。

そのため今回は運転室の防音対策として, 天井及び窓ガラス下の壁面に断熱材を主体として吸音材を兼ねたポリウレタンフォームをはって二重構造とした。断熱材を使用したのは, 夏季に窓を開放しなくてすむよう冷房装置を取付けたことと機関室からのしゃ熱のためである。

窓ガラスも厚みを増して防音効果を高めるとともに, 室内側に赤外線透過防止用の合成樹脂製の群青色フィルムをはって保冷効果を高めてある。

4.7 気笛の改良 現在機関車に多用されている気笛は AW 2 形空気笛と言い, 高速走行時に遠方まで良く音が通るように 2500 Hz 付近の高周波を主成分とした音圧レベルの高いものとなっている。気笛は本線走行時には警報としてのみ使用されるのに対し, 入換時にはその他に確認合図としての役割りも重要で使用ひん度としてもそのほうが高い。だから入換時にはこのような気笛は不要と思われる。

気笛の騒音低下をはかる方法としては気笛への供給空気量または空気圧を制限する方法がある。気笛の音を単に小さくする方法では騒音対策にはなっても警報としての役割りを果たさなくなる恐れもある。人間の騒音に対する感覚は音圧レベルもさることながら, その音色によっても相当に左右されることは日常よく経験するところである。そこで今回は指向性が良くしかも音色のやわらかい電子笛を採用することにした。ただ気笛の音色を安易に変更すると乗務員以外の作業員や公衆に誤認される恐れがあって危険なので, 切換スイッチにより従来の気笛と併用できるようにしてある。

5. 防音 DL の騒音測定結果

5.1 定置試験 以上のような防音構造を付加した防音 DL は, 使用に先立って昭和 50 年 7 月各改良点の成果を確認すべく, 製造を担当した日本車輛豊川工場構内で定置試験を行った。試験項目は各種騒音試験, 機関室密閉化に伴う機関室換気試験, 温度試験及び試用した電子笛の音量試験その他である。

5.1.1 車外騒音 機関室中心から側方 7.5 m, 地上 1.2 m の地点で測定し, 従来形 DE 10 と比較したものを表 2 に示す。この機関車を設計するにあたっての騒音レベルの目標値 85 dB (A) に

おさまっていないのは、14 ノッチで冷却送風機回転の場合のみでその他の場合は目標値を満足している。また従来形と比較すると 6~8 dB (A) 程度騒音レベルが低下している。

排気煙突上方 1 m で排気音の測定を行ったところ 71 dB (A) であり、従来形の 101 dB (A) に比較して 30 dB (A) の低下で今回の防音 DL で最大の防音効果を示している。

冷却送風機の騒音は 88 dB (A) から 14 ノッチで 91 dB (A) と最も防音効果が低く、設計目標値に達し得ない唯一の要因となっている。現在の冷却室構造を根本的に変更しない限り大幅な騒音低減は望めないと思われる。

5・1・2 車内騒音 運転室内の乗務員席で床面から 1.2 m の位置で測定したところ、最大値は 14 ノッチ、冷却送風機回転、運転室側窓開放時の 77 dB (A)、最小値は機関アイドル、送風機停止、側窓密閉時の 65 dB (A) であった。冷房装置停止時と強冷運転時との差は 5~7 dB (A) だが、周波数が低いので気にならない。強冷運転時には側窓開閉による音圧レベルの差は認められない。

5・1・3 機関室換気及び温度試験 従来形の自然換気量が推定 150 m³/min であるのに対し、この防音 DL の換気扇による吸込風量の実測値は 93.2 m³/min で 62% に過ぎない。これは運転席の前方見とおしのため換気消音器が容量の制約を受けて抵抗が大きくなってしまったことによるも

表 2 防音 DL と従来形 DL との運転室内外騒音の比較

(a) 室内

〔単位 dB (A)〕

機関車	機関回転 アイドル (550 rpm)	7 ノッチ (1 020 rpm)	14 ノッチ (1 570 rpm)
DE 11 1901	65	70*	75
DE 10 1730	71	77	82

* 冷却送風機回転

昭和 50 年 7 月 14 日 (曇) 測定

(b) 車外：機関中央側面 7.5 m、地上からの高さ 1.2 m の位置で測定

機関車	機関回転 アイドル (550 rpm)	7 ノッチ (1 020 rpm)	14 ノッチ (1 570 rpm)
DE 11 1901	67 (67)	75 (80)	81 (89)
DE 10 1730	75 (76)	82 (86)	87 (92)

括弧内は冷却送風機回転

昭和 50 年 7 月 15 日 (晴) 測定

のである。

一方、機関室温度は総体的には従来形に比較して特別に高いとは言えない。しかしこの試験は定置無負荷試験であるので、これだけの結果で換気風量が十分であるとの結論は下せない。

5・2 走行試験 昭和 50 年 8 月から稲沢操車場で実際の仕業に使用されている防音 DL の走行試験は、昭和 51 年 12 月同操車場で行われた。定置試験と異なり種々の制約があって試験項目も車外騒音と機関室温度のみとし、データ数も十分得られなかった。

車外騒音の測定値はレール継目通過時のピーク音を別にすると、車体中心から側方 7.5 m、地上 1.2 m の地点で約 71 dB (A)、側方 25 m、地上 1.2 m の地点で 56~62 dB (A) であった〔継目音は 8~9 dB (A) 上のせとなっている〕。同時に測定した従来形 DE 10 では 7.5 m で 78 dB (A) (25 m 地点は留置車両のため測定できなかった) なので 7 dB (A) 低下している。ただし最も問題の冷却送風機は入換で機関の負荷がそれほど大きくないことと冬季で外気温も 6~10°C と低かったためか回転せず、回転時のデータが得られなかった。

機関室内の温度も機関の負荷と外気温のためか問題になるほどのものではない。換気扇を 5 台とも停止した場合でも、排気マニホールド上部の温度が換気扇動作時の 73.9°C から 133.1°C に上昇した以外はそれほどの温度上昇は見られなかった。

6. 国鉄以外の防音 DL

騒音についての住民の苦情は国鉄車両に対するものばかりでなく民間車両に対してもあり、民需の DL にも低騒音化が要求されるものが出てくる。民需用低騒音 DL の実績としては N 社向けの製鉄所内物資運搬車両けん引用 (重量 70 t で 500 PS 機関 2 基とう載のものと、重量 45 t で 500 PS 機関 1 基とう載のものの 2 形式)、名古屋地下鉄向けの地下鉄電車入換用 (重量 35 t で 335 PS 機関 1 基とう載) などがある。これらの機関車にはいずれも国鉄の防音 DL に施されているような各種防音対策のほか、冷却送風機にも多翼形を採用したり、軸流形にも特殊な防音装置を施すなどの手段が講じられており、レール中心より側方 10 m、地上 1.2 m において 65 dB (A) という防音仕様を満たしている。

輸出用としてはオーストラリア向け 80 t 電気式 DL があり、機関車停車時に回転機類を最高回転した場合で車側 15 m において 75 NRN [80 dB (A) に相当] という仕様を満たした実績がある。これは換算すると国鉄の防音 DL とほぼ同等の防音性能と言うことができる。

7. おわりに

以上は現在わが国で行われている DL の低騒音化対策の実例の一部である。国鉄の防音 DL は同系列の従来形に比べ 6~7 dB (A) の騒音レベルの低減を実現したとは言え、住民の要求は地区によっては 55 dB (A) という厳しいところもあるので、今後更に防音性能の良い DL の開発を進めねばならず、国鉄としても研究を続けているところである。

音源を取り除くことができないとすれば防音すなわちしゃ音と言うことになり、しゃ音効果の向上のためにはしゃへい物の重量や体積を大きくすると言う車両としての性能向上に反する処置をせねばならない。また各機器をしゃへいすることは保守、点検などに支障をきたしたり、自然換気を

していた機関室を密閉したために換気扇を設けて強制換気をしなければならなくなった例に見られるように構造の複雑化を招き、それがコストアップにもつながることになる。

一方、ある機器から発生する騒音についての対策ができた場合に、それまでその陰に隠れていた音が表面に出てきて、今度はその対策を考えねばならないと言う現象も生じるだろうし、また同じ音圧レベルでも音色によって感じ方が変わることはもちろん、同じ音に対しても個人によって好みが変わるという問題も生じよう。従って今後防音 DL の開発にあたっては更に幅広く検討を進めねばならないと思う。

(原稿受付 昭和 53 年 1 月 5 日)

文 献

- (1) 辻, 日本機械学会第 252 回座談会資料, (昭 44-9), 58.

参 考 文 献

- (a) ディーゼル機関車騒音対策専門委員会報告書「その 1」, (昭 52-3), (社) 日本鉄道車両工業会ディーゼル車技術委員会.

日本の原子力発電 1000 万 kW で世界第 2 位

日本の原子力発電がこのほど 1000 万 kW (試運転発電分を含む) の大台を突破、世界第 2 位のイギリスを抜いて、アメリカにつぐ原発大国にのし上がった。

原子力発電はわが国エネルギーの安定確保のため年々ウェートを高めているが、安全性や立地対策など未解決の問題を抱えており、通産省は電源立地推進対策会議で地元対策なども含め原発建設上の問題を総点検する。

同省によると、わが国で現在営業運転中の原子力発電は 14 基で、総出力 799 万 4000 kW である。昭和 52 年秋以降、東京電力と関西電力で各 1 基が試運転に入ったのを皮切りとし、53 年 2 月 24 日に東電の福島第一原子力 (78 万 4000 kW=福島県双葉郡大熊町、双葉町) の 4 号機が、また 3 月 13 日には日本原子力発電の東海第二 (110 万 kW=茨城県那珂郡東海村) がそれぞれ試運転を開始、その結果、日本の原子力発電の総出力は 1183 万 7000 kW に達した。

日本原子力産業会議の 52 年末現在の調査によると、世界の原子力発電はアメリカが 5000 万 kW 強と断然多く、ついでイギリスの 880 万 kW、ソ連の 820 万 kW、日本の 800 万 kW、そして西ドイツの 730 万 kW の順である。

2 位のイギリスから 5 位の西ドイツまでがわずかの差で続いている。このなかで日本は、相つぐ原発ラッシュによって 4 位から一挙にイギリスを抜いて 2 位に進出した。

日本の原子力発電はさらに、53 年 4 月に中部電力の浜岡原子力 (84 万 kW=静岡県小笠郡浜岡町) の 2 号機、8 月ごろには関西電力の大飯 (117 万 5000 kW=福井県大飯郡大飯町) の 2 号機の 2 基が試運転に入る予定である。

しかし、日本の原発ラッシュも 53 年限りで、今後の計画では 54 年に 1 基、55 年 0、56 年 2 基、57 年 2 基とスローダウンする。

総合エネルギー調査会が先に発表した長期エネルギー需給暫定見とおしによると、60 年度の原発は総出力 3300 万 kW を目標にしているが、地元の反対で思いどおりの建設が進まないこともあって、現時点では 29 基 2189 万 1000 kW に過ぎず、長期見とおしの目標達成は手放しの楽観は許さない。

一方、ソ連、西ドイツで建設を進めている原子力発電所数は日本より多いといわれ、数年先には 2 位の座を明け渡すことになるといわれている。

[服部 敏夫]