

金沢大学工学部 正 梶 容郎
 金沢大学工学部 正 松浦義満
 国際建設 宮下 哲

1. まえがき. 在来線の特急を対象にして走行装置にかかめる騒音を測定したところ, 50 Hz , 300 Hz , 900 Hz , 2000 Hz 周辺に顕著な音圧レベルが認められたことは既に発表した^{*}. 同一の測定データを用いて車両型式別に周波数分析を行なったところ図-1の如き結果を得た. この図にみられる如く列車騒音における車両型式別特性に明確な差異が認められず, いづれの型式においても 300 Hz , 900 Hz , 2000 Hz 周辺の音圧レベルが卓越している.

今回は上記3つの周波数の振動がレールと車輪の衝突により発生するものと考え, レールおよび車輪のいかなる部分がどのように振動してこれらの音波を発生させているかを車輪落下実験および 50 N レールと板車輪に衝撃を与える実験を行なったのでその結果を報告する.

2. 車輪とレールの衝撃音の周波数特性.

実験室において板車輪のトレッドおよびレール頭頂面をハンマーで打撃して, 発生した衝撃音の周波数分析を行なったところ図-2, 3の如き結果を得た. これらの図にみられるごとく 300 Hz 周辺の音は車輪にもレールにも認められる. 900 Hz 周辺の音はレールには認められるが, 車輪には認められない. 2000 Hz 周辺の音は車輪とレールの両方に認められる. 更に板車輪のリムおよびウエブに単軸ゲージを張り付けトレッド, フランジを打撃したところリムには 420 Hz , 1200 Hz の振動が生じ, ウエブには 420 Hz , 1200 Hz , 2000 Hz 以上の超高周波が生じていることが判明した. また北陸本線 (50 Kg N 型レール) においてマール・ヘッドを上方および側方からハンマーで打撃して打撃音の波形を分析したところ 400 Hz , 900 Hz , 7000 Hz 周辺の音波が認められた. 以上の実験により 900 Hz 周辺の騒音は主にレールに起因することが明らかになった.

3. 車輪落下実験

実験室に実験用の試験軌道を設けて, 車輪をレール上に落下させ, そのときレールのヘッド, バースに生ずる歪の波形と衝撃音の波形を比較し分析した. この試験軌道のレール長は 8.3 m であり枕木間隔は 60 cm である. 試験軌道における測定計器の取

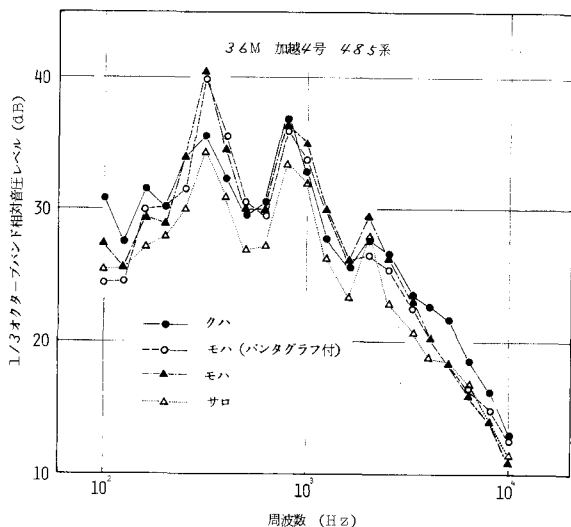


図-1 列車騒音の車両型式別周波数特性

(北陸本線野々市町, 50 N レール, PC枕木, バラスト道床)

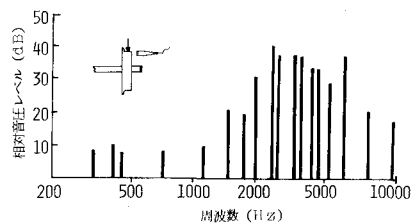


図-2 車輪の衝撃音周波数特性

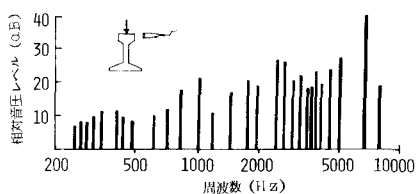


図-3 レールの衝撃音周波数特性

り付け位置を図-4に示す。ここで $H_1, H_2, H_3, \dots$ はレールヘッド側面に張り付けた単軸ゲージを示し、 $M_1, M_2, M_3, \dots$ はコンデンサー・マイクロホンを表わす。車輪を2.5 cmの高さから落下させたときに $M_1 \sim M_5, H_1, H_2$ において記録される波形を図-5に掲げる。この図には $(H_1 + H_2)$ と $(H_1 - H_2)$ の波形を加える。 $(H_1 + H_2)$ はレールの上下方向の曲げ振動の歪を表わし、 $(H_1 - H_2)$ はレールの左右方向の曲げ振動の歪を表わしているとみることが出来る。 $M_1 \sim M_5$ は同時測定ではなく、同一の落下条件のもとで別個に測定したものである。図-5の M_1 は落下点側方10 cmの地点で測定した衝撃音の波形であり、220 Hzから250 Hzの音波が認められる。レールと枕木の上下振動による音波 M_3 と M_4 は1000 Hz以上の波を除けば波形はほぼ同一であり、レールと枕木は一緒に振動していると考えられる。 M_5 は車輪の上下動による音波を捉えようとしたものである。この波形は逆に現われているがレールとはほぼ同一の位相で振動している。 H_2 は落下点からレール長手方向に60 cm隔った地点におけるレール側面の音を記録したものである。この音波には1000 Hz周辺の音が明らかに認められる。この1000 Hz周辺の音がレールの左右方向の振動により生ずるものであることが H_1, H_2 の波および図-6の H_2, H_3, H_4, H_5 の波の位相から読みとれる。250 Hz周辺のレールの振動は上下方向にも左右方向にも認められ、レールと車輪が接触バネで繋がった振動系となったときに生ずる振動であると推測される。この250 Hz周辺の振動のうち車輪がレールに接触した瞬間からおよそ0.008 secまでは上下方向の曲げ振動が優勢であるけれども、0.008 sec以後は左右方向の曲げ振動が優勢になることが図-5の $(H_1 + H_2), (H_1 - H_2)$ の波形から読みとれる。以上の分析から推測されるレールの振動モードを示すと図-7のようになる。

4. むすび 試験軌道における衝撃音の顕著な周波数は250 Hz, 1000 Hzであり、図-1に示した現場測定の結果とは多少ずれている。これはレールに作用する荷重、道床、枕木間隔などの条件が両者の間で異なっているためであると考えられる。

この研究は昭和

51年度科学研究費(一般研究B)を受けて行なったものである。

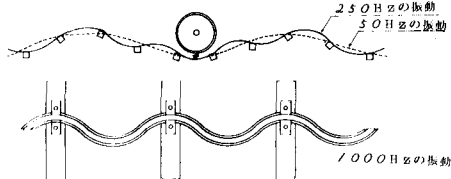


図-7. レールの振動モード

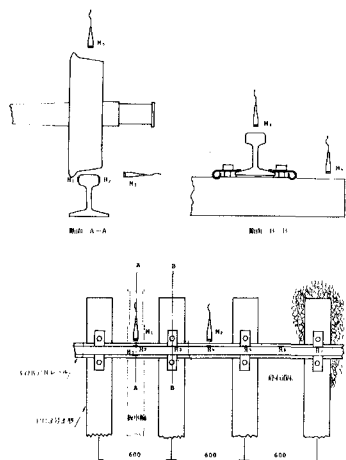


図-4 試験軌道における測定計器取り付け位置

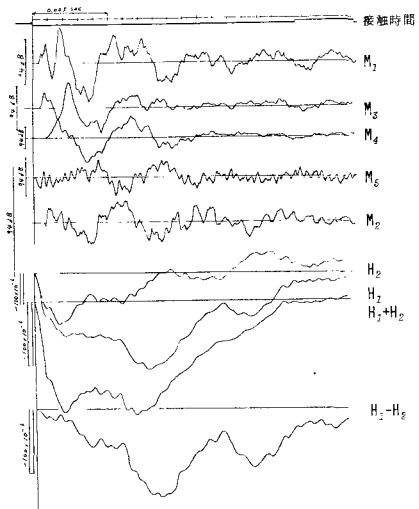


図-5. 車輪落下実験の測定記録I

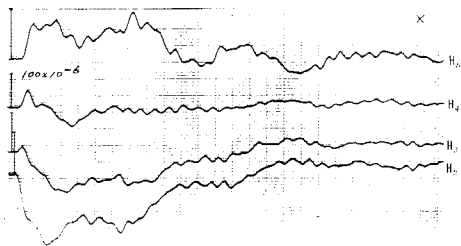


図-6 車輪落下実験の測定記録II

* 松浦義満, 本田孝: 鉄道騒音に関する実験的研究, 土木学会中部支部研究発表会講演概要集, 昭和52年1月28日