

交通振動問題における車両動荷重特性に関する研究

平面道路における自動車交通振動問題に関する研究 その1

A STUDY ON THE PROPERTIES OF VEHICLE DYNAMIC LOADS ON TRAFFIC-INDUCED VIBRATION PROBLEMS

A study of traffic-induced vibration problems on an asphalted road Part 1

西 阪 理 永*, 福 和 伸 夫**

Riei NISHIZAKA and Nobuo FUKUWA

In order to estimate the responses of buildings and to study how to prevent the buildings from traffic-induced vibrations, the properties of dynamic loads caused by vehicles are investigated.

Four kinds of vehicles (automobile, dump car, mixermobile, and semitrailer) are driven on the same asphalted road whose roughness is measured beforehand. Acceleration at four or five points of each vehicle are observed, and the vehicle dynamic loads are estimated.

It is found that pavement roughness, loading condition, type and the speed of a vehicle have great effects on the properties of vehicle dynamic loads.

Keywords : traffic-induced vibration, vehicle dynamic load, pavement roughness, loading condition, running speed, type of vehicle
交通振動, 車両動荷重, 路面凹凸, 積載状況, 走行速度, 車種

1. はじめに

我が国において行政が交通振動対策に乗り出したのは、振動規制法が施行された1976年(昭和51年)12月からである。振動規制法での要請限度値の設定に伴い、交通規制の要・不要の評価を目的とした振動レベル(L_{10})予測式が提案された。平面道路の予測基準点(路肩より5m)における予測式の作成に当たっては、振動レベルに影響を及ぼす主な因子として1車線当たりの交通量、車速、走行位置(車線)、路面平坦性及び地盤条件を挙げ、これらに関する多量な実測データを基に回帰分析手法が用いられた。当予測式は交通振動による地盤の振動レベルを概ね把握することができるものとして、現在でも広く一般に用いられている¹⁾。しかし今日では、科学設備、生産設備、情報機器等の精密機械が内在する施設の急増に伴い、これらの機器が交通振動をはじめとする微振動によって正常に作動しなくなるという深刻な問題が多々生じており、これらの振動対策に対応するためには、主に人間の体感を対象とした従来のdB評価の予測式では不十分な点も多いと思われる。

問題提起として、図1に名古屋港金城埠頭サンフランシスコ大通りの路肩の1地点において昼間に計測した鉛直方向速度波形(約600秒間)のランニングフーリエスペクトルを示す。当該道路はトレーラーを中心とした種々の大型車両が絶え間なく走行している上下合

計6車線道路である。図1より、路肩でのスペクトル特性は時々刻々と大きく変化しており、これは既往の文献^{2),3)}にも示されているように、各々の車両が路肩に与える動荷重の振動数特性の違いに起因するものと予想される。構造物の振動応答予測には、交通振動入力力の把握が不可欠であり⁴⁾、交通振動入力力は、路肩での応答に対して各振動数成分毎の距離減衰特性⁵⁾を介した結果として捉える必要があることから、車両動荷重の振動数特性に着目した路肩応答の評価は重要となる。しかし、予測式には車両に関する振動数特性の観点は欠落しており、単に振幅レベルの問題として落とし込んでしまっている。また、当予測式では一定時間内での平均的な振動レベルを表現しているのみで、一台の車両が通過する時間内での地盤応答性状の推移、といった非定常的観点も欠落している。現況振動調査の結果、要請限度値以内であると判定された地域で住民の苦情がやまなことがあるのは、こういった理由による可能性もあると考えられる。

筆者らは、従来より、交通振動を一台一台の車両走行に起因する応答の重ね合わせとして捉え、平面道路上での深夜単独車両走行による実測記録の分析を行って来た^{6),7),8),9),10),11)}。その過程において、一台の車両が走行する際の振動発生源から地盤内波動伝播、構造物入力までの複雑に絡み合う要因をパラメータとして分解し、各要因毎

注記) 本論文の一部は参考文献7), 9), 10), 11)に発表したものである。

* 名古屋大学大学院工学研究科建築学専攻 大学院生・修士(工学) 日本学術振興会特別研究員

** 名古屋大学大学院工学研究科建築学専攻 助教授・工博

Graduate Student, Dept. of Architecture, School of Eng., Nagoya Univ., M. Eng., JSPS Research Fellow

Assoc. Prof., Dept. of Architecture, School of Eng., Nagoya Univ., Dr. Eng.

に現象を分析して行くことの重要性を認識した。よって、本論文では、平面道路を対象とした実測記録に基づく考察の第一段階として、交通振動問題の振動源に相当する車両そのものに着目し、路面凹凸と車両特性（積載状況・走行速度・車種）の組み合わせによって生じる車両動荷重の振幅および振動数特性について、より詳細な検討を行う。

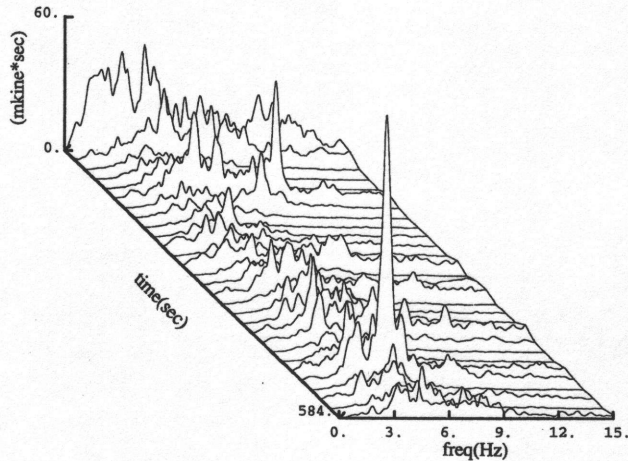


図1 路肩応答のランニングスペクトル (UD成分)

2. 実測の概要

実測は、'92年に名古屋港金城埠頭のアスファルト舗装平面道路（ロサンゼルス大通り）上において乗用車と10tonダンプトラックを深夜単独走行させて行った。また、同じ場所で'94年に10tonミキサー車とセミトレーラーを用いて追加実測を実施している。表1に全走行条件の一覧を示す。車両動荷重そのものの特性に注目しているた

表1 走行条件の一覧

車種	乗用車、10tダンプトラック、 10tミキサー車、セミトレーラー
積載状況	満載(約20t)、空載(約10t) 乗用車を除く
走行速度	30km/h、60km/h(ダンプのみ)

め、車種、積載状況及び走行速度をパラメータとして、図2に示すように車両前輪及び後前輪のばね上、ばね下（トレーラーは、プラス後方荷台部）に歪みゲージ型の加速度計を取り付け、車両走行時の鉛直方向加速度波形を記録した。車両各部の重量分布は表2に示すとおりである。ちなみに、「ばね」とは大型車サスペンション部の重ね板ばねを指している。

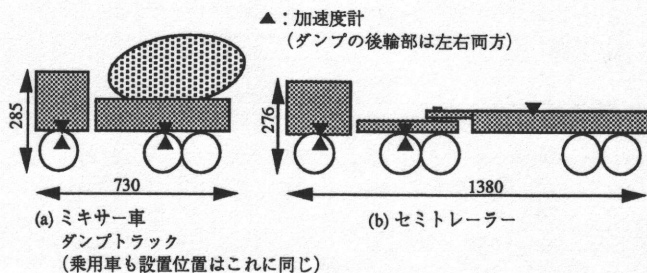


図2 車両上の加速度計設置位置

表2 車両の重量分布

(単位 ton)

		満載		空載	
		ばね上	ばね下	ばね上	ばね下
乗用車 (推定値)	前輪			0.65	0.10
	後輪			0.35	0.10
ダンプ トラック	前輪	4.51	0.71	3.45	0.71
	後輪	12.29	2.14	2.94	2.14
ミキサー車	前輪	4.19	0.71	3.82	0.71
	後輪	13.06	2.14	3.83	2.14
セミ トレーラー	前輪	3.99	0.71	3.83	0.71
	後輪	5.46	2.14	3.91	2.14
	荷台	8.70		5.45	

なお'92年の実測に先立ち、走行道路500m区間にわたってダンプトラックの左右両輪直下となる路面の凹凸をプロフィールメータによって調査し、約5cm間隔でデジタル化することにより、路面凹凸デジタル波形を作成した。その結果を図3に示す。また図4には、図3の波形の平均パワースペクトルをISO路面入力規準¹²⁾と比較して示す。平均パワースペクトルは、波形の左端から順に5mずつずらしながら、102.4m区間のサンプル波を80波切り出し、それぞれのパワースペクトルを求めてから全部の平均をとっている。図4より、当該道路の路面状況は、ISO基準において「平均」以上の比較的良好な区分に属していることが分かる。なお、'94年の追加実測は路面凹凸調査から2年経過後に行っているため、舗装の傷み等で路面状況は変化していると思われるが、その間、補修・改修工事は行われていないことを述べておく。

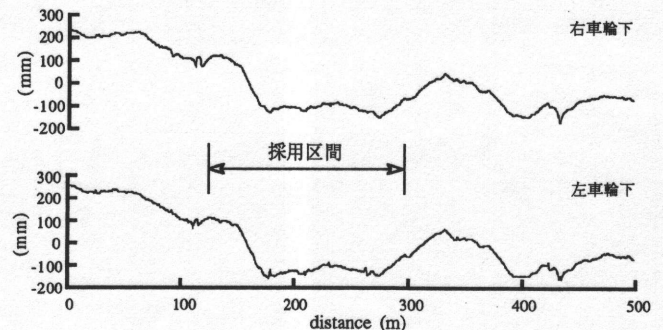


図3 デジタル化された路面凹凸波形

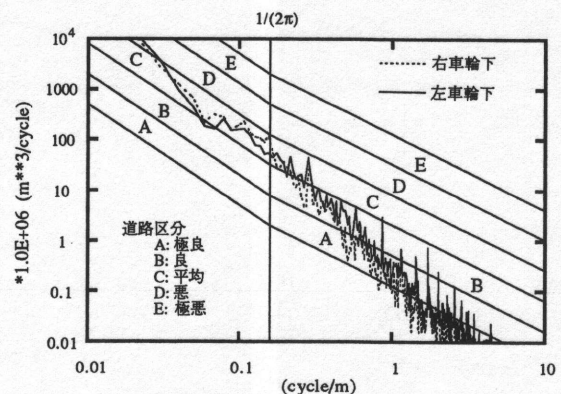


図4 路面凹凸波形の平均パワースペクトル (ISO路面入力基準との比較)

3. 路面凹凸性状と車両ばね下応答との関係

車両走行時において、タイヤと路面が密着している場合には、路面凹凸はタイヤ下面への強制変位として入力される。しかし、実際の走行を考える際には、タイヤ下面の変位が、どの程度まで路面凹凸変位に追随できるのかを調べるのが重要であると思われる。既に、タイヤの接地長と路面凹凸の波長との関係から、空間周波数が高くなるにつれタイヤ下面の変位は路面凹凸に追随しなくなることが分かっている¹³⁾。よって本章では、左右両輪下での路面凹凸の相違にそれぞれのタイヤがどの程度追随できるのかを調べてみる。

まず最初に、図3の路面凹凸プロフィールを、走行速度を考慮して0.01秒刻みの時刻歴波形に変換し、30km/hと60km/h共にほぼ定速度走行が実現されたと認められる約170m区間（図3参照）を切り出した。波形の継続時間は、30km/h走行の場合は20.48秒、60km/h走行の場合は10.24秒である。本論文において、これより先の考察は全て、この区間に対応する各測点の応答波形を切り出すことによって行っている。

図5に、30km/h走行時の路面凹凸時刻歴波形について、左車輪下と右車輪下とのフーリエスペクトル比を示す。図5より、振動数によってばらつきがあるものの、全体的に左車輪下の方が凹凸が激しいことが分かる。より詳しく調べるために、図6に両路面の波形と非定常スペクトルを示す。波形に含まれる1Hz以下（30km/h走行の場合は波長8.33m以上に相当）の成分は、主に道路そのものの起伏に寄与していると判断されることから、1Hz以上のハイパスフィルタをかけて、アスファルト表面の凹凸のみを表現した波形に変換した。図6において左車輪下だけに現れているいくつかのインパルス的な部分（図中の▼印）は、現地調査の結果から主にマンホールであることが分かっている。左車輪下の路面は、マンホールの部分で全振動数が励起されているため、全体として図5のような結果となったことが分かる。

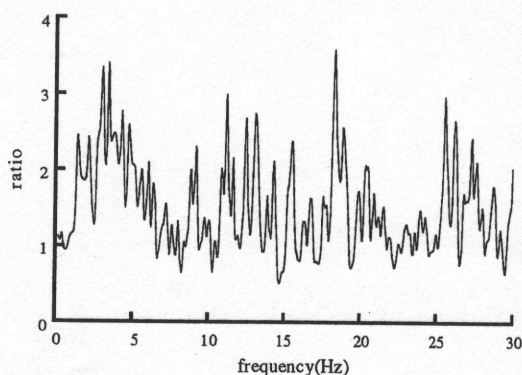


図5 路面凹凸のフーリエスペクトル比（左／右）

次に図7に、空載のダンブトラックが30km/hで走行したケースでの左右の後前輪ばね下の加速度波形と非定常スペクトルを示す。図7より、後前輪ばね下の応答は、振幅特性、振動数特性共に左右でほとんど差がないことが分かる。トラックの左右は対称な構造となっているため、伝達関数はほぼ同一のはずである。よって、左右の車輪の運動は、それぞれの車輪下の路面凹凸に独立に追随しているわけではなく、従属の関係にあることが分かる。このことは、図7の非定常スペクトルで、マンホールの部分では、左車輪の動きに同調し

て、マンホールのない右車輪もほぼ等しい振動をしていることから証明できる。

4. 車両動荷重に関する検討

車両動荷重とは、車両が路面との接地点であるタイヤ下面を介して路面に与える力であり、静荷重と動的付加荷重との和で表される。静荷重は車体の重量そのものであり、動的付加荷重は静荷重がかかっている釣り合い位置からの変動成分である¹⁴⁾。本論文では、動的付加荷重を車両各部で計測された加速度波形と、表2に示した各部重量を用いて、慣性力の和の形で評価した。左右両軸の振動は、第3章の結果より、同一と仮定している。なお、全体としての動的付加荷重に、車両各部がどのように寄与しているかを調べるため、各部付加荷重も併せて算出している。

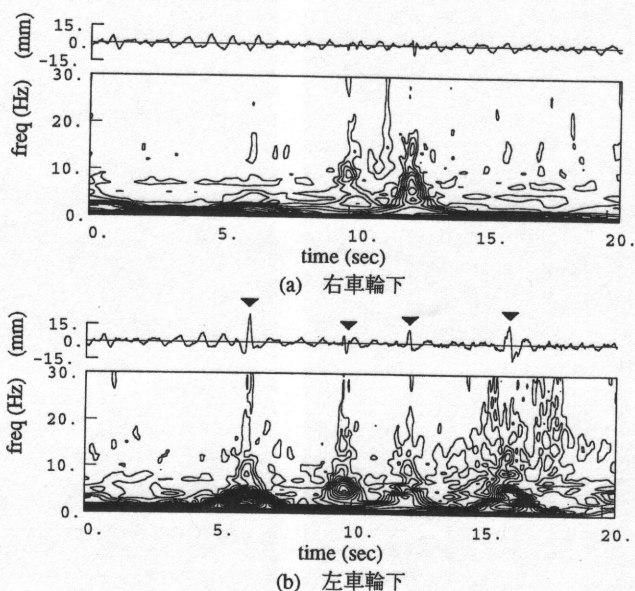


図6 路面凹凸の波形と非定常スペクトル

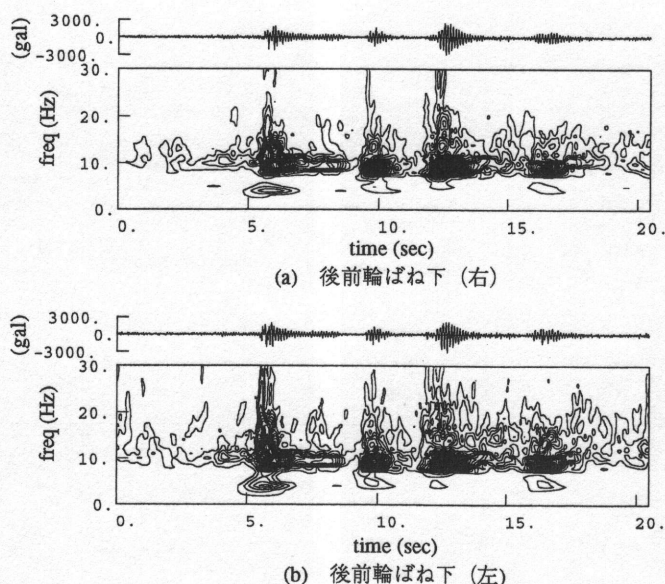


図7 ダンブトラックばね下波形と非定常スペクトル

4. 1 積載状況と車両動荷重

本節では、同一車両においては走行速度が同じであれば、積載状況が変化しても路面凹凸によるタイヤ下面への強制変位入力はほとんど変化しないと仮定し、純粋に車両応答そのものの比較を行う。

図8に60km/h走行時におけるダンプトラックの各部付加荷重及び動的付加荷重振幅のRMS値の時間変化を、満載時と空載時とで重ね描く。RMS値は0.16秒間のデータを用いて求めており、波形の先頭から順に0.01秒ずつずらしながら、0.16秒のサンプル波形を切り出している。なお、図中の▼印は、マンホール通過時である。図8より、動的付加荷重振幅に対する後軸部の寄与は、特に満載時に前軸部と比較して支配的であることが分かる。後軸部ばね上においては全時間に渡って満載時の方が大きな値を示している。これは荷台部の土砂重量の影響によるものと思われる。満載と空載との重量変化の少ない前軸部ばね上では、このような違いはほとんど見られない。また、後軸部ばね下においてはマンホール通過時を中心に空載時の方が大きな値を示している。これは、ばね下の重量は積載状況の違いで変化することはないが、空載時にはばね上からの押さえつけが少ないため、ばね下の振動振幅が大きくなるためと思われる。動的付加荷重としては、局所的な路面凹凸部では空載時の方が大きく、その他の路面上では、積載状況の違いによるRMS値の大きさに差はほとんど見られないことが分かる。

図9に満載時と空載時における動的付加荷重の波形と非定常スペクトルを示す。また参考までに、図10に後前輪ばね上、ばね下での加速度波形のフーリエスペクトルを示す。図9より、全時間に渡って満

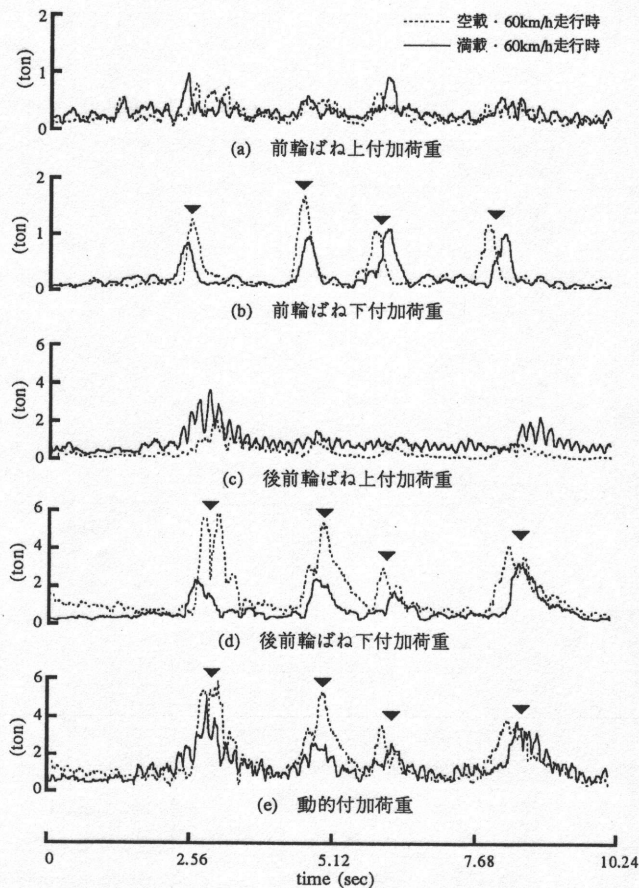


図8 積載状況による動的付加荷重RMS振幅の比較

載時には3Hz付近、空載時には10Hz付近が卓越していることが分かる。これは図10より、前者はばね上、後者はばね下の固有振動数に対応している。また図9より、マンホール等の局所的な路面凹凸に乗り上げたと判断されるところでは、積載状況の如何にかかわらず瞬間的にばね上、ばね下双方の振動数成分を中心としてほぼ全振動数域に渡る成分が励起され、その後は直ちにもとの各部の固有振動数での自由振動的な成分のみにおさまる。

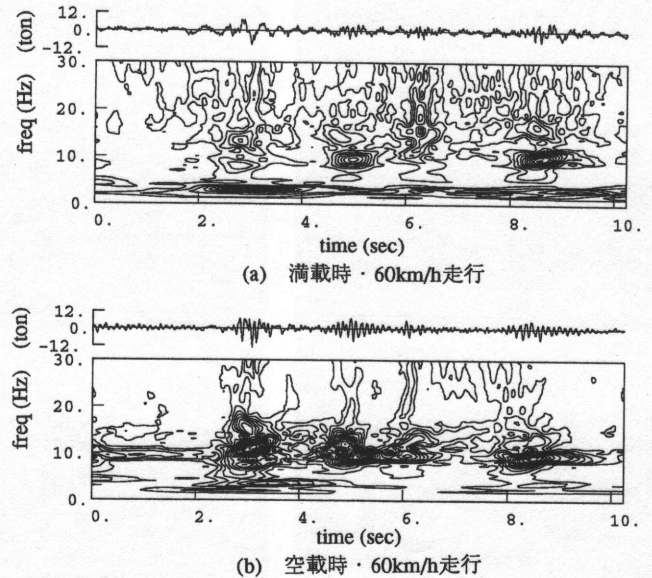


図9 積載状況の違いによる動的付加荷重波形と非定常スペクトル

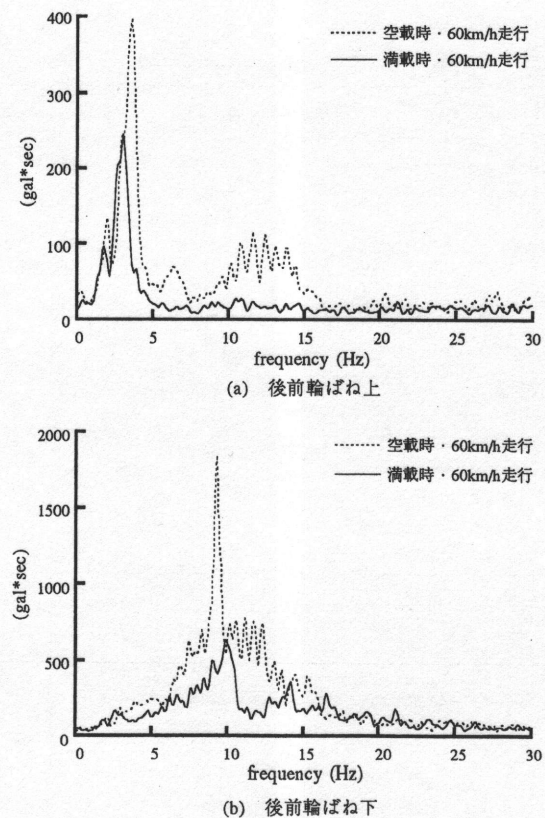


図10 車両上加速度波形のフーリエスペクトル

4. 2 走行速度と車両動荷重

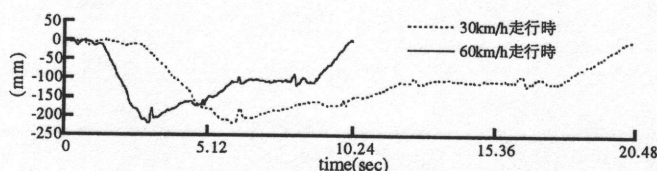
走行速度が変化すると、同一車両が同一路面上を走行した場合でも、式(1)に示されるように、路面凹凸によるタイヤ下面への強制変位入力のパワースペクトルは変化する¹⁵⁾。

$$S_{RT}(f) = \frac{1}{V} \times S_{RA} \left(\frac{1}{\lambda} \right) = \frac{1}{V} \times S_{RA} \left(\frac{f}{V} \right) \quad (1)$$

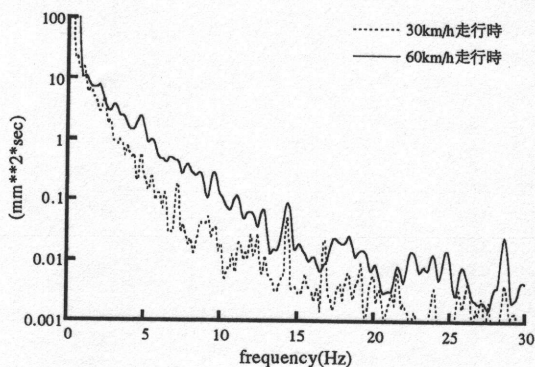
ここで、 $V[m/s]$ は車両走行速度、 $\lambda[m]$ は路面凹凸の波長、 $f[Hz]$ は入力される振動数、 S_{RA} は空間周波数で表されたパワースペクトル、 S_{RT} は時間周波数で表されたパワースペクトルである。式(1)より、30km/h走行におけるある入力振動数成分は、60km/h走行では2倍の高振動数として現れ、対応するパワースペクトル振幅は1/2となることが分かる。図11に、第3章で述べた方法によって切り出された路面凹凸時刻歴波形とそのパワースペクトルを、30km/hと60km/hとで重ね描く。Parsevalの定理で知られるように、継続時間 $T[sec]$ のある時刻歴波形 $x(t)$ とそのパワースペクトル $S(f)$ との間には、式(2)の関係がある。

$$\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x^2(t) dt = \int_{-\infty}^{\infty} S(f) df \quad (2)$$

式(2)は、原波形の時間軸方向の伸縮と無関係に一定値を与える。よって、図11(a)の2本の波形は、同一の波形に対して時間軸の伸縮を行っただけの相違であるため、双方の時間領域での平均パワーは等しく、周波数領域でのパワースペクトルの面積も等しいことになる。しかし、離散値での式(2)の関係を成り立たせるためには、60km/hの波形には30km/hの波形の1/2の時間刻みが必要であるため、双方共0.01秒刻みのサンプリングで計測を行っている今回、路面凹凸入力の振動数成分という立場から見ると、60km/hの波形は50Hzから100Hzまでの成分（30km/hにおける25Hzから50Hzまでの成分）を表現できていないことに注意が必要である。しかし、現実問題としては、図11(b)からも分かるように、高振動数部分のパワーは指数関数的に減少していることから、上述の問題点は無視してさしつかえないと判断される。なお、継続時間が2倍違うため、60km/hの場合の



(a) 路面凹凸時刻歴波形



(b) 路面凹凸時刻歴波形のパワースペクトル

図11 走行速度の違いによる路面凹凸波形の変化

パワースペクトルは30km/hの2倍の刻みの振動数でしか表現できないことは避けられない。

図12に満載時及び空載時におけるダンプトラックの動的付加荷重振幅のRMS値の時間変化を、30km/h走行時と60km/h走行時とで路面凹凸の位置を合わせて重ね描く。RMS値の求め方は、図8と同様である。図12より、満載時・空載時共にはほぼ全時間に渡って60km/h走行時のRMS値の方が大きくなっている。これは、定常かつ線形過程においては、図11(b)から分かるように、車両そのものとは無関係に、入力となる路面凹凸のパワーが、ほとんどの振動数で60km/h走行を想定した場合の方が大きいことによるためと思われる。ただし、路面凹凸波形は、実際には定常ではなく、特に今回のようにマンホールのような局部的な凹凸を含む路面では、車両の走行速度そのものが動的付加荷重に影響を及ぼす場合もある。図12より、マンホール通過時にその他の時に比べて30km/h走行と60km/h走行とのRMS値の差が顕著であるのは、瞬間的にタイヤがマンホールに乗り上げて降りる衝撃が、60km/hの場合はかなり大きくなるためである、と推察される。

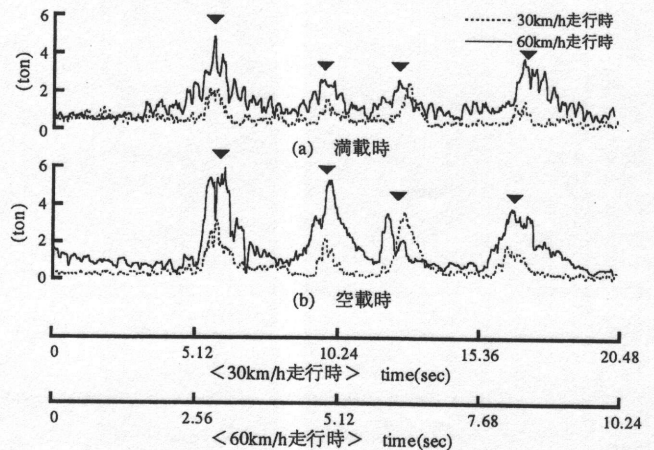
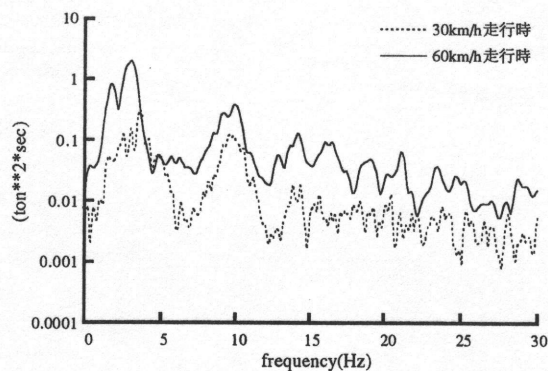


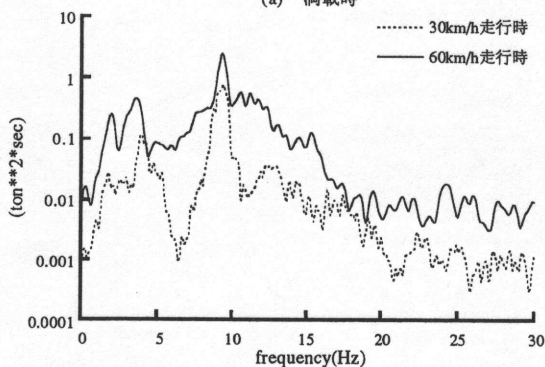
図12 走行速度による動的付加荷重RMS振幅の比較

図13に満載時及び空載時におけるダンプトラックの動的付加荷重のパワースペクトルを30km/h走行時と60km/h走行時とで重ね描く。また、図14には、動的付加荷重と路面凹凸とのパワースペクトル比（伝達関数の2乗振幅に相当するもの）を重ね描く。図13と図14より、走行速度の変化による動的付加荷重の相違は、あくまでも路面凹凸のみかけの振動数特性の変化によるものであり、車両そのものの振動システムが大きく変化しているわけではないことが読みとれる。

なお、図14におけるパワースペクトル比が30km/h走行と60km/h走行とで完全に一致しないのは、システムの非線形性によるものと思われる¹⁵⁾。走行速度が上がるとばね上の固有振動数に相当する部分が、満載時には4Hzから2.8Hzへ、空載時には4.5Hzから4Hzへと低下しているのは、トラックのサスペンション部重ね板ばねの剛性の振幅依存性によるものと推察される¹⁶⁾。（重ね板ばねは、静荷重に対しては荷重の増大に伴い剛性も増大するが、動的付加荷重に対しては振動振幅の増大に伴い剛性が低下するという特性を有する。）さらに、システムの変化に着目すると、図10と図14より、空載時と比較した場合の満載時におけるばね上固有振動数の低下（60km/h走行

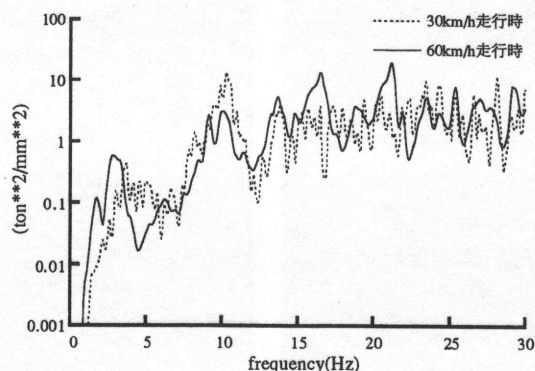


(a) 満載時

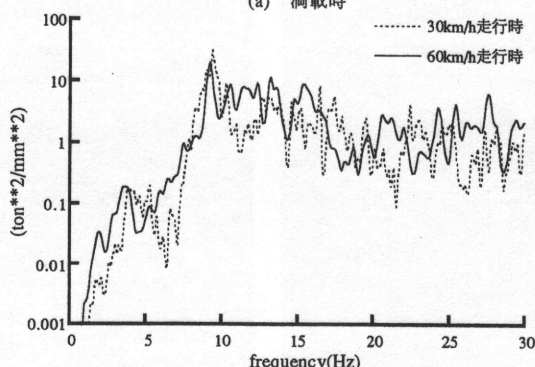


(b) 空載時

図13 走行速度の違いによる
動的付加荷重のパワースペクトルの比較



(a) 満載時



(b) 空載時

図14 走行速度の違いによる $|H(\omega)|^2$ の比較

の場合/4Hz→2.8Hz)は、ばね上重量の増加によるものであり、ばね下固有振動数の増大(60km/h走行の場合/9Hz→10Hz)は、タイヤの空気圧の上昇に伴う縦ばね定数の増大によるものであることが予想される¹⁷⁾。

4. 3 車種と車両動荷重

本節では、乗用車、10tonダンプトラック、10tonミキサー車及びセミトレーラーが同一条件で走行した場合の動的付加荷重の特性の相違について検討する。

図15に乗用車と空載のダンプトラックについて、30km/h走行時の動的付加荷重のパワースペクトルを比較する。図15より、ダンプトラックの動的付加荷重は乗用車の1オーダー以上大きなパワーを持っていることが分かる。また、乗用車のばね上の固有振動数はダンプトラックのそれより低く、ばね下は逆に高いことが分かる。

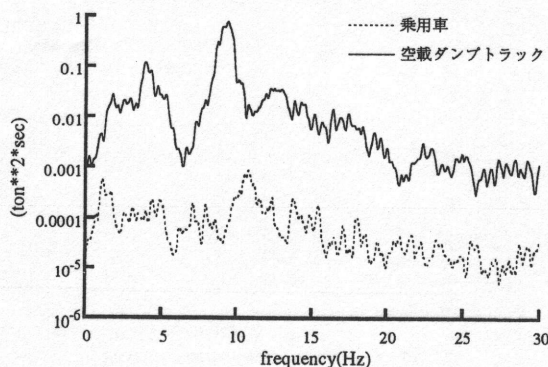


図15 乗用車と空載ダンプトラックの動的付加荷重
のパワースペクトルの比較 (30km/h走行時)

次に図16に、満載時30km/h走行でのダンプトラック、ミキサー車及びセミトレーラーの動的付加荷重のパワースペクトルを比較する。セミトレーラーは表2に示したように、空載時で約16tonある。ここでは、静荷重を同一(約20ton)にして比較を行うという目的で、セミトレーラーには4tonの鉄板を積載した。図16より、ダンプトラックとミキサー車を比較すると、スペクトルの形は似ているが、全体的にミキサー車の方がパワーが大きい。ダンプトラックとミキサー車のフレーム構造はほぼ同一である。よって、双方のパワースペクトルの相違は、路面状況が2年間の経年変化で悪化したことを示唆している可能性がある。また、ミキサー車は走行時に砂利を攪拌していたため、その影響がノイズ的に乗っている可能性もある。セミトレーラーに関しては、スペクトル形状が他車とは大きく異なる。5Hz付近の卓越は、トラクタ部の後輪ばね上及びトレーラー部荷台の固有振動数成分が重なったものである。同じ静荷重20tonでも、車種によって発生する動的付加荷重の特性はかなり異なるということが分かる。

図17には、図16におけるミキサー車とセミトレーラーの動的付加荷重の波形と非定常スペクトルを示す。図17より、付加荷重の振幅は全体的にセミトレーラーの方が大きいことが分かる。また、ミキサー車はマンホール部で全振動数が励起されてもすぐに元の振動性状に戻ることにに対し、セミトレーラーの場合は、ほぼ全時間に渡って全振動数が励起されたような形となっている。これは、セミトレーラーの形態が前後に長く、路面凹凸の通過に時間がかかるためと考えられる。このことは、動的付加荷重の波形において凹凸を通過する際に現れるはずのピークが不明瞭で、長く乱れた形となっていることから読みとることができる。

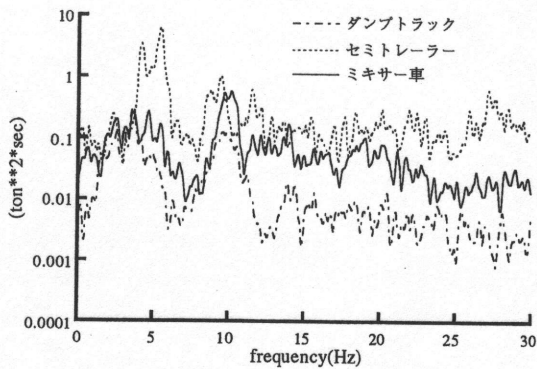
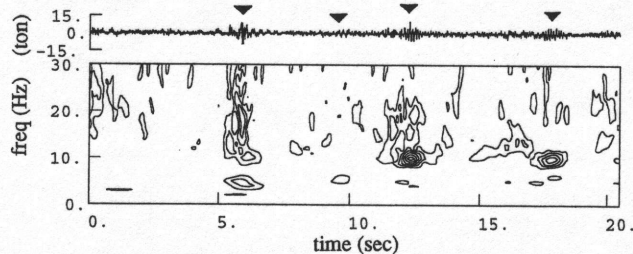
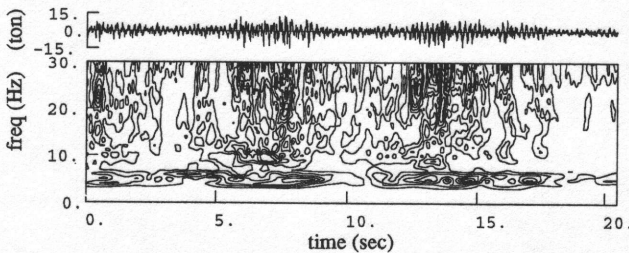


図16 車種の違いによる
動的付加荷重のパワースペクトルの比較
(総重量20tonf・30km/h走行時)

最後に図18に、空載時のミキサー車とセミトレーラーのトラクタ部の動的付加荷重を比較する。両者はほぼ同じ車体構造をしており、空載時の重量分布もほぼ等しい。図18より、両者は空載時はよく似た振動数特性を有していることが分かる。しかし、セミトレーラーのトラクタ部は後部のトレーラー部と連結されており、トレーラー部への積載が増えるに従って、連結部を介して与えられる影響が大きくなって来ることが予想される。この辺りの機構については今後、より詳しく調べていく必要があるだろう。



(a) ミキサー車・満載30km/h走行



(b) セミトレーラー・満載30km/h走行

図17 車種の違いによる
動的付加荷重波形と非定常スペクトル

5. まとめ

交通振動問題における振動源である車両動荷重について、各要因毎に詳細な分析を行った結果、以下の知見が得られた。

- (1) ダンプトラックの左右の車輪の運動は、それぞれの車輪下の路面凹凸に独立に追従しているわけではなく、凹凸変化の大きな方への従属の関係にある。
- (2) ダンプトラック満載時の動的付加荷重振幅に対する後軸部の寄与は、前軸部と比較して大きい。
- (3) 後輪ばね上付加荷重は満載時の方が大きく、後輪ばね下付加荷

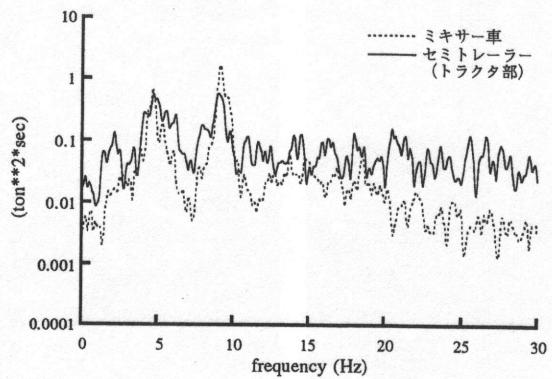


図18 空載時のミキサー車とセミトレーラートラクタ部の
動的付加荷重のパワースペクトルの比較
(30km/h走行時)

重は局所的な路面凹凸部通過時は特に空載時の方が大きい。

- (4) 動的付加荷重は、通常は、満載時はばね上、空載時はばね下の固有振動数成分が支配的であるが、局所的な路面凹凸部通過時には、ほぼ全振動数に渡る成分が励起される。
- (5) 走行速度が上がると動的付加荷重振幅は大きくなる。
- (6) 局所的な路面凹凸部通過時には、走行速度そのものが動的付加荷重振幅に影響を及ぼす。
- (7) 走行速度の変化による動的付加荷重の相違は、定常過程においては路面凹凸のみかけの振動数特性の変化によるものであり、車両そのものの振動システムが大きく変化しているわけではない。
- (8) サスペンション部重ね板ばねやタイヤの非線形性が、各種要因の間でカップリングを生じさせ、現象を複雑にしている。非線形性に関する検討が必要である。
- (9) 乗用車の動的付加荷重はダンプトラックに比較して1オクタード以上小さい。
- (10) 静荷重が同じ大きさでも、車種によって動的付加荷重の振幅、振動数特性は異なる。
- (11) 車体が長いと局所的な路面凹凸部の通過に時間がかかるため、常に動的付加荷重振幅は大きく、広範囲に渡る振動数が励起される。
- (12) 連結部を有する車両は、連結部を介して前後の車両がどのような影響を及ぼしあうのかを解明する必要がある。

なお、平面道路における交通振動問題では、車両の走行速度がレーリー波の伝播速度に比べて十分に小さい場合には、地盤での応答は主に、車両動荷重のうちの動的付加荷重の影響が支配的である、とされている^{18),19),20),21),22)}。しかし、動的付加荷重は車両に働く慣性力に近似されるものであることから考えると、今後は、過積載の状態等も含めて、静荷重と動的付加荷重との関係についてより詳細に検討する必要があると思われる。

本研究の最終目的は、建設計画段階の道路等も含めた交通振動環境が周辺建物に与える影響について、事前予測から振動対策まで一貫して検討できる手段を構築することにある。よって、(その2)以降では、応答予測の対象となる建物への交通振動入力を、より精度良く推定するために、車両動荷重波形のシミュレーション法、車両動荷重と路肩応答との関係、及び地盤内波動伝播性状について検討を進めていく予定である。

謝辞

本論文を作成するにあたって、振動実測、資料提供、その他にご協力下さいました多賀直恒九州大学教授、今岡克也豊田工業高等専門学校助教授、美原義正名古屋大学技官、石田栄介名古屋大学大学院助手、小島健司氏（大林組）、近藤雅子氏（鴻池組）の両名古屋大学卒業生、応用地質（株）の木呂子豊彦氏、名古屋大学大学院工学研究科建築学専攻構造設計工学講座ならびに名古屋高速道路公社の各氏に感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 社団法人日本道路協会：道路環境整備マニュアル(第5章・振動)、pp. 141～169、1989.1
- 2) 木下勝弘、又木義浩：自動車による振動公害予測と対策、竹中技術研究報告、No. 12、pp. 29～49、1974. 8
- 3) 達下文一：アスファルト舗装の構造による自動車交通振動低減のための実験、土と基礎、Vol. 27、No. 8、pp. 17～24、1979. 8
- 4) 田中靖彦、富澤稔、松村恒夫、小林俊雄：交通振動を受けるS造建物の環境振動予測手法、日本建築学会構造系論文集、No. 470、pp. 151～158、1995. 4
- 5) 入江康隆、寺坂康成：自動車により引き起こされた地盤振動の距離減衰、構造工学論文集、Vol. 41B、pp. 123～128、1995. 3
- 6) 福和伸夫、西阪理永、浅野三男、多賀直恒、寺村彰：自動車走行外乱による地盤の振動性状に関する研究—実測記録の分析と薄層法によるシミュレーション解析—、構造工学論文集、Vol. 39B、pp. 95～104、1993. 3
- 7) 西阪理永、福和伸夫、多賀直恒：埋立地盤における自動車交通振動の実測記録の分析、日本建築学会大会学術講演梗概集(関東)、B、pp. 159～160、1993. 9
- 8) 西阪理永、福和伸夫、多賀直恒：軟弱地盤における交通振動の波動伝播性状に関する研究、第9回日本地震工学シンポジウム論文集、Vol. 1、pp. 511～516、1994. 12
- 9) 西阪理永、福和伸夫、近藤雅子：交通振動問題における各種要因の影響に関する研究—(その1)問題の提起と路面凹凸が動荷重に及ぼす影響について—、日本建築学会東海支部研究報告集、pp.185～188、1995. 2
- 10) 近藤雅子、西阪理永、福和伸夫：交通振動問題における各種要因の影響に関する研究—(その2)車両特性が動荷重に及ぼす影響について—、日本建築学会東海支部研究報告集、pp.189～192、1995. 2
- 11) 近藤雅子、西阪理永、福和伸夫：交通振動問題における車両特性が動荷重に及ぼす影響に関する研究、日本建築学会大会学術講演梗概集(北海道)、D-1、pp.283～284、1995. 8
- 12) BSI：ISO/TC108/WG9 Document No. 5、1972
- 13) 北村泰寿、森誠一郎：単一走行車両による地盤振動のシミュレーション、土木学会論文報告集、No. 270、pp. 31～39、1978. 2
- 14) 横山功一：道路橋の設計自動車動荷重に関する研究、東京工業大学学位論文、1992. 3
- 15) 山川新二：車両テスト用路面について、自動車技術、Vol. 30、No. 8、pp. 656～661、1976. 8
- 16) 稲生武：大型車の振動と問題点、自動車技術、Vol. 28、No. 4、pp. 283～295、1974. 4
- 17) 足立善八郎：タイヤの振動特性について、自動車技術、Vol. 38、No. 12、pp. 1457～1462、1984. 12
- 18) 花里利一、鵜飼恵三：走行荷重により生じる地盤振動のFEM解析、土質工学会論文報告集、Vol. 23、No. 1、pp. 144～150、1983. 3
- 19) 谷口栄一：走行荷重により生じる地盤振動のFEM解析(ディスクッション、討議者)、土質工学会論文報告集、Vol. 23、No. 3、pp. 196、1983. 9
- 20) 花里利一、鵜飼恵三：走行荷重により生じる地盤振動のFEM解析(ディスクッション、著者回答)、土質工学会論文報告集、Vol. 24、No. 2、pp. 191～192、1984. 6
- 21) Hanazato, T., Ugai, K., Mori, M. and Sakaguchi, R.: Three-Dimensional Analysis of Traffic-Induced Ground Vibrations, Journal of Geotechnical Engineering Division, ASCE, Vol. 117, No. 8, pp. 1133～1151, 1991. 8
- 22) 花里利一、鵜飼恵三：車両走行による地盤振動に関する2,3の解析的検討：土と基礎、Vol. 40、No. 4、pp. 29～34、1992. 4

(1996年6月10日原稿受理、1996年9月6日採用決定)