3章 車両の振動特性が橋梁に及ぼす影響

3.1 一般

物流効率化の観点から要望が多く、一方で過大な積載量の超過が比較的少ないと考えられる国際規格の 海コントレーラの駆動軸について、サスペンション形式の違いに起因する車両の振動特性の相違がそれら の軸重値との関係で橋梁にどのような影響を及ぼすのかについて2章までの実験結果を踏まえて解析的な 検討を行って考察する。

3.2 一自由度系振動モデルによる検討

3.2.1 概要

図-3.2.1 に「2.3 一般道走行試験」で得られたトラクタ駆動軸重変動波形の周波数分析結果をしめす。 いずれも3回の設定経路周回分の全てのデータを連結して処理したものを全車種分重ね書きしたものであ る。本研究で対象とした海コントレーラ走行中に生じる駆動軸の軸重変動は、一般道走行試験で得られた 駆動軸の軸重変動波形の周波数分析結果から、主として車両のバネ上振動卓越モードが支配的な振動性状 を呈すると考えられる。このことは、車両の基本振動特性と一般的な道路の路面性状特性を組み合わせて 推定される動的軸重振動特性の推定からも裏付けられる。(図-2.3.27 参照)



図-3.2.1 一般道走行状態でのトラクタ軸重変動の振動特性

3.2.2 振動解析

(1) 一自由度振動モデル

バネ上振動が卓越するトラクタ駆動軸の軸重変動を図-3.2.2 のような一自由度系振動モデルで表現する と、振動方程式は式-3.2.1 となり、軸重Pは、式-3.2.2 で表わすことができる。ここで入力は路面凹凸によ る強制的な上下変位とする。



(2) 路面凹凸モデル

入力に用いる路面凹凸は、一般道走行試験の経路特性(以下、「実測路面」という)およびISOに規定される路面凹凸表示に関する規格のクラスA、Bの合計3種類について、それらの路面パワースペクトル密度関数(以下「P.S.D」という)から、平均値0の定常確率ガウス過程としてシミュレートする。

路面の生成方法は文献(1)に示された下記の方法によって行う。

路面の P.S.D は、式-3.2.3 で表すものとする。

 $G_d(n) = G_d$

ここに、n:空間周波数(cycle/m)、 $G_d(n)$ はone-sided spectrum G_d : $32 \times 10^{-6} / (n / 0.1)^2 (クラスA)$ $128 \times 10^{-6} / (n / 0.1)^2 (クラスB)$ $219 \times 10^{-6} / (n)^{2.65768} (実測路面)$

路面凹凸の生成には、三角級数モデル(式-3.2.4)による方法¹⁾²⁾を用いた。

$$y(x) = \sum_{k=1}^{N} \left\{ a_k \cos(2\pi n_k x) + b_k \sin(2\pi n_k x) \right\}$$

····式-3.2.4

 a_k, b_k は、互いに独立な、平均値0、標準偏差 σ_k のガウス確率変数で、 $k = 1, 2, \cdots$ 、Nに対して互いに独立である。

ここで、 σ_k は次のように与えられる。 $\Delta n = (n_u - n_l) / N$ $n_k = n_l + (n - \frac{1}{2}) \Delta n : k = 1, 2, \cdots; N$

 n_u , n_l :空間周波数の上限値、下限値

N : 分割数(十分に大きな整数)とするとき、

 $\sigma_k^2 = G_d(n_k)\Delta n: k = 1, 2, \cdots; N$

(3)動的軸重最大値の推定

構造物の耐震設計の場合、ある地震に対する構造物の最大応答値を一自由度振動系にモデル化した構造 物の固有周期(T)と減衰定数(h)を種々変化させた応答シミュレーションにより求めた³⁾「地震応答ス ペクトル」に対して、対象としている構造物の着目する振動モードのTとhをあてはめて、その振動モード に対応する最大応答値を求める手法が用いられる。

本検討では、この地震応答スペクトルを用いて着目する振動モードの最大応答値を求める手法をトラク タ駆動軸の最大動的軸重推定に利用する。すなわち、動的軸重に支配的な影響を与えるトラクタ駆動軸の バネ上動的応答を、固有振動数(f)と減衰定数(h)を有する一自由度系振動モデルで表し、(2)で生成した 路面凹凸モデルに対する最大動的軸重を数値応答シミュレーションで求めることにより、軸重に関する応 答スペクトル(以下、軸重応答スペクトルという)を作成する。この軸重応答スペクトルによれば、トラ クタ駆動軸のバネ上振動の固有振動数(f)と減衰定数(h)を知ることにより、各路面における最大動的軸重 を推定することが可能となる。これにより、一自由度系振動モデルで代表させたトラクタ駆動軸バネ上の 振動特性と最大動的軸重の関係について考察する。

軸重応答スペクトル作成手順を列記すれば以下のようになる(図-3.2.2(2)参照)。

- 1) ある路面のパワースペクトル密度関数から、サンプル路面凹凸を生成する。
- このサンプル路面凹凸を入力として、一自由度系振動モデル(ある固有振動数f、減衰定数h)が車速 Vで走行するときの最大動的軸重を応答シミュレーションにより求める。
- 3) 固有振動数fを変化させて2)を繰り返し、車速Vにおける最大動的軸重を求め、ある減衰定数hにおけ る軸重応答スペクトルを作成する(横軸:f、縦軸:最大動的軸重)。

4) 減衰定数hを変化させて、2),3)を繰り返し、ある路面に対する車速Vの場合の軸重応答スペクトルを 作成する。

なお、車速はV=40km/hと80km/hの2ケースを考える。



図-3.2.2(2) 軸重応答スペクトルの作成手順

検討に用いた路面凹凸モデルの一覧を表-3.2.1 に示す。解析では、各路面とも0.05mピッチで32000個の データ列を1単位として各5単位を生成し、各5単位での走行シミュレーションを1ケースとして扱った。 したがって、軸重応答の最大値は、各路面ケースにつき8000m(=0.5×32000×5)の距離の実走結果に相 当する。また、ここでは駆動軸重の最大値に支配的な影響を持つバネ上振動に着目した1自由度振動系モ デルを対象としているため、バネ上の応答に無関係な高周波数成分の路面凹凸による影響は有効な結果を 与えない。したがって、それぞれの路面に対して、車両が走行する速度に応じて高周波数成分を除いた路 面凹凸周波数のみを有効周波数帯域として考慮した。具体的には、車両速度を考慮した路面凹凸の時間周 波数において、0.5~5.0Hzを有効周波数帯域とした。

図-3.2.3 に路面生成の元とした路面の P.S.D と模擬生成した各路面ケースの P.S.D を示す。

	ケース	路面 P.S.D (G)	有効周波数帯域
ISOa-40	(ISO クラス A 模擬)	$32 imes 10^{-6} (n/0.1)^{-2}$	0.05~0.5cycle/m(40km/h 走行時 0.5~5.0Hz)
ISOa-80	(ISO クラス A 模擬)	$32 imes10^{-6}$ (n/0.1) ⁻²	0.025~0.25cycle/m (80km/h 走行時 0.5~5.0Hz)
ISOb-40	(ISO クラス B 模擬)	$128 imes 10^{-6} ({ m n}/0.1)^{-2}$	0.05~0.5cycle/m(40km/h 走行時 0.5~5.0Hz)
ISOb-80	(ISO クラス B 模擬)	$128 \times 10^{-6} (n/0.1)^{-2}$	0.025~0.25cycle/m(80km/h 走行時 0.5~5.0Hz)
Real-40	(実測路面模擬)	$219 imes 10^{-9} (n)^{-2.65768}$	0.05~0.5cycle/m(40km/h 走行時 0.5~5.0Hz)
Real-80	(実測路面模擬)	$219 imes 10^{-9} \ (n)^{-2.65768}$	0.025~0.25cycle/m (80km/h 走行時 0.5~5.0Hz)

表-3.2.1 解析に用いる路面ケース



(a) 路面ケース ISOa-40

(b) 路面ケース ISOa-80

図-3.2.3 路面 P.S.D の比較 その1



(e) 路面ケース Real-40

(f)路面ケース Real-80

図-3.2.3 路面 P.S.D の比較 その2

図-3.2.4 ~図-3.2.9 に各路面ケースに対応する軸重応答スペクトルを示す。ここで各図の(a)(b)はそれ ぞれ静的軸重 10t の場合と 11.5t の場合の動的応答分である。



図-3.2.5 軸重応答スペクトル(ケース ISOa-80)







図-3.2.9 軸重応答スペクトル(ケース Real-80)

いずれのケースでも固有振動数が高いほど動的軸重が大きくなる傾向にある。一方、減衰定数について はある値までは減衰定数が大きくなるにつれ動的軸重が小さくなる傾向があるが、ある値を超えると動的 軸重が増加するようになる傾向がある。これは路面モデルで一定の高周波数成分を無視したものを用いて シミュレーションしているものの若干高周波数成分の影響が残って現れたものと考えられる。

得られた軸重応答スペクトルに、2.5 の人工段差落下試験で得られた各車両ケースの特性値をあてはめて最大軸重応答値を推定する。図-3.2.10 ~ 図-3.2.15 に軸重応答スペクトルにあてはめた結果を示す。









(a) 静的軸重 10ton (リーフ)
 (b) 静的軸重 11.5ton (エア)
 図-3.2.13 軸重応答スペクトル(ケース ISOb-80)





これらの結果より、従来一般的なリーフサスペンション搭載駆動軸で静的軸重が 10t のものに対して走 行状態での動的軸重最大値が同程度以内となる静的軸重 11.5t のエアサスペンション搭載車両の条件につ いて検討する。

ー自由度振動モデルによって得られる動的軸重の推定最大値を周波数と減衰の関係から整理したもの と、2.5の人工段差落下試験による各車両の振動特性値(周波数と減衰比)を併せて図-3.2.16に示す。

図中網掛けした領域は、一自由度振動モデルから推定される動的軸重最大値が(a)図で 14.5 トン、(b) 図が 13.5 トンになる条件であり、着目している駆動軸の静的軸重値はエアサスでは 11.5t、リーフサスで は 10.0t、走行速度は全て 80km/h としている。網掛け領域の上側境界線が路面条件 ISO Aクラス、下側境 界線が路面条件 ISO Bクラスの推定線である。

静的軸重を 11.5t としたエアサス搭載駆動軸をもつ海コントレーラが従来一般的なリーフサスペンション形式の駆動軸で静的軸重 10t とした車両の走行に対して、駆動軸について少なくとも同等以下の動的最大軸重しか路面に与えない条件としては、図-3.2.16 で示すエアサス車両の領域からより高減衰域また低周波数(長周期)域側にある特性をもつことであると考えられる。



図-3.2.16 推定軸重最大値と車両振動特性の関係

3.3 疲労への影響

海コントレーラの走行が橋梁の疲労耐久性に及ぼす影響についてサスペンション形式の違いに着目して 検討を行った。

一般道走行試験の結果から、従来一般的なリーフサスペンション搭載の駆動軸で静的軸重が 10 トンの の場合とエアサスペンション搭載の駆動軸で静的軸重を 11.5 トンとしたものでは、通常走行状態におい て路面に載荷される動的軸重の最大値は概ね同程度となっている。

しかし、多数回の走行によってある地点の路面に載荷される動的軸重は同じ車両が走行中発生させる軸 重頻度特性から統計的に評価することができ、両者はそれぞれの軸重頻度分布が各静的軸重値に最大頻度 をもつ分布特性を示すことから、個々の軸重値の影響が支配的な部材に対しては静的軸重の値の差がその まま発生応力頻度分布の最頻値の差となって影響を及ぼすこととなる。

ここでは、一般道走行試験の各車両ケースの駆動軸が床版などの疲労耐久性に支配的な影響を及ぼす部 材に対してどのような影響を及ぼすのかについて考察する。

まず、一般道走行試験で得られた各車両ケースの駆動軸重の頻度分布を正規分布で近似したのち、総数 が100万となるように調整した軸重頻度分布を作成する。次にこの分布が想定している部材に生じる発 生応力頻度分布に対応するものと仮定して累積疲労被害を算出する。

表-3.3.1 に各車両ケースの一般道走行試験結果(軸重頻度分布)を近似した正規分布曲線の特性と上記 の方法で得られた総回数100万回に対応する累積疲労被害を示す。なおここでは想定した部材ではマイ ナーの線形被害則に従って発生応力の12乗に比例して疲労損傷が蓄積されるものとした。

エアサス車はリーフサス車に比べて最も発生頻度の多い静的軸重値が 1.5 トン大きくなっているため、 軸重変動幅が小さく軸重最大値はリーフサス車が同程度であっても累積疲労被害はリーフサス車に比べて 4倍近い大きな値となっている。

したがって、床版のように車両が走行中の軸重変動の各瞬間値に対応して現れる応力が支配的となる部 材では軸重頻度分布の最頻値の影響が疲労耐久性の評価に支配的となる可能性がある。

4 -7	正規分布曲線		累積被害	
·/-×	中央値	標準偏差	各車両ケース	平均
A1	11.50	0.37	5.82E+18	
A2	11.48	0.38	5.82E+18	
A3	11.48	0.40	5.06E+18	5.63E+18
A4	11.45	0.37	5.68E+18	
A5	11.39	0.30	5.79E+18	
L1	9.96	0.43	1.67E+18	
L2	9.96	0.51	1.23E+18	1 275+10
L3	10.02	0.54	1.39E+18	1.3/6710
L4	9.95	0.69	1.18E+18	

表-3.3.1 正規分布曲線の定数と100万回累積疲労被害

同様に、試験橋梁の測点のうち橋梁入口部の支点部近傍主桁下フランジの測点(G1F)の測定波形をレ インフロー法により解析して変動ひずみの頻度分布を求め、これが発生応力振幅の頻度分布に対応するも のと仮定してマイナーの線形被害則を適用してケース(各車両1回通過)毎の累積被害を算出した。ここ ではひずみ振幅を応力振幅と置き換えてその3乗に比例して疲労損傷が蓄積されるものとした。 その結果を表、表-3.3.2 に示す。軸重 10t のリーフサス車に比べて軸重 11.5t のエアサス車のケースの 疲労被害が相対的に小さくなっていることがわかる。逆に同形式の海コントレーラについて軸重 11.5t と したリーフサス車の計測結果(H13 度に国総研で実施した試験)について同じ処理を行った場合にはリ ーフサス車による疲労被害の方が大きくなっている。

試験橋梁の主げた端部下フランジのように車両の通過によって車両の複数の軸重の変動の影響線が重ね 合わされて現れる部材では、同時に支配的な影響の現われる複数の車軸による変動軸重の影響が疲労耐久 性に支配的となる可能性があり、個々の軸重変動の特性からその影響を評価することは困難である。

<u>4</u> 7	各車両	ケース	平均	
·)-×	40 km∕h	80km∕h	40 km/h	80km/h
A1	1.28E+07	2.73E+07		2.81E+07
A2	1.48E+07	2.63E+07		
A3	2.57E+07	3.44E+07	1.53E+07	
A4	1.28E+07	2.67E+07		
A5	1.04E+07	2.56E+07		
L1	1.13E+07	2.62E+07		3.13E+07
L2	9.67E+06	2.43E+07	1 625+07	
L3	2.43E+07	3.54E+07	1.026707	
L4	1.95E+07	3.94E+07		
リーフ11.5	1.97E+07	3.52E+07	1.97E+07	3.52E+07

表-3.3.2 1台通過当たり疲労被害の相対比較表