

川田工業（株） 正員 ○米田昌弘
 東京大学 正員 伊藤 学

1. まえがき 渦励振は、構造上の安全性からの疲労と使用性からの自動車の走行安全性ならびに運転者や歩行者の生理的・心理的感応等から問題とされる現象である。このうち、著者ら¹⁾は、渦励振発生時に走行する自動車の走行安全性と運転者が受ける応答に着目し、図-1に示す橋梁に鉛直たわみ渦励振が発生している場合に走行する自動車（2自由度系にモデル化）の応答をシミュレーション解析して、自動車の接地圧減少率や車体部（ばね上部）での振動応答特性について検討している。その結果、自動車の接地圧減少率や車体部での絶対最大加速度応答は、

①主桁の変位が最大となる位置を自動車が通過する時に最も大きくなり、また、この付近での応答波形では対象とした渦励振モードの振動数成分が卓越する。

②走行速度、支間長および渦励振モードの差異によってあまり変化しない。

③対象とした渦励振モードの振動数 f と自動車車体部での振動数 f_v との比 $\phi = f/f_v$ の大きさに著しく依存する。

ことが判った。

シミュレーション解析にあたって最初に仮定した渦励振モードの最大振幅は、自動車走行によってほとんど変化しなかったことを考慮すると、上述の知見は振動台上にある自動車の強制振動問題に置き換えることによって説明できると予想される。そこで、本研究では、このような観点から、渦励振発生時の橋梁上を走行する自動車の応答特性について、シミュレーション解析結果とも対比しながら検討を加え、さらに渦励振の許容振幅についても若干の考察を試みる。

$f_1 = 0.5992 \text{ Hz}$ (鉛直たわみ対称1次振動数)
 $f_2 = 1.0408 \text{ Hz}$ (鉛直たわみ反対称1次振動数)

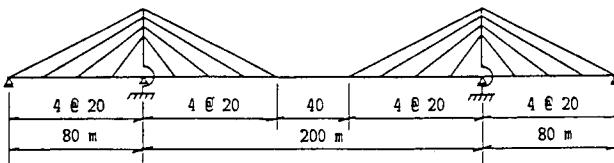


図-1 3径間連続斜張橋モデル

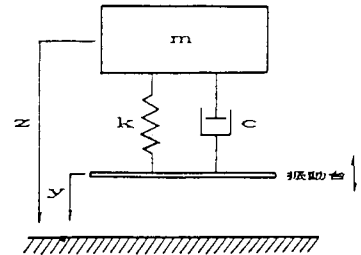


図-2 振動台上にある1自由度系モデル

2. 振動台上にある自動車の強制振動 自動車の重量は車体部のものが支配的であることから、ここでは簡単のため、自動車を車体部のみの1自由度系にモデル化する。

1自由度系にモデル化した自動車が、図-2に示すように振動台上に設置されているものと想定すると、十分に時間が経過した後では、絶対最大加速度応答倍率 $(\ddot{z}/\ddot{y})_{\max}$ と接地圧減少率の最大値 $(\Delta p/p)_{\max}$ はそれぞれ次式で計算できる。

$$\left(\frac{\ddot{z}}{\ddot{y}}\right)_{\max} = \sqrt{\frac{1+4h^2\phi^2}{(1-\phi^2)^2+4h^2\phi^2}} \quad (1) \quad \left(\frac{\Delta p}{p}\right)_{\max} = \frac{\ddot{z}_{\max}}{g} \quad (2)$$

ここに、 h は自動車の減衰定数、 g は重力加速度、 ϕ は振動台の加振振動数 f と自動車車体部の振動数 f_v との比 $\phi = f/f_v$ を表す。

3. 振動台上にある自動車（1自由度系）の定常振動解とシミュレーション解析結果との対比 走行自動車を2自由度系（車体部とタイヤ部）にモデル化した場合に得られたシミュレーション解析結果¹⁾と式(1)、(2)による定常振動解を対比した。その結果をそれぞれ図-3、-4に示す。ただし、式(1)を適用するにあたっては、厳密を期するため、車体部の振動数 f_v としてシミュレーション解析で用いた2自由度系の値である

1.284 Hzを使用した。図-3、-4より、2自由度系にモデル化した場合のシミュレーション解析で得られた、車体部の絶対最大加速度応答倍率や接地圧減少率の最大値は、式(1)、(2)を用いても十分な精度で推定

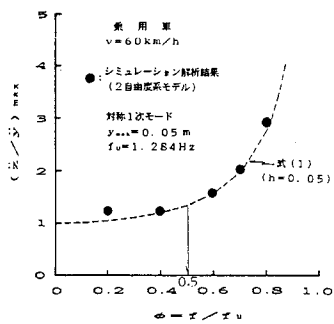
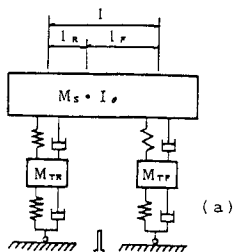


図-3 車体部での絶対最大加速度応答倍率に及ぼすパラメータφの影響(乗用車, 2自由度系)

$$f_1 (1次) = 1.710 \text{ Hz}$$

$$f_2 (2次) = 2.052 \text{ Hz}$$



ただし,

$$M_{s1} = (M_s l_1^2 + I_s) / l^2$$

$$M_{s2} = (M_s l_2^2 + I_s) / l^2$$

図-5 4自由度系モデルの変換

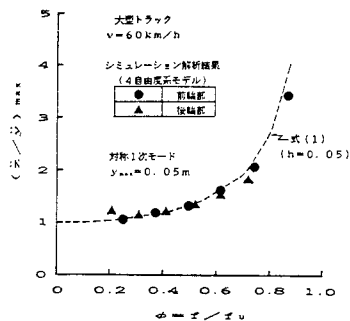


図-6 車体部での絶対最大加速度応答倍率に及ぼすパラメータφの影響(大型トラック, 4自由度系)

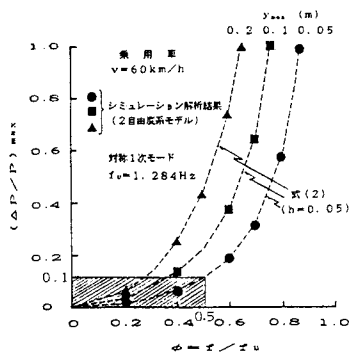


図-4 接地圧減少率の最大値に及ぼすパラメータφの影響(乗用車, 2自由度系)

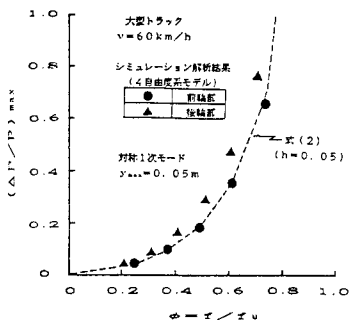


図-7 接地圧減少率の最大値に及ぼすパラメータφの影響(大型トラック, 4自由度系)

できることが判る。一方、走行自動車としては、図-5 (a) に示すような4自由度系にモデル化することも多い。そこで、4自由度系モデル(乗用者の諸元が不明なため、大型トラックの諸元²⁾を使用)を用いたシミュレーション解析結果と車体部の振動数として図-5 (b) から得られる値を代用した式(1),(2)の計算結果をそれぞれ比較した。その結果をそれぞれ図-6, -7に示す。これらの図から、幾分ばらつきはあるものの、4自由度系モデルのシミュレーション解析で得られる前輪部と後輪部の絶対最大加速度応答倍率や接地圧減少率の最大値も、文献²⁾の諸元を用いるかぎり、式(1),(2)で推定することがある程度可能であることも判る。

4. あとがき 以上の検討結果より、渦励振発生時の橋梁上を走行する自動車の応答特性は、振動台上にある自動車(1自由度系)の定常振動解で推定できることが判った。

渦励振発生時の橋梁上を走行する自動車の走行安全性を詳細に検討するためには、横風が及ぼす影響、運転車の感応評価の確立、車種によって変化する自動車諸元の把握、タイヤやシートが存在することによる影響など、解明すべき数多くの課題が残されている。しかしながら、上述の結果を応用するため、たとえば、一般的な乗用車のばね上振動数 f_u の実測値(1.20~1.50 Hz)³⁾を考慮し、 f_u として実測値の最小値である1.20 Hzを仮定しよう。また、振動数比 $\phi = f / f_u$ (f は渦励振の振動数)としては、図-3を参考にして $(\ddot{z} / \ddot{y})_{max}$ が極端に大きくならない限度の値である0.5を、さらに渦励振の発生を定義する振幅として0.05 mをそれぞれ仮定すると、自動車の応答特性のみに着目した場合における渦励振の許容振幅の規定として

$$0.60 \text{ Hz} (1.20 \text{ Hz} \times 0.5) \geq f \quad \text{では} \quad (\Delta p / p)_{max} \leq 0.1 \quad (\ddot{z}_{max} \approx 100 \text{ gal})$$

$$0.60 \text{ Hz} (1.20 \text{ Hz} \times 0.5) < f \quad \text{では} \quad \text{適切な車両規制や速度規制}$$

という見解が試算的ではあるが得られる。当然のことながら、この見解は仮定値によって変化し、多分に検討の余地が残されている。しかしながら、渦励振発生時の橋梁上を走行する自動車の応答特性から、渦励振の許容振幅を規定するような場合には、ここに示した考え方が参考になろう。

《参考文献》1) 西土・米田・伊藤: 渦励振発生時の橋梁上を走行する自動車の応答特性, 第42回年次講演会講演概要集, 昭和62年9月。2) 松村・梶川 他: 広幅員多径間連続桁橋に対する振動照査について, 構造工学論文集, 1987年3月。3) 景山・景山: 自動車力学, 理工図書, 1984年4月。