

二径間連続非合成曲線鋸桁橋の固有振動特性に関する実験的・解析的検討

(株) 構研エンジニアリング 正会員 ○中谷 幸太
 室蘭工業大学大学院 正会員 小室 雅人
 (株) 構研エンジニアリング 正会員 今泉 宜人

(株) 構研エンジニアリング フェロー 川瀬 良司
 室蘭工業大学大学院 正会員 栗橋 祐介

1. はじめに

本研究では、既設二径間連続非合成曲線鋸桁橋を対象に、今後の維持管理を念頭に現時点における固有振動特性の評価を目的として振動実験および固有振動解析を実施した。

2. 橋梁概要

本研究の対象橋梁は、北海道上川郡にある昭和49年(1974年)に竣工された二径間連続非合成曲線鋸桁橋(全幅9.2m, 橋長79m, 曲線半径 $R \approx 110\text{m}$)である。図1には対象橋梁主径間部の一般図を示している。橋梁は3主桁であり床版には6%の横断勾配が付いている。

3. 振動実験の概要

本実験では、橋梁全体系の振動特性を可能な限り精度よく把握するために、図1に示す位置にサーボ型振動計を設置した。ここでは、曲げおよびねじれ振動モードを特定するために上・下流側の地覆部に計34点(感度方向:鉛直方向)、橋軸方向および橋軸直角方向の振動特性を確認するために、P1-P2径間中央に計6点(感度方向:橋軸方向および橋軸直角方向)に振動計を設置した。

実験は、常時微動および大型車両通行後の自由振動状

態における加速度データを5msのサンプリングタイムでPCに収録することとした。橋梁振動は重量調整された大型車両(20ton ダンプトラック)を幅員中央部に走行させることによって励起させることとし、車両の走行速度を30, 40, 50 km/hと変化させて実施した。なお、大型車両通行後は速やかに交通規制を行い、他の交通振動を排除することによって自由振動状態を確保した。

4. 数値解析の概要

数値解析モデルは、建設当時の設計図書を参考に可能な限り詳細にモデル化を行った。図2には、数値解析に用いた有限要素モデルを示している。主桁などの鋼材部には4節点シェル要素、RC床版部には8節点ソリッド要素を用いた。なお、高欄、橋脚および橋台に関しては、振動特性に及ぼす影響が小さいと考えられることからモデル化を省略した。総節点数および総要素数はそれぞれ36,444, 29,211である。

橋脚の支承の境界条件は、図2に示すようにソールプレートに与えた。また、設計条件に基づき、P1-P2橋脚の支承を理想的な可動支承とし、A2橋脚の支承を固定支承とした。なお、数値解析には構造解析用汎用プロ

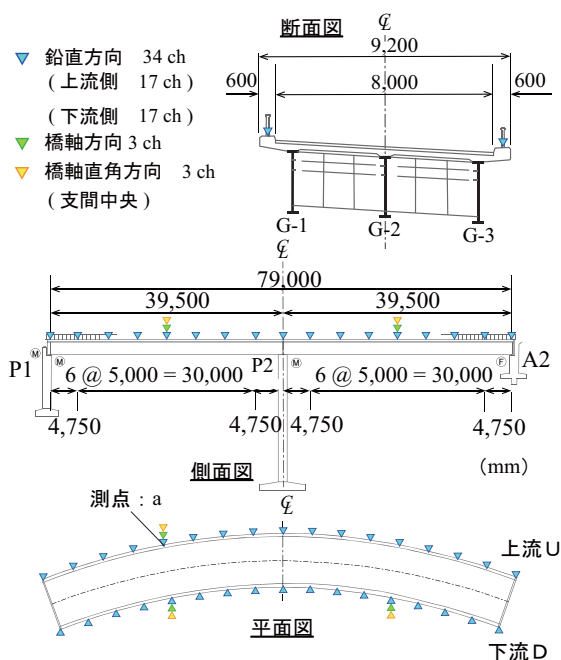


図1 一般図および振動計配置図

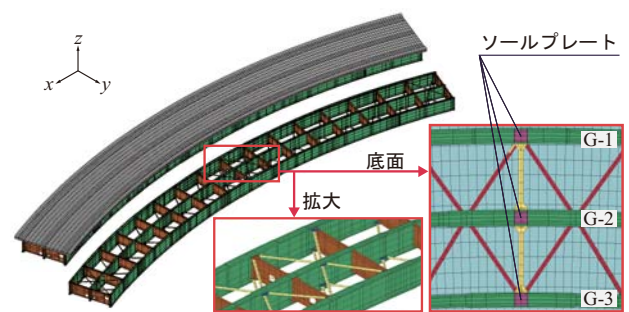
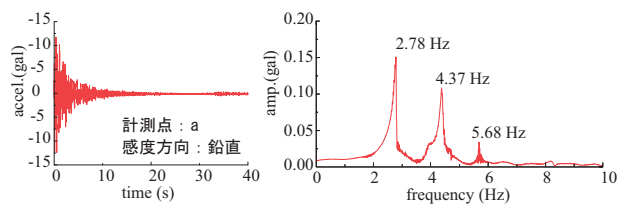


図2 有限要素モデル



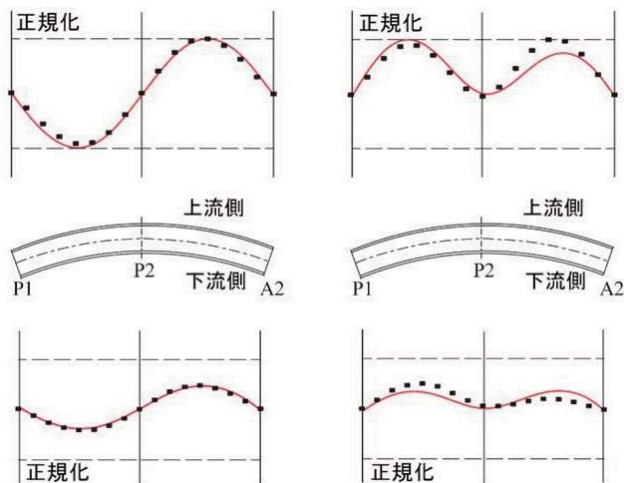
(a) 加速度波形

(b) フーリエ振幅

図3 加速度波形とフーリエ振幅($V = 50 \text{ km/h}$)

キーワード：二径間連続非合成曲線鋸桁橋、固有振動解析、振動特性、境界条件、固有振動モード、固有振動数

連絡先：〒065-8510 (株) 構研エンジニアリング TEL/FAX 011-780-2816 / 011-785-1501



(a) 曲げ 1 次振動モード (b) 曲げ 2 次振動モード
図 4 振動モード分布

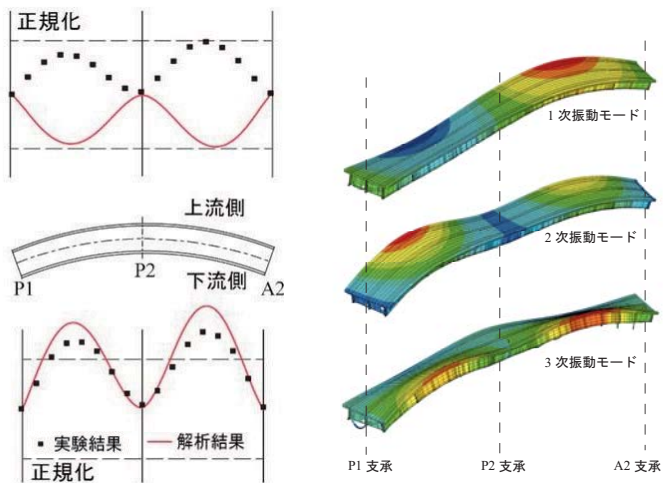


図 5 振動モード

表 1 固有振動数の比較

固有 振動 モード	固有振動数 (Hz)				
	実験結果			解析結果	
	30 km/h	40 km/h	50 km/h	設計条件	固定条件
曲げ 1 次	2.80	2.80	2.78	2.31	3.83
曲げ 2 次	4.39	4.38	4.37	3.48	4.19
曲げ 3 次	5.69	5.69	5.68	4.44	5.00

5.3 固有振動数

表 1 には、本実験結果により特定された固有振動数を、固有振動解析結果と比較して示している。表には、設計条件の他に、経年劣化によって可動支承の機能が低下していることも予想されることより、P1-P2 橋脚の支承条件を固定支承に変更した場合の結果についても示している。

表より、車両走行速度によらず実験結果はほぼ等しい値を示している。これより、車両走行速度が固有振動数に及ぼす影響は極めて小さいことが分かる。解析結果の固有振動数に着目すると、設計条件の場合には、いずれの振動モードにおいても、実験結果よりも小さいことが分かる。一方、P1-P2 橋脚の支承条件を固定支承とする場合には、曲げ 1 次振動モードの固有振動数が実験結果よりも大きく示されており、実橋梁の支承は設計条件と固定支承の間に位置しているものと考えられる。このことは、実際の可動支承には、摩擦抵抗が存在することから、これらの影響を解析モデルに適切に反映させる必要があることを示唆している。

6. まとめ

- 1) 車両走行後の振動計測により、固有振動数および振動モード分布を特定した。
- 2) また、車両の走行速度が固有振動数に与える影響は小さいことを実験的に確認した。
- 3) 曲げ振動において上・下流側で振幅が異なることを確認した。

グラム ABAQUS を使用した。

5. 実験結果と数値解析結果および考察

5.1 計測加速度波形とフーリエスペクトル

図 3 には、実験結果の一例として、大型車両通行後($V = 50$ km/h)に測点 a で計測された 40 秒間の加速度波形と、その加速度波形から得られたフーリエ振幅を示している。なお、スペクトル解析には 16,384 個のデータ(81.92 秒間)を使用した。

図より、加速度振幅の最大値が 12 gal 程度であることが確認できる。また、加速度波形から得られたフーリエ振幅には、複数の卓越振動数が存在することが分かる。これらの卓越振動数や位相スペクトルを用いて固有振動モードおよび固有振動数の特定を行った。

5.2 振動モード分布

図 4 には、実験結果と固有振動解析結果を比較して示している。全ての振動モードは上流側の最大振幅が 1 となるように正規化し、図中の点線は、基準となる上流側の正規化振幅を示している。なお、曲げ振動のモード分布は全て上流側の加速度波形を用いて算定したものである。また、図 5 には、固有振動解析結果から得られた振動モード(変形倍率は 3500 倍)を示している。

図 4 の (a) 図に示す曲げ 1 次振動モードに着目すると、実験結果と解析結果が非常に一致していることが分かる。(b) 図に示す曲げ 2 次振動モードに着目すると、P2-A2 間で両者に若干の差異は見られるものの、全体的には概ね一致している。一方、実験結果で特定された 3 次振動モードに関しては数値解析結果では確認されていない。この理由については、現時点では不明であり、今後更なる検討が必要である。また、上流側と下流側の振幅を比較すると、前者の方が後者よりも大きい。これは、曲線桁特有の現象であり、ねじり剛性の影響によるものと考えられる。