

実稼動伝達経路解析を用いたインフラ構造物の 異常状態予知技術の基礎検討

黒田 勝彦*

A Basic Study on Anomaly Diagnosis for Infrastructure

Using Operational Transfer Path Analysis

KURODA Katsuhiko

Summary

This paper describes a new health monitoring method using operational transfer path analysis for operating machine and infrastructure. At first, vibrational characteristics of the operational transfer path analysis to a two-beam structure consists of difference sections are shown. And then, the health monitoring method identifies damage location and damage extent using the operational transfer path analysis is proposed. The newest method is validated through numerical analyses, using a finite element method of a simple structure consisting of one-beam structure including the young's modulus of one part of element changed. As a result, the effectiveness of the method is verified.

Keywords : (Transfer Path Analysis, Frequency Response Function, Diagnosis, Detection, Simulation)

1. はじめに

現在、日本の高度経済成長期時代に作られた建築物、道路や橋梁などのインフラの劣化が問題となって起きる事故が少なくない。それらは一般的に、目視や局所的なハンマリング加振によりメンテナンス・保全が行われ、また、大型構造物においては、カメラによる外観検査やひずみ測定による振動状態の把握が行われているようであるが、全ての対象を効率よく安全かつ確実に行うことは不可能であると思われる。振動応答による構造物のヘルスマニタリングに関して、様々な提案がされている。荒川と渋谷によれば、片持ちはりを対象にひずみ応答の

ウェーブレット変換により損傷位置と損傷程度を同定している検討⁽¹⁾や、田中らは、非線形波動変調法により両端をバースで固定したはり構造を対象に損傷位置の推定に関する研究が行われている⁽²⁾が、どちらも初期検討段階であり実用には至っていない。

著者はこれまでに、機械や機器の入力同定と伝達寄与の予測精度の向上と解析周波数範囲の拡大を目指して、統計的エネルギー解析法 (Statistical Energy Analysis; 以下 SEA) やエネルギー分布 (Energy Distribution; 以下 ED) に代表されるエネルギーモデルと周波数応答関数 (Frequency Response Function; 以下 FRF) をベースとする

* 工学部 機械工学科 准教授

伝達経路解析 (Transfer Path Analysis; 以下 TPA) の比較を行ってきた⁽³⁾⁽⁴⁾。そこで、実稼動伝達経路解析 (以下実稼動 TPA) の特徴として、実稼動状態での振動実験 (入力点と評価点応答の測定) のみで入力点から評価点への寄与率が把握できること、寄与結果が 0-100 % 以内で収束すること、が挙げられ、時々刻々と変動する対象のリアルタイム振動応答計測 (時刻歴結果) および処理 (周波数結果) やハンマリングによる加振実験により損傷箇所を把握することに適した方法であると考えられ、この技術をインフラ構造物や機械構造物の異常状態の予知に使用できれば、上述したこれまでの技術に代わりうる事が可能であるかもしれないと考えている。

国内外における実稼動 TPA の研究については、大学や企業で主に自動車の入力箇所から評価点への寄与率を把握することによる研究が進められている。しかし、本技術を機械や構造物のヘルスマonitoringに使用し検討された例は見受けられない。そこで、本報では、実稼動 TPA を用いた損傷箇所の特特定損傷程度を同定する技術を提案し、その有効性を数値実験により検証することが本研究の目的である。

2. 実稼動 TPA による振動解析

本章では、実稼動 TPA によるヘルスマonitoring法の提案の前に、実稼動 TPA の特徴である振動評価点および振動評価点寄与の算出法を示し、簡易なはり構造物を対象に、その得られた結果の特徴を整理する。

2.1 実稼動 TPA の基礎理論 実稼動 TPA は、対象とする系をいくつかの系に分離し、各分系に作用する応答とそれらに対応する伝達関数との積として、各応答に占める評価点への寄与を同定する。加速度応答の場合の実稼動 TPA 基礎式は、次式で表される⁽⁵⁾。

$$a_p = [H_n] \{a_n\} = H_1 a_1 + \dots + H_n a_n \quad (1)$$

$$H_n = |H_{mag}| (\cos \theta + j \sin \theta) \quad (2)$$

$$a_n = |a_{mag}| (\cos \theta + j \sin \theta) \quad (3)$$

ここで、 a_p は評価点 p の加速度応答を表し、 $[H_n]$ は評価点 p と応答点 n との伝達関数、 H_{mag} と a_{mag} はそれぞれの大きさ、 j は虚数単位である。加振パターンを n 回以上換

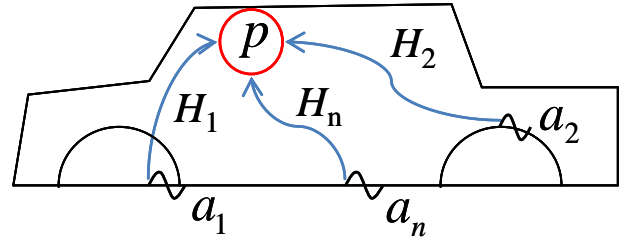


Fig.1 Conceptual diagram for operational transfer path analysis.

えてそれぞれの応答を測定することで $[H_n]$ を推定する。また、測定した応答点から評価点への寄与は、以下の式で表される。

$$C_p = \frac{H_n a_n}{a_p} \times 100 \quad [\%] \quad (4)$$

逆行列 TPA のように振動試験を行った後、実稼動試験を行い加振力を求める方法とは異なり、振動試験が不要で実験コストが削減できる、という特徴がある。

図 1 に、自動車の車内音圧 p を評価点とした場合の実稼動 TPA の概念図を示す。

2.2 対象構造物と解析条件 振動応答解析における実稼動 TPA の特徴を示すために、図 2 に示す断面の異なる 2 本のはりが直線で接続した構造物を対象に有限要素解析ソフトウェア ansys11.0 により検討する。長さは、はり A、はり B ともに 1 m とし、はり A の断面が幅 0.05 m、高さ 0.002 m、はり B の断面は幅 0.1 m、高さ 0.005 m とする。材料特性は、ヤング率 2.11×10^{11} Pa、密度 7860 kg/m³、ポアソン比 0.3、解析対象周波数は 1 Hz から 500 Hz までの 1 Hz 刻みの離散周波数とする。FEM の要素は 2 次元弾性ビーム (beam3, xy 並進 2 自由度, z 回転 1 自由度) を使用し、要素サイズは、5k Hz までの曲げ波長に 6 節点が含まれるよう、一辺長は 0.01 m とした結果、全節点数は 201、全要素数は 200 である。両はりの接続点は節点共有とし、端部の拘束は固定である。またモデルに与える損失係数は、周波数に関係なく 1 % とする。加振入力は、両端部から 0.08 m 離れた面外方向 (y 方向) へ単位入力 (1 N) を同時に与え、評価位置は接続点から 0.08 m 離れた両はりに設けた。本研究では応答変位を ansys で求め (各節点の応答結果は大きさと位相で出力される)、各種計算に MATLAB を使用した。

2.2.1 対象系の固有振動数と固有振動モード 対象系の 100 Hz までの固有振動数の結果を表 1 に、またそれに

対応する固有振動モードの結果を図 2 に示す。図 2 より曲げ剛性の低いはり A (図 2 の左側のはり) の部分から振動が始まり、その後曲げ剛性の高いはり B が振動を始めていることがわかる。

2.2.2 評価点応答と加振点から評価点への寄与の同定

実稼動 TPA では、実稼動時の測定のみを行うことで評価点の応答予測と任意の応答点から評価点への寄与を同定することが可能である。結果の一例として、はり B に評価点がある場合の式(1)で示す評価点応答の結果と加振点から評価点の寄与結果を、それぞれ図 3(a), (b)に示す。図 3(a)より、評価点応答の予測結果と実測結果は一致している。これは加振パターンを変更せず 1 回のみの測定結果から同定しているためである。また図 3(b)より、はり A, B の加振点から評価点までのそれぞれの寄与が表されており、はり A の値が大きいことから、揺れの振幅の大きい影響が寄与の結果に表れていると言える。更に上述したように、寄与結果は 100 %内で表されていることがわかる。

2.3 評価点寄与結果とコンプライアンス結果の関係

前項で実稼動 TPA の振動特性の特徴が示された。本節では、評価点寄与結果の基となるコンプライアンス結果を用いて、表 1 で示した 100 Hz までの低次の固有振動数について詳細に検討する。図 4 に 100 Hz までの寄与結果とコンプライアンス結果の関係図を示す。コンプライアンス結果は、加振点と評価点位置の応答の結果を表している。図の矢印で示すように、左側のはり A を加振した位置のコンプライアンス結果の反共振点の周波数 (4, 12, 25, 36, 63, 76 Hz) と寄与結果のピークを示す周波数に対応が見られる。特に 35 Hz 程度からは、はり B の加振点からの寄与結果のほうがはり A よりも大きくなっている。この現象は、はり A の曲げ剛性は、はり B と比較して小さく、振幅応答が大きい。そして、図 2 で示したように常に対象の揺れが始まる周波数は、はり A から見られ、隣り合う固有モードが逆相のとき、はり A に反共振溝が生じ、それに伴いはり B の寄与が大きくなっていると考えられる。紙面の都合上、はり B の評価点の結果のみを示したが、はり A に評価点がある場合も同様の傾向が見られた。

3. 実稼動 TPA によるヘルスマニタリング評価

Table 1 Natural frequency.

Order	[Hz]
1	4.0
2	11.1
3	23.2
4	32.8
5	56.2
6	73.1
7	97.5

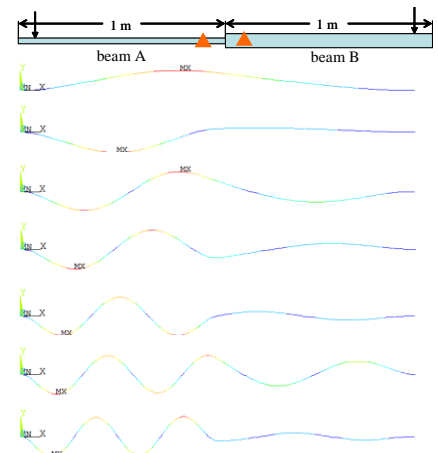
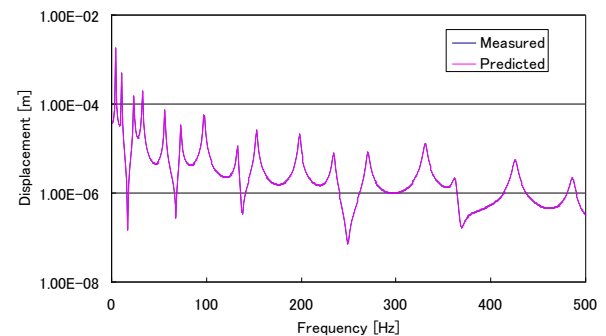
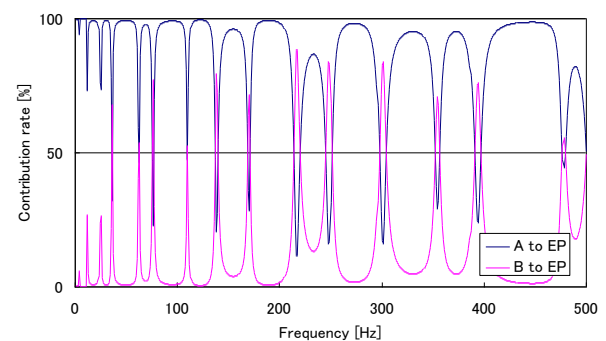


Fig.2 Test structure, including excitation (arrow), evaluation (triangle) and first 7th mode shapes.



(a) Displacement response at evaluation location between measured results and predicted results



(b) Contribution rates from excitation points to evaluation point

Fig.3 Operational TPA results.

法の提案

本章では、実稼動 TPA を用いたヘルスマニタリング法の提案と数値実験による提案法の有効性の検証を行う。

3.1 寄与結果を用いたヘルスマニタリング評価法 前

章で示したように、実稼動 TPA は実稼動試験時の任意の応答点と任意の評価点の測定のみで応答点から評価点までの寄与が判明する。その原理をモニタリング技術として利用し、損傷が起きる前、すなわち対象構造物の健全時であるベースデータと損傷が起きた後の異常時のデータの寄与結果を比較することで損傷箇所と損傷程度が把握できる方法を提案する。

本報では今後のリアル実験での検証を鑑み、数値解析による実稼動加振実験での方法を示すが、加振位置と評価位置を任意とし振動状態を常時モニタリングすることで構造物の状態を把握すること、への研究発展も可能である。

3.2 評価法の検証

3.2.1 対象構造物と解析条件 前章では、実稼動 TPA の振動解析法としての特徴を示すために、断面の異なる 2 本の直線はり構造物を対象としたが、本項では橋梁を模擬した図 5 で示す断面の同じ 1 本ばりを対象とし、損傷箇所（節点 6-7 間の要素）を具体化するため一部の要素のヤング率の値を健全時であるベースデータの基準値 (2.11×10^{11} Pa) に対し 25, 50, 75 % に調整したモデルを作成した。すなわち損傷程度は、25 % < 50 % < 75 % の順に大きくなる。はりの長さは、0.8 m、断面は幅 0.05 m、高さ 0.01 m とする。材料特性、解析対象周波数と損失係数は、2 章と同じ値を設定した。有限要素解析ソフトウェア ansys11.0 の FEM の要素設定も同様とし、要素サイズは、500 Hz までの曲げ波長に 4.5 節点が含まれるよう、一辺長を 0.1 m とした結果、全節点数は 9、全要素数は 8 である。両端部は固定拘束とし、加振入力位置は、図 5 で示すように左端部の拘束した節点から最初の節点（節点番号 2）と 2 番目の節点（節点番号 3）の 2 つの条件を設定し、それぞれ面外方向（y 方向）へ単位入力（1 N）で加振を行い、どちらの条件においても評価位置は中央（節点番号 5）とし、端部を除きそれぞれの応答点（評価点を含む）から中央の評価点までの 7 つの寄与を算出した。よって、式(1)の $\{a_n\}$ は 1 行 7 列、 a_p は 1 行 1 列となり、MATLAB の擬似逆行列により $[H_n]$ を求め寄与を算出した。

3.2.2 対象系の固有振動数と固有振動モード 対象系の健全時と異常時の 500 Hz までの固有振動数の結果を表 2 に、また固有振動モードの結果を図 6 に示す。振動モ

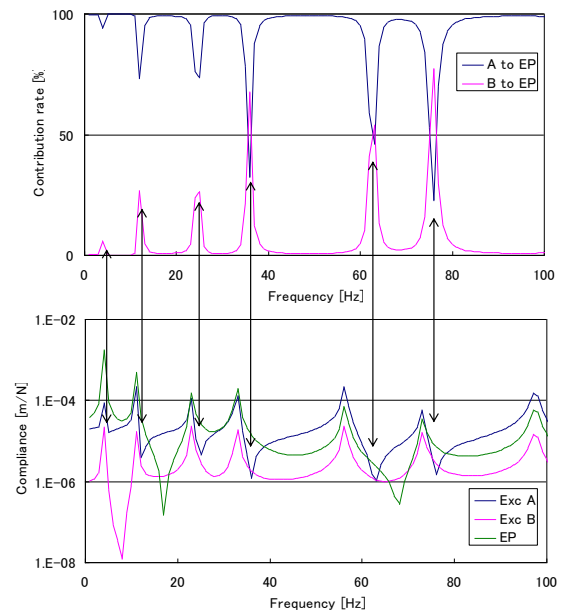


Fig.4 Relationship between contribution results and compliance results.

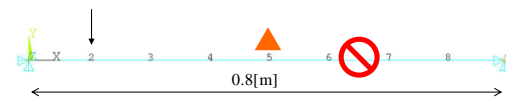


Fig.5 Test structure, including excitation node (arrow), evaluation node (triangle) and damage element (no-entry sign).

Table 2 Natural frequency of the structure of figure 5. (unit; Hz)

Order	Normal	Damage-25%	Damage-50%	Damage-75%
1	83.25	82.57	81.39	78.86
2	229.56	222.68	212.53	196.22
3	450.65	445.97	438.58	422.88

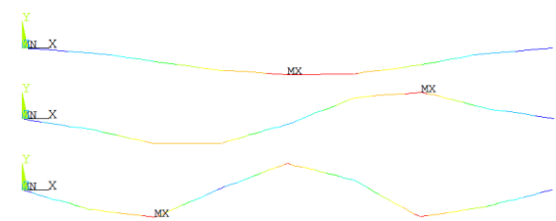


Fig.6 First 3rd mode shapes.

ードは、健全時を含めて損傷程度に関わらず同じ形状を示した。表 2 より損傷が大きいくほど固有振動数の値が小さくなっている。これは、損傷程度によって対象構造の質量は変更せず、要素剛性のみを変更することでヤング率の減少と比例関係のある結果が得られたと言える。

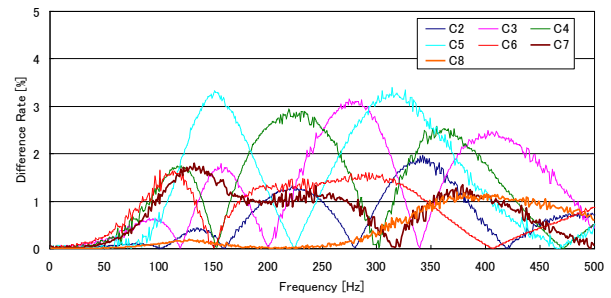
3.2.3 損傷箇所の同定 損傷箇所の同定原理については、対象とする応答点から評価点までの寄与を求めるこ

とで、それぞれの応答位置における伝達割合が把握できる。その伝達割合をベースデータである健全時と損傷のある異常時の値を比較することで伝達割合が変動した程度を見積もることができる。そして、その程度が大きい要素（箇所）が損傷が生じている要素（箇所）と推定することができる。具体的には、データ検証が容易に行えるよう健全時と異常時の各節点における寄与の絶対値を算出する。結果の一例として、図 5 の節点番号 2 に入力があり損傷程度が 25 %、50 %と 75 %のときの結果を図 7 に示す。図中 C2 は節点番号 2（図 5 左から 2 番目の節点）から評価点までの寄与をベースとした結果を表している。図 7 より、損傷程度が大きいほうが寄与の絶対値の値も大きくなっている。表 2 より 1 次の固有振動数のある 83 Hz に注目すると、損傷程度に関わらず上位 3 つの大きな値は、 $C6 > C4 > C7$ であり、節点番号 6-7 間の要素の変動が大きいことがわかる。また C4 が大きくなったのは、1 次モードでは節点 4 が節点 6 と左右対称位置にあるためである。

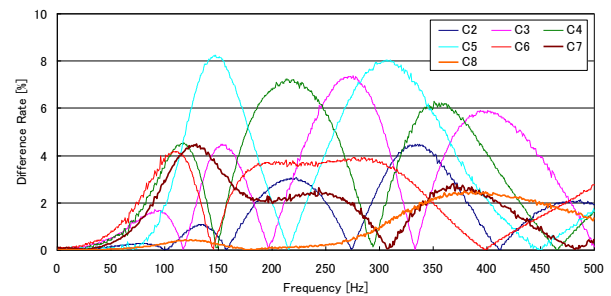
これより、ベースデータから異常時の伝達寄与の値を除算した絶対値から損傷箇所が同定できると言える。

3.2.4 損傷程度の同定 損傷程度の同定原理については、上述した損傷箇所の同定と同様、ベースデータである健全時と損傷のある異常時の値を比較することで、損傷程度が大きい場合（例えばヤング率が通常時の 75 % 損傷している条件）は、小さい場合（例えばヤング率が通常時の 25 % 損傷している条件）に比べて大きく表れると推定することができる。図 7 で全ての損傷程度で最大値を示した C6 の比較結果を図 8 に示す。全ての周波数で損傷程度に比例した値を示しており、損傷程度の同定が可能であると言える。なお本報では、提案法の適用例として節点番号 2 に加振した結果のみを示したが、加振節点番号が 3 のときにも同様の傾向が得られ、提案法の有効性が示せたことを付しておく。

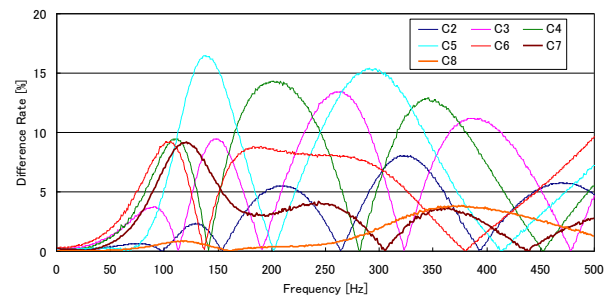
今後は提案法について、①数値実験で損傷位置をパラメータとした場合の検討、②数値実験で複数の損傷箇所がある場合の検討、③数値実験で構造減衰を変更させた場合の検討、④数値実験で時刻歴解析およびデータにノイズを混入した場合の検討、⑤リアル実験での提案法の検証、等が挙げられる。



(a) Damage rate 25 %



(b) Damage rate 50 %



(c) Damage rate 75 %

Fig.7 Identification of damage location based on the contribution rates between normal data and damage data.

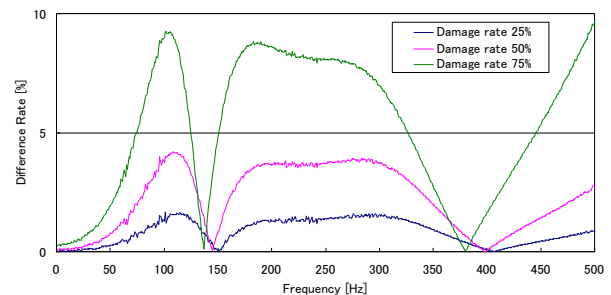


Fig.8 Identification of damage extent by the damage rates.

4. おわりに

本報では、実稼動 TPA を用いた機械や構造物のヘルス

モニタリングへの拡張を提案する上で、まず断面の異なる 2 本のはり構造を対象に実稼動 TPA の振動伝達寄与の特徴を整理した。そして、その要素技術の特徴を活かし振動寄与の健全時のベースデータと異常時のデータを比較することで、損傷を有する構造の損傷箇所と損傷程度の同定法を提案し、その有効性を数値実験により検討した。本報で得られた知見は以下のとおりである。

- (1) 実稼動 TPA の評価点の伝達寄与結果は、0-100 % 以内で収束することを示した。
- (2) 評価点の伝達寄与結果とコンプライアンス結果の関係性を、モード形状と反共振点の振動現象により明らかにした。
- (3) 構造物の損傷箇所と損傷程度を同定する方法を提案し、異常時の損傷程度を要素の一部のヤング率を変動させることで模擬した簡易な 1 本ばりの構造を対象に、提案法の有効性が数値実験により示された。

参考文献

- (1) 荒川亮，渋谷嗣：複数の損傷を有するはり構造のモード形状推定に基づく損傷検出，日本機械学会論文集A編，Vol. 78, No. 785 (2012), pp. 34-42.
- (2) 田中昂，増田新，曾根彰：インパクト加振を受けるはりにおける非線形波動変調現象に基づく損傷位置の推定，日本機械学会論文集C編，Vol. 79, No. 801 (2013), pp. 1594-1601.
- (3) 黒田勝彦，山崎徹：SEAとTPAによる機械構造物の入力パワーと伝達寄与に関する一考察，日本機械学会論文集C編，Vol. 79, No. 799 (2013), pp. 495-506.
- (4) 黒田勝彦，岩田佳雄，吉村卓也：簡易構造物を対象とした入力と伝達寄与の比較に関する研究，日本機械学会RC-D14試作レス実現のための振動・騒音CAE技術の高度化に関する研究分科会研究報告書，(2014), pp. 50-62.
- (5) 長谷川洋平，岩田佳雄，小松崎俊彦：基礎励振される構造物の実稼動TPA，日本機械学会北陸信越支部第50期総会・講演会，(2013), 707. PDF.