

技術論文

振動解析による治具剛性評価技術

Jig Rigidity Evaluation Technology by Vibration Analysis

名 畑 英 二
Eiji Nabata
寺 坂 裕 二
Yuji Terasaka

機械加工中に、工具や加工部品の大きな振動（びびり振動）が発生する場合がある。この振動により、加工精度、能率、工具寿命、安全性などに問題が生じる。この原因の1つには、部品が、動的な切削力に対して安定するだけの動剛性をもっていないことが挙げられる。このような場合、部品の剛性不足を補うように、治具による補強を行う。これまでに、治具の動剛性を治具製作前に評価する目的で、有限要素法を使った実固有値解析による振動解析技術を研究してきた。解析に際し、コンピュータの性能と形状定義の制約から、解析モデルの作成がネックであった。

本報告では、近年の3D-CADでの製品設計で作られた3D-CADモデルの活用とクランプ部分の表現方法を工夫することで、治具を含めたシステム全体を解析対象とする振動解析技術を開発し、機械加工の高能率化の活動を行ったので、その事例と合わせて報告する。

Large vibration (chatter vibration) can occur in tools and workpiece during machining. This vibration causes problems in machining accuracy, efficiency, tool life and safety. One of the causes for chatter vibration is lack of sufficient dynamic rigidity to stabilize parts in a dynamic cutting force. In this case, parts are reinforced by a jig to supplement inadequate rigidity. In the past, Komatsu has studied vibration analysis technology by real eigenvalue analysis using the finite element method. One problem in this study has been the creation of an analysis model due to computer performance and constraints in shape definition.

This report describes the development of vibration analysis technology for analyzing of an entire system including jigs achieved through the utilization of recent 3D-CAD, and through a new method to express clamps. Komatsu's activities in achieving high efficiency in machining and application examples are reported.

Key Words: machining vibration, vibration suppression, modal analysis, fixture design, 3-Dimensional analysis, chatter

1. はじめに

3D-CADの採用から10数年が経過し、操作性の向上やコンピュータの処理速度向上もあって、設計業務に定着してきた。製造でも、そのメリットを享受するための活動を行ってきた。溶接ロボットのオフラインティーチングや組立性評価などでは、部品の形状があらかじめ正確に分かることのメリットが大きい。機械加工分野でも、以前から用いていた振動解析による治具剛性評価を3D-CADモデルを活用することで、レベルアップすることができたので報告する。

2. 振動解析による治具設計

建設機械の部品には、大型のものが多く、機械加工の取代も多いため、加工時間短縮を狙った高能率加工の要求が強い。そのため、剛性が高く、高送り可能な工作機械や、高速切削が可能な工具が導入されている。しかしながら、加工対象の部品に、動的な切削力に耐えて安定する動剛性がなければ、期待された高能率加工を達成

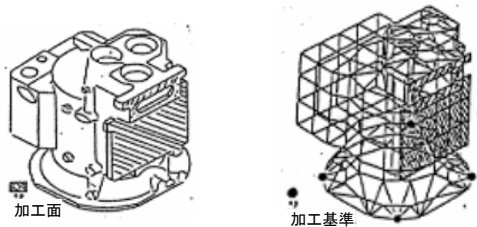
することはできない。部品設計は、製品として必要な性能を満たすようになされるが、加工に必要な剛性を有していないものも多い。特に大型のトランスミッションケースや減速機などのケーシングは、板状あるいは箱状の薄肉のものが多く、その典型的なものである。特にフライス加工では、規則的な振動が生じるため、それにより、加工部品の固有モードが励起される再生びびりが、問題になることが多い。そのため、加工部品の剛性不足を補うように治具を適正に設計することが必要であった。このような設計プロセスは、経験に基づいて行われ、製作後試削りにより確認されるため、剛性不足でトラブルが生じたり、過剰に剛性が高い高価な治具を製作したりするという問題があった。そこで、1982年ごろから、有限要素法（FEM）による実固有値解析を使い、図面段階で加工部品の動剛性を評価する振動解析手法が構築された^{1),2)}。

本手法による治具設計支援は有効であり、適用した部

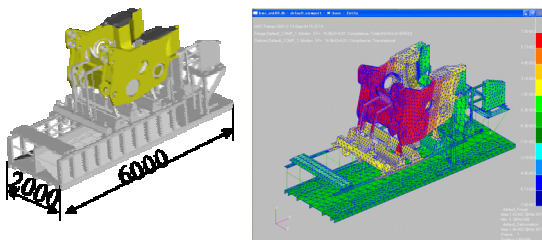
品の機械加工治具を適正にすることができた。しかし、当時はコンピュータの計算能力と部品形状のモデリングの制約から、部品のみを、単純化したシェルモデル 図1 (a)で表現し、クランプ位置が適正かどうかを評価していた。そのため、治具そのものの剛性は考慮できなかった。部品に対し治具の剛性が十分高くできる 500mm□程度以下の部品であれば、通常問題がないが、大きくなると、治具の剛性の考慮が必要である。また、解析モデル作成に時間がかかっていた。そのために以下のような課題が生じてきた。

- (1) 3D-CAD モデルの解析ソフトへの読み込み
- (2) 厚肉形状に対応するためソリッドモデルへの対応
- (3) 部品間の接触部のモデル化

これらの課題を解決し、図1 (b)のような治具剛性を考慮した大規模な対象への対応を可能にできた。



(a) 部品のみを単純化したシェル要素モデル (1985年頃)



(b) 部品と治具の全体を含む解析モデル (2005年)

図1 振動解析で対象とする解析モデル

3. 3D-CAD モデルの解析ソフトへの取り込み

先に開発されたシェルモデルによる解析では、設計図面から、解析用の単純化した解析モデルを作るため、その時間がネックとなっていた。

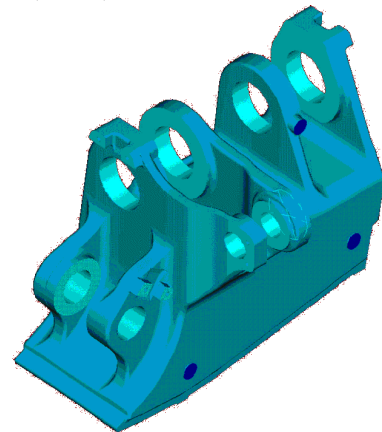
現在では、3D-CADにより、3次元形状をコンピュータ内に表現できるようになり、部品の設計や治具設計において、3D-CADモデルによる取り付け性の確認や工具との干渉チェックなどの活用が進んでいる。

そこで、解析において、部品や治具の3D-CADモデルを解析ソフトへ取り込むことで、ネックとなっていた部品形状のモデリング時間を大幅に削減し、さらに、3D-CADで形状を簡略化することにより、自動メッシュ分割時間の短縮とメッシュ品質向上を狙った。

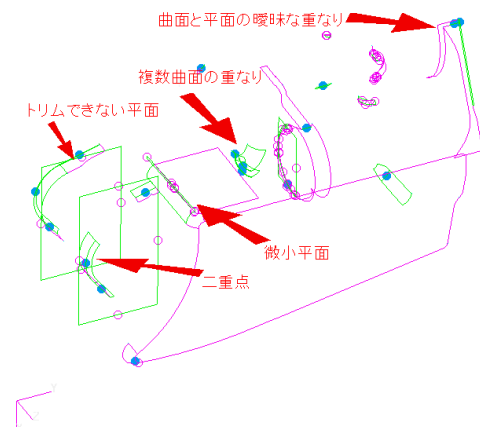
設計用の3D-CADと解析用ソフトは、別のソフトであ

るために、そのままでは、3D-CADモデルを、解析ソフトの中で利用して解析モデルを作ることができない。そこで、IGESのような異なるCAD間でデータを交換する際に使用する中間ファイル・フォーマットが使われる。また、3D-CADの種類ごとにダイレクトインターフェース(異なるCADソフトのデータを変換して読み込む機能)を用意しているものもある。しかし、3D-CADモデルの作り方やモデル形状によっては、単に解析ソフトに読み込むだけでは、モデル形状の誤認識が発生する場合があります。立体形状を受け渡すできない問題を生じることがある。

図2はダイレクトインターフェースにより、建設機械部品のモデル形状を3D-CADから解析用ソフトに読み込んだ時に発生した変換不具合例である。このままでは、完成したモデルとして認識されないため、解析に使用できない。そこで、3.1項に示す不具合修正を行った。また、解析時間を短くするため、解析目的に合わせて形状の簡略化を行った(3.2項)。



(a) 3D-CADモデル



(b) 解析ソフトへ読み込んだ際のエラー部位 (ダイレクトインターフェースを使用)

図2 モデル読み込み時の不具合の例

3.1 データ変換トラブルの回避

3.1.1 IGES を中間ファイルとして転送する方法

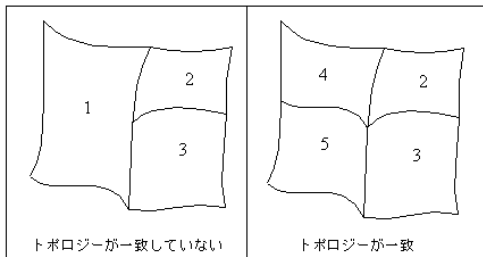
IGES は、最も一般的な転送用のファイル形式であり、ほとんどの解析ソフトでサポートされている。しかし、面の定義方法が完全でないため、正確に転送できないことが多い。

転送の際に発生する不具合としては、次のようなものがある。

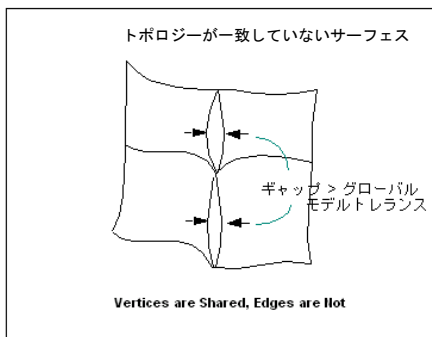
- (1) トポロジーの不具合 (図3 参照)
 - ・隣り合うサーフェスの節点とエッジが共有されていない
- (2) ジオメトリの不具合 (図4 参照)
 - ・エッジの折れ
 - ・サーフェスの折れ
 - ・サーフェスのねじれ
 - ・サーフェスの重なり
 - ・ベースサーフェスの縮退
 - ・母曲面-トリムライン間との離れ

これらの原因は、作図精度と内部表現方法の違いであり、次の方法で修正を行う。

- (a) 3D-CAD と解析ソフトの作図精度 (座標の有効桁数) を合わせる
- (b) 解析ソフトの中でサーフェスの作り直しをする。
- (c) 細かな面やエッジが出来ないように 3D-CAD モデルを修正する。
- (d) CAD データ修正ソフト (CADfix など) で問題のあるサーフェスを修正する。



(a) 節点が共有されていない例



(b) エッジが共有されていない例

図3 トポロジーの不具合の例

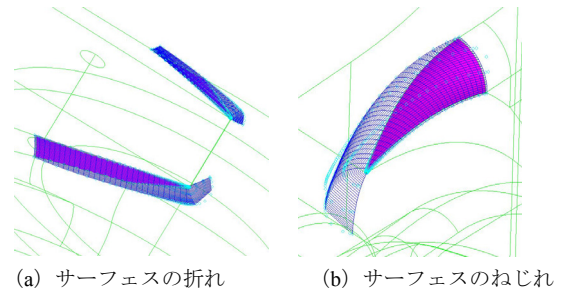


図4 ジオメトリの不具合の例

3.1.2 ダイレクトインターフェースで変換する方法

3D-CAD のデータファイルを直接読み込むため、変換回数が少ない。また、不具合が生じないようにテスト調整されているため、IGES など中間ファイルを使用する方法に比べて有利である。

しかし、IGES ファイルの転送時の不具合と同様に、作図精度が違っていると不具合が発生しやすくなる。

修正方法は、次の2つがある。

- (a) 3D-CAD でモデル形状を変更する
- (b) 解析ソフトの中でサーフェスの作り直しをする

3.2 解析に不必要な形状の簡略化

設計用モデルには、部品の機能を満たすためのネジ穴や加工面と無加工面の微小な段差、角Rや面取りなどが含まれている。動剛性を評価する振動解析の場合、これらの微小形状は、解析結果に影響を与えない場合が多く、逆に、3D-CAD モデルから解析ソフトへのデータ変換不具合の原因や、メッシュ分割の妨げ、解析時間の増大につながる。

現在は、次のような部位に注目して、簡略化の修正を行って対応しているが、修正箇所が多い場合、これらの簡略化をいかに自動化するかが今後の課題である。

- (1) 構造上強度メンバ以外の小さな部品を削除 (配管シート、ブラケットなど)
- (2) 小さな穴を埋める (ボルト穴など)
- (3) 評価対象外の段差、角Rを削除
- (4) 溶接のビード形状を作成

4. ソリッド要素への対応

シェル要素では、解析と実測の整合が確認できていたが、3D-CAD から読み込んだ形状を使いシェル要素を作成するには時間がかかる。また、厚肉形状の表現誤差が生じる。そこで、3D ソリッド要素の使用を検討したが、その種類によって、解析結果が大きく異なることが確認された。そこで、以下の要素についてその現象を調査し、適正なものを選択した。この時、前項で述べた 3D-CAD モデルの自動メッシュを考慮した。

要素形状、要素の次数、要素の大きさ、要素のアスペクト比 (要素の長辺と短辺の比) などを調査項目として、図5の片持ち梁形状について、表1のFEM要素での実固

有値解析による比較調査を行った。このはり問題の固有振動数の理論解は、均一断面はりの曲げ振動の公式³⁾により求めた。

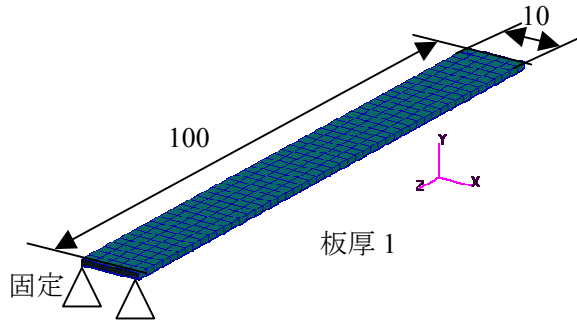


図5 解析対象モデルの形状

表1 実固有値解析に使ったFEM要素

	要素		1要素の辺の標準長さ	要素数	節点数
	種類	特徴			
理論解					
梁要素	梁	ビーム	2.0	50	52
四面体1次要素-0.5mm	四面体	1次要素	0.5	40,000	12,663
四面体1次要素-1mm		1.0	5,000	2,222	
四面体1次要素-2mm		2.0	1,250	612	
四面体2次要素-1mm		2次要素	1.0	5,000	11,663
四面体2次要素-2mm			2.0	1,250	3,083
四面体2次要素-10mm			10.0	50	179
六面体1次要素-2mm	六面体	1次要素	2.0	250	612
六面体2次要素-2mm		2次要素	2.0	250	2,028

要素の一边の標準長さを2mmにそろえた場合の固有振動数を図6に示す。四面体2次、六面体1次、六面体2次の固有振動数は、理論値と誤差5%以下で良く一致しているが、四面体1次要素では、各固有モード約120%の誤差が生じた。

動剛性については、梁要素による解析と比較した誤差を図7に示す。動剛性の場合も、四面体1次要素だけが、約80%の誤差となり、他の3つの要素形状の解析結果は10%以内の誤差であった。

四面体要素について、要素の大きさ・アスペクト比の違いによる固有振動数の比較を図8に示す。四面体2次要素では、長辺の一边の標準長さを10mm(アスペクト比10)にしたゆがんだ要素でも、理論解との誤差は10%以下となる。一方、四面体1次要素では、要素を細かくすれば、精度は向上するが、0.5mmまで細かくしても、誤差は26%である。

解析精度は、要素のサイズの板厚との比および、アスペクト比(長辺/短辺)により影響されると考え、表2のように整理した。

精度面では、六面体要素が優れているが、自動メッシュに対応できないため、四面体要素を使わざるを得ない。2次要素を使い、一边が板厚の10倍以下、アスペクト比10以下にすれば、固有振動数の誤差は10%以内になる。固有振動数の実測値のばらつきから考えて、計算精度は10%で許容できると考えた。

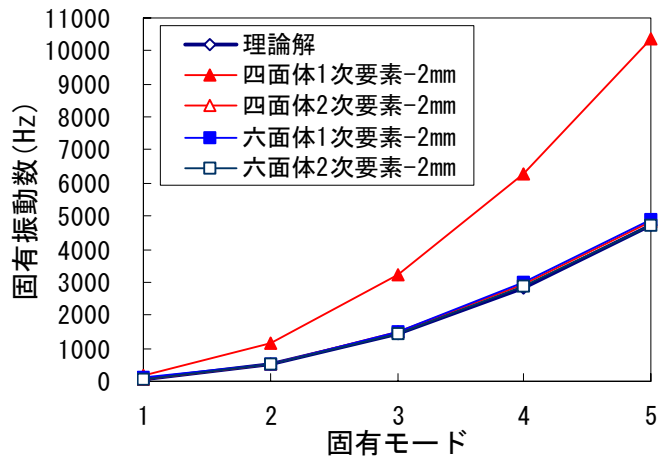


図6 要素形状による固有振動数の比較
(表1の一边の標準長さ2mmFEM要素で比較)

表2 各3次元FEM要素の比較

		四面体要素						六面体要素	
		1次要素		2次要素		2次要素		1次要素	2次要素
要素 大きさ	一辺の長さ	板厚の1/2	板厚の1倍	板厚の2倍	板厚の1倍	板厚の2倍	板厚の10倍	板厚の2倍	板厚の2倍
		アスペクト比	1倍	1倍	2倍	1倍	2倍	10倍	2倍
	節点数(※1)	12,663	2,222	612	11,663	3,083	179	612	2,028
	解析精度(誤差(※2))	26%	73%	124%	5%以下	5%以下	10%以下	5%以下	1%以下
	自動メッシュ分割	可能	可能	可能	可能	可能	可能	不可	不可
	自由度	○	○	○	△	○	○	◎	△
	総合	×	×	×	○	◎	○	△	△
		解析精度が悪い ため、使用を避けるべき。	解析精度が悪い ため、使用を避けるべき。	解析精度が悪い ため、使用を避けるべき。	節点数が多くなり解析 時間がかかるが、使用 できる。	自動メッシュ分 割が可能。精 度は良く、3D ソリッドとして使 用可能	節点数は少 なく解析精度 は良い。3Dソ リッドとして使 用可能	自動メッシュ 分割が無い ため、実 質上使用 できない。	自動メッシュ 分割が無い ため、実 質上使用 できない。

※1: 節点数は幅10mm、板厚1mm、長さ100mmの板をメッシュ分割した場合を示す。

※2: 1次モードから5次モードまでの最大誤差

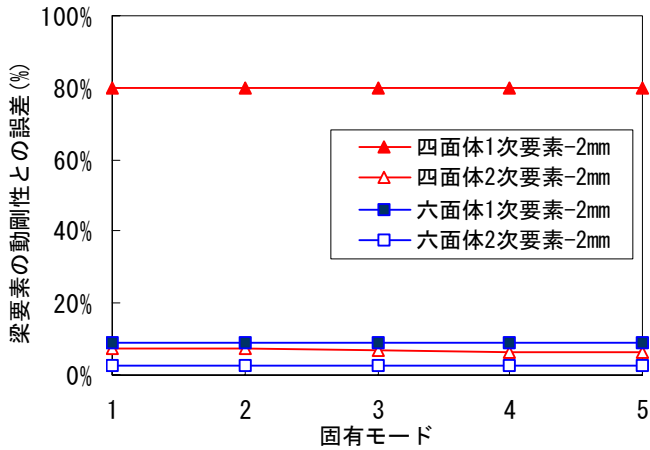


図7 梁要素と各要素形状の動剛性の比較
(表1の一边の標準長さ2mmFEM要素で比較)

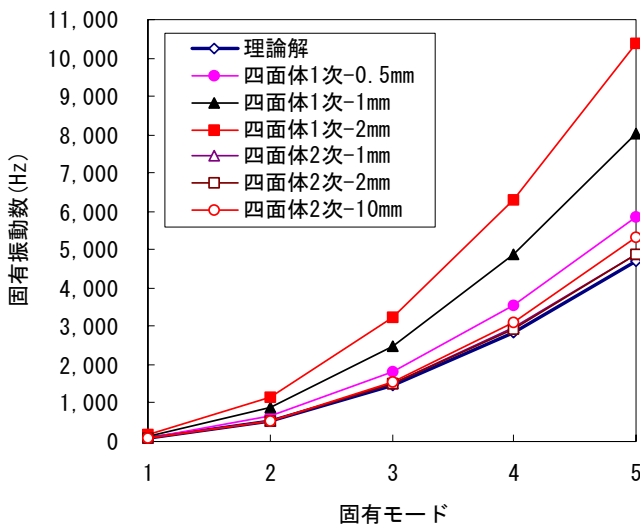


図8 要素の大きさの違いによる固有振動数を比較

5. 部品と治具のクランプ部のモデル化

図9のような治具剛性の考慮が必要な大物部品を解析対象とするためには、治具と加工部品が接触している部分のモデル化が重要である。図10(a)のようにそれぞれの形状を忠実にモデリングすると、接触部は点接触に近くなり、メッシュ生成が難しいだけでなく、クランプ箇所変更のたびにメッシュを作り直す必要が生じる。また、クランプ力による接触部の剛性が正しく表現できない。そこで、図10(b)のように部品とクランプの接触する位置に点要素を作り、その2点間にクランプの剛性を表現するバネ(バネ定数 K と粘性減衰係数)でモデル化した。

このとき注意する点として、接合点の代表点とした節点要素と3Dソリッド要素の自由度の違いがある。節点要素は、 x 、 y 、 z 方向並進および回転の6自由度を変数

として持つのに対して、3Dソリッド要素は x 、 y 、 z 方向並進の3自由度しか持たない。

そのため、この2つを接続するためには回転成分の拘束が必要となる。そこで、図11のように点要素の自由度とソリッド要素の複数の節点の自由度を結合することで、回転の拘束を行った。

これらのクランプの表現方法を使うことで、解析モデルのメッシュを変えることなく、任意の場所にクランプを配置できるようになった。

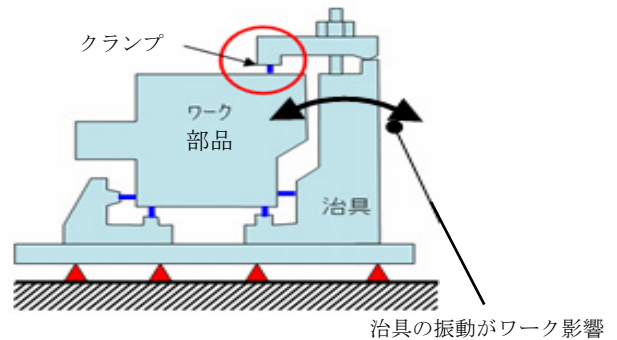
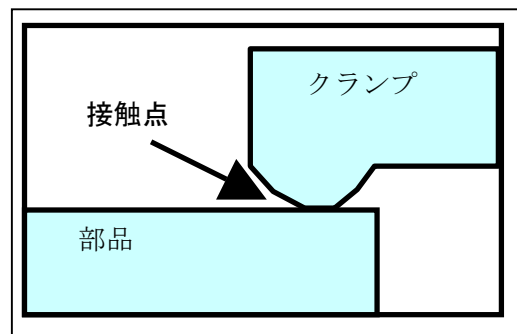
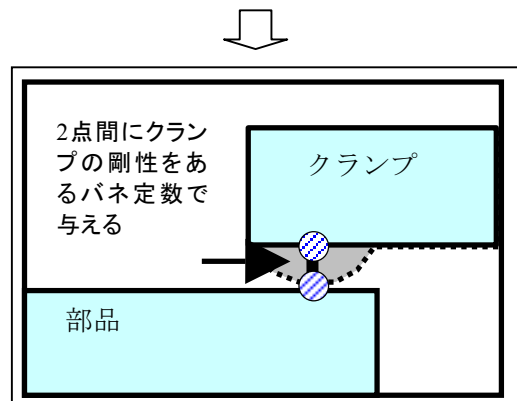


図9 接触部分のモデル化の概念図



(a) クランプ部の3D-CADモデルの概念



(b) クランプ部の解析モデルの概念

図10 接触部分のモデル化の概念図

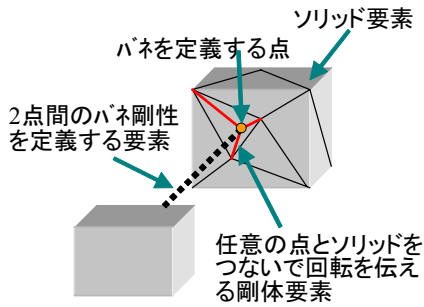


図 11 節点要素と3Dソリッド要素の回転自由度の固定方法

6. 部品と治具の全体の動剛性を評価した事例

部品と治具の全体の動剛性評価の事例を示す。

図 12 (a) は大型の建設機械の部品で、横 6000mm×縦 2000mm の治具に固定されて加工される。この治具は、複数の部品を自動段取りで載せ換えできるように、クランプ位置をリニアガイドとボールスクリューで移動させるスケルトン構造となっている。

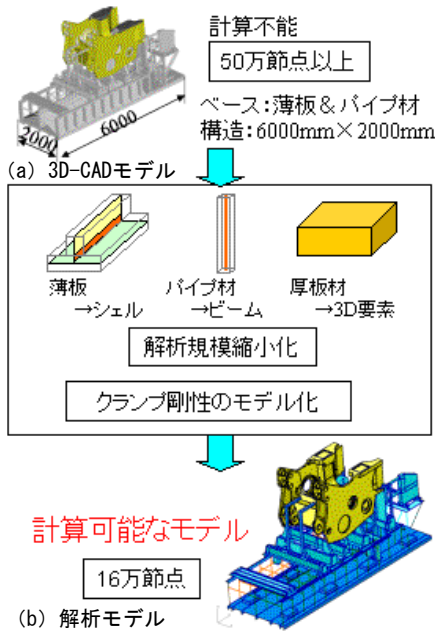


図 12 全体構造の解析モデル化

振動解析を使った事前評価により、治具剛性とフレキシビリティ、操作性の両立を実現する治具構造を設計することを目標とした。

全体構造が 6000mm×2000mm×3000mm 程度の大きさとなるため、モデル全体を 3D ソリッド要素でモデル化すると 50 万節点を超える規模となる。そこで、図 12 (b) のように、ベースの板材とパイプ材のスケルトン構造部は、シェル要素、ビーム要素、3D ソリッド要素を組み合わせることでモデル化し、16 万節点程度の計算可能な解析モデル

ルまで簡略化した。

クランプ部は、5 項の方法でクランプを考慮したモデル化を行った。

解析による新構造治具と既存治具の動剛性との比較により、治具製作の前にスケルトン構造自体の剛性や、クランプ部の剛性を評価し、スケルトン構造の補強、クランプの形状変更などを実施した。この変更により、スムーズな設備立ち上げができた。

治具製作後に振動測定を行い、解析と比較した。実際も解析も図 13 の ABC の順で固有モードが存在し、固有振動数の実測との誤差約 17%であった。

加工面での動剛性の推定値も、図 14 のように実測値とよく一致した。

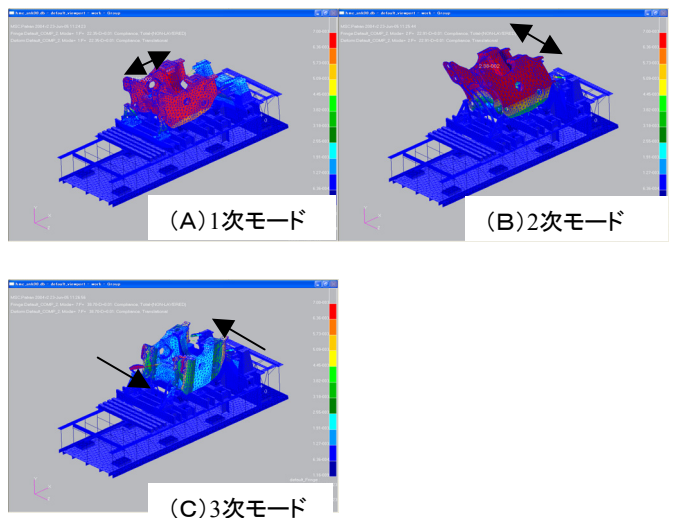


図 13 振動モード形状

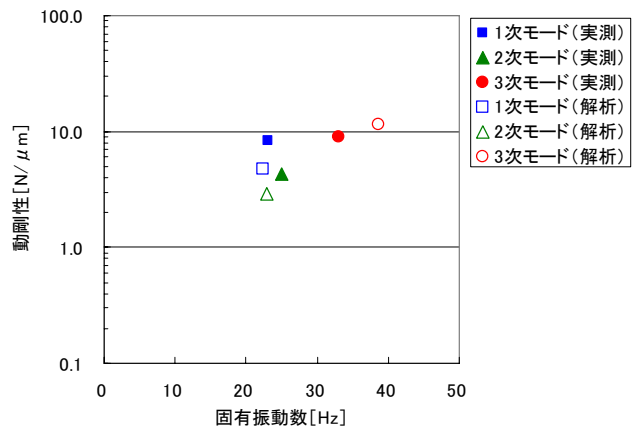


図 14 動剛性の実測と解析結果の比較

7. おわりに

従来のシェル要素による加工部品用治具の動剛性評価技術を、3D-CADモデルを活用した3Dソリッド要素による解析に展開し、加工部品と治具の接触剛性を考慮することで、治具剛性を含めた解析方法を構築した。これにより、治具剛性が加工に影響する大物部品への振動解析技術の適用が可能となった。

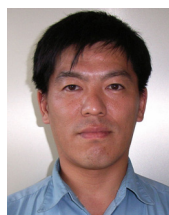
この技術を大物部品の治具設計段階で使うことにより、部品・治具・工具などの機械加工システムの動剛性を治具設計の段階で評価でき、適正な治具設計・製作ができる。

今後、動剛性評価基準のベースとなる、動剛性とびびりとの関係についての実測データの収集を進め、予測精度の向上をめざすとともに、この技術の普及に努め、今までの既成概念にとらわれないアイデアを含んだ治具に挑戦できる環境を作りたい。

参考文献

- 1) 大門 守, 吉田猛夫, 小島律昭, 山本秀行, 星鐵太郎: 板・箱状工作物保持具の動特性設計の研究, 精密機械, 51巻12号(1985)
- 2) 星鐵太郎: 機械加工の振動解析, (株)工業調査会(1990)
- 3) 谷口 修, 藤井澄二: 機械振動論, コロナ社(1976) p.478

筆者紹介



Eiji Nabata
 名 畑 英 二 1992年, コマツ入社.
 現在, 生産本部 生産技術開発センタ所属.



Yuji Terasaka
 寺 坂 裕 二 1983年, コマツ入社.
 現在, 生産本部 生産技術開発センタ所属.

【筆者からのひと言】

コンピュータの進歩には目覚ましいものがあります。従来、いろんなソフトを駆使して、如何に簡略化して、形状や現象を表現するか悩んでいました。いまや誰でも、3D-CADで形状を作り、いともたやすく解析用のメッシュに分割でき、計算もあっという間に終わってしまいます。解析すれば、なんでもすぐに正しい答えがでるように錯覚します。でもそこが落とし穴です。とりあえず答えを出すコンピュータにだまされてはいけません。問題の本質を探り、出てきた答えを賢く分析し、事実か嘘か問題を見抜く目は、やはり人間にあり、それがノウハウです。解析は見えないものを見えるようにしてくれる便利な道具です。事実を見分けられるようノウハウを蓄積し、広めていきたい。