

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5111048号
(P5111048)

(45) 発行日 平成24年12月26日 (2012. 12. 26)

(24) 登録日 平成24年10月19日 (2012. 10. 19)

(51) Int. Cl. F 1
F 1 6 C 33/46 (2006. 01) F 1 6 C 33/46
G 0 6 F 17/50 (2006. 01) G 0 6 F 17/50 6 1 2 H
 G 0 6 F 17/50 6 8 0 Z

請求項の数 7 (全 27 頁)

(21) 出願番号	特願2007-266913 (P2007-266913)	(73) 特許権者	000102692 NTN株式会社
(22) 出願日	平成19年10月12日 (2007. 10. 12)		大阪府大阪市西区京町堀 1 丁目 3 番 1 7 号
(65) 公開番号	特開2008-116040 (P2008-116040A)	(74) 代理人	100086793 弁理士 野田 雅士
(43) 公開日	平成20年5月22日 (2008. 5. 22)		
審査請求日	平成22年9月28日 (2010. 9. 28)	(74) 代理人	100087941 弁理士 杉本 修司
(31) 優先権主張番号	特願2006-280763 (P2006-280763)	(72) 発明者	坂口 智也 三重県桑名市大字東方字尾弓田 3 0 6 6 番 地 NTN株式会社内
(32) 優先日	平成18年10月13日 (2006. 10. 13)	(72) 発明者	原田 和慶 三重県桑名市大字東方字尾弓田 3 0 6 6 番 地 NTN株式会社内
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)	審査官	仲村 靖

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 保持器の応力解析方法および応力解析システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

転がり軸受の保持器の応力解析方法であって、
 軸受構成部品を剛体とみなした転がり軸受の動力学解析モデルに、超要素法により得られる保持器の動的な弾性変形モードと固有変形モードをモード合成法に基づき導入する工程と、

前記工程で導入される弾性変形の自由度と、予め定める軸受構成部品の運動の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器の変形履歴を算出する工程と、
 前記工程で算出される変形履歴を応力分布に変換し、該変換された保持器応力を出力する工程と、

を有し、保持器の各柱に超要素法の自由度を設定することを特徴とする保持器の応力解析方法。

【請求項 2】

転がり軸受の保持器の応力解析方法であって、
 軸受構成部品を剛体とみなした転がり軸受の動力学解析モデルに、超要素法により得られる保持器の動的な弾性変形モードと固有変形モードをモード合成法に基づき導入する工程と、

前記工程で導入される弾性変形の自由度と、予め定める軸受構成部品の運動の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器の変形履歴を算出する工程と、
 前記工程で算出される変形履歴を応力分布に変換し、該変換された保持器応力を出力す

る工程と、
を有し、

予備調査として、前記保持器の応力集中部となる所定部につき、前記動力学解析モデルに用いられる有限要素長と、この有限要素長よりも短い有限要素長とをそれぞれ用いて有限要素法によって同一荷重条件下の応力を求め、両応力の比を求めておき、この比を補正係数として、前記動力学解析による保持器応力の出力の工程で出力された保持器応力を、前記補正係数の乗算により補正することを特徴とする保持器の応力解析方法。

【請求項3】

転がり軸受の保持器の応力解析方法であって、

軸受構成部品を剛体とみなした転がり軸受の動力学解析モデルに、超要素法により得られる保持器の動的な弾性変形モードと固有変形モードをモード合成法に基づき導入する工程と、

前記工程で導入される弾性変形の自由度と、予め定める軸受構成部品の運動の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器の変形履歴を算出する工程と、

前記工程で算出される変形履歴を応力分布に変換し、該変換された保持器応力を出力する工程と、

を有し、

予備調査として、前記弾性変形特性の導入の工程、前記変形履歴の算出の工程、および前記保持器応力の出力の工程を用いた動力学計算により保持器応力を求めると共に、有限要素法により前記保持器の応力を求め、この有限要素法により求められた応力と、前記動力学計算により求められた応力の比を求めておき、この比を補正係数として、解析対象の保持器の応力解析過程における、前記保持器応力の出力の工程で出力された保持器応力を、前記補正係数の乗算により補正することを特徴とする保持器の応力解析方法。

【請求項4】

請求項1ないし請求項3のいずれか1項において、解析対象を3次元としたことを特徴とする保持器の応力解析方法。

【請求項5】

請求項1ないし請求項3のいずれか1項において、保持器の弾性変形ならびに転動体、軌道輪ならびに保持器の剛体モードの運動の自由度を2次元上に限定することを特徴とする保持器の応力解析方法。

【請求項6】

入力手段と演算手段と出力手段とを含む、保持器の応力解析システムであって、

前記演算手段は、軸受構成部品を剛体とみなした転がり軸受の動力学解析モデルが定められ、この動力学解析モデルに、超要素法により得られる保持器の動的な弾性変形のモードと固有変形モードをモード合成法に基づき入力可能な解析モデル設定部と、

前記解析モデル設定部で入力される弾性変形の自由度と、予め定める軸受構成部品の運動の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器の変形履歴を算出し、該算出される変形履歴を応力分布に変換する応力演算部と、

前記応力演算部で変換された保持器応力を前記出力手段へ出力する出力処理部と、
を有し、予備調査として、前記保持器の応力集中部となる所定部につき、前記動力学解析モデルに用いられる有限要素長と、この有限要素長よりも短い有限要素長とをそれぞれ用いて有限要素法によって同一荷重条件下の応力を求め、両応力の比を求めておき、この比を補正係数として、前記出力処理部により出力された保持器応力を、前記補正係数の乗算により補正することを特徴とする保持器の応力解析システム。

【請求項7】

入力手段と演算手段と出力手段とを含む、保持器の応力解析システムであって、

前記演算手段は、軸受構成部品を剛体とみなした転がり軸受の動力学解析モデルが定められ、この動力学解析モデルに、超要素法により得られる保持器の動的な弾性変形のモードと固有変形モードをモード合成法に基づき入力可能な解析モデル設定部と、

前記解析モデル設定部で入力される弾性変形の自由度と、予め定める軸受構成部品の運

10

20

30

40

50

動の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器の変形履歴を算出し、該算出される変形履歴を応力分布に変換する応力演算部と、

前記応力演算部で変換された保持器応力を前記出力手段へ出力する出力処理部と、を有し、予備調査として、前記弾性変形特性の導入、前記変形履歴の算出、および前記保持器応力の出力を用いた動力学計算により保持器応力を求めると共に、有限要素法により前記保持器の応力を求め、この有限要素法により求められた応力と、前記動力学計算により求められた応力の比を求めておき、この比を補正係数として、前記出力処理部により出力された保持器応力を、前記補正係数の乗算により補正することを特徴とする保持器の応力解析システム。

【発明の詳細な説明】

10

【技術分野】

【0001】

この発明は、保持器の応力解析方法および応力解析システムに関し、運転中の転がり軸受の保持器に生じる応力を、動力学解析により数値計算する技術に関する。

【背景技術】

【0002】

転がり軸受の保持器の設計には、保持器の動的な挙動や応力履歴の把握が重要であり、その解明には動力学解析が有効である。従来、保持器が剛体のままの動力学解析が存在し、保持器に作用する力を数値計算で求める技術が実用に供されている（たとえば非特許文献1参照）。前記数値計算で求めた保持器への干渉力をFEM解析に導入し、保持器にかか

20

る応力を計算することが考えられる。軸受全部品をFEMソフト上に導入し、その中で動力学計算をすることも考えられる（たとえば非特許文献2参照）。

【0003】

【非特許文献1】（社）日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集，2004-11，円すいころ軸受 保持器の3次元動力学解析 第2報 計算結果）
【非特許文献2】（社）日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集，2001-11，FEMによる玉軸受の動解析 保持器の応力解析（第1報）

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

30

前記従来技術では、次のような問題がある。

（1）非特許文献1に係る技術では、保持器の応力を計算することができない。

（2）前記数値計算で求めた保持器への干渉力に基づいて、保持器にかかるとする技術では、静的な場合は境界条件の設定が難しく、動的な場合は導入した干渉力自体に動的な変形の影響が含まれていないので、変形剛性の低い保持器では接触した瞬間の値から大きくなり、これによる応力計算値も過大となる。よって、解析精度の良い計算は難しい。

（3）非特許文献2に係る技術では、計算の自由度は要素数に比例して増加するため、計算時間を短縮するための軸受解析仮定の簡易化が求められ、結果として高精度な保持器応力計算は難しい。

40

【0005】

本発明の目的は、運転中の保持器応力を高精度にかつ効率的に計算することが可能となる保持器の応力解析方法および応力解析システムを提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0006】

この発明における第1の発明の保持器の応力解析方法は、転がり軸受の保持器の応力解析方法であって、軸受構成部品を剛体とみなした転がり軸受の動力学解析モデルに、超要素法により得られる保持器の動的な弾性変形モード（拘束変形モード）と固有変形モードをモード合成法に基づき導入する工程と、前記工程で導入される弾性変形の自由度と、予め定める軸受構成部品の運動の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含

50

む保持器の変形履歴を算出する工程と、前記工程で算出される変形履歴を応力分布に変換し、該変換された保持器応力を出力する工程と、を有し、保持器の各柱に超要素法の自由度を設定することを特徴とする。

【0007】

この構成によると、動力学解析モデルに、保持器の動的な弾性変形の特徴（超要素法により求めた固有変形モードとその周波数ならびに拘束変形モードとその周波数）をモード合成法に基づき導入し、弾性変形の自由度と、予め定める軸受構成部品の運動の自由度とを同時に数値積分する。これによって、変形の動特性を含む保持器の変形履歴が得られる。演算手段はこの変形履歴を応力分布に変換することで、保持器応力を得る。また、上記動力学解析モデルにおいて、保持器の他の構成部品は、剛体とみなす。したがって、前記従来技術と比べて、運転中の保持器応力を高精度にかつ効率的に計算することが可能となる。

10

【0008】

保持器の各柱に超要素法の自由度を設定する。固有変形モードの導入において、保持器の柱の変形を再現することが重要であるが、この考慮には非常に高次までの固有変形モードを導入する必要があり、動力学解析の数値積分が長時間化する。この構成によると、保持器の各柱に超要素法の自由度を設定することで、柱の変形モードが必ず拘束変形モードに出力されるようになり、かつそれ以外の固有変形モードの残留モード数を減少させることで、効率的かつ妥当な保持器応力値を得ることができる。換言すれば、前述の非常に高次までの固有変形モードを導入する手法に比べて、動力学解析に要する時間短縮を図ることができる。あるいは確実に柱の変形モード導入することで解の精度が高い水準で維持できる。この発明において、解析対象を3次元とすることが好ましい。この構成によると、解析対象を2次元とする場合に比べて、転動体や保持器の軸方向の変位や傾きを考慮できるため、そのような挙動が想定される運転時の保持器応力を高精度に計算することが可能となる。例えば、転動体と保持器との軸方向の接触による応力を考慮することができる。

20

【0009】

この発明において、保持器の弾性変形ならびに転動体、軌道輪ならびに保持器の剛体モードの運動の自由度を2次元上に限定してもよい。この構成によると、動力学解析モデルに保持器の動的な弾性変形の特徴をモード合成法に基づき導入し、弾性変形の自由度と、軸受構成部品の運動の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器の変形履歴を得ることができる。該変形履歴に基づいて保持器応力を得ることができる。特に、保持器の弾性変形ならびに転動体、軌道輪ならびに保持器の剛体モードの運動の自由度を2次元上に限定する構成により、3次元解析で行った場合よりも短時間で保持器応力の計算結果を得ることが可能となる。

30

【0010】

この発明における第2の発明の保持器の応力解析方法は、転がり軸受の保持器の応力解析方法であって、軸受構成部品を剛体とみなした転がり軸受の動力学解析モデルに、超要素法により得られる保持器の動的な弾性変形モード（拘束変形モード）と固有変形モードをモード合成法に基づき導入する工程と、前記工程で導入される弾性変形の自由度と、予め定める軸受構成部品の運動の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器の変形履歴を算出する工程と、前記工程で算出される変形履歴を応力分布に変換し、該変換された保持器応力を出力する工程と、を有し、予備調査として、前記保持器の応力集中部となる所定部につき、前記動力学解析モデルに用いられる有限要素長と、この有限要素長よりも短い有限要素長とをそれぞれ用いて有限要素法によって同一荷重条件下の応力を求め、両応力の比を求めておき、この比を補正係数として、前記動力学解析による保持器応力の出力の工程で出力された保持器応力を、前記補正係数の乗算により補正することを特徴とする。

40

【0011】

この場合、動力学解析に用いた前記所定部の有限要素長に対して、その長さを必要十分な長さまで短くした場合の前記所定部の応力を求める。この求めた応力と、前記動力学解

50

析に用いた有限要素長における応力との比を、補正係数として得ることで、応力推定精度を向上させる。このように、予備調査として一旦、補正係数を得た後は、前記所定部の有限要素長を都度短くすることなく、保持器応力の出力の工程で出力された保持器応力に単に補正係数を乗算するだけで、応力推定精度を向上させることができる。これにより、演算手段の処理負荷の軽減を図ることができるうえ、保持器寿命をより正確にかつ簡単に求めることが可能となる。

【 0 0 1 2 】

この発明における第3の発明の保持器の応力解析方法は、転がり軸受の保持器の応力解析方法であって、軸受構成部品を剛体とみなした転がり軸受の動力学解析モデルに、超要素法により得られる保持器の動的な弾性変形モード（拘束変形モード）と固有変形モードをモード合成法に基づき導入する工程と、前記工程で導入される弾性変形の自由度と、予め定める軸受構成部品の運動の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器の変形履歴を算出する工程と、前記工程で算出される変形履歴を応力分布に変換し、該変換された保持器応力を出力する工程と、を有し、予備調査として、前記弾性変形特性の導入の工程、前記変形履歴の算出の工程、および前記保持器応力の出力の工程を用いた動力学計算により保持器応力を求めると共に、有限要素法により前記保持器の応力を求め、この有限要素法により求められた応力と、前記動力学計算により求められた応力の比を求めておき、この比を補正係数として、解析対象の保持器の応力解析過程における、前記保持器応力の出力の工程で出力された保持器応力を、前記補正係数の乗算により補正することを特徴とする。

【 0 0 1 3 】

上記動力学計算上では、モード合成法により保持器変形を再現しているが、その応力値は、有限要素法による解析つまりFEM解析と比較すると小さくなるのが、計算を実施していくことで判明した。理想的には、超要素法での固有変形モードの残留モード数の増加や拘束変形モードの自由度の数を増加させて、目的とする位置の応力値がFEM解析とモード合成法とで同等にするべきであるが、保持器の形状が変化すると超要素法の最適な解析条件が変化するため、都度検討する必要がある。それ故、有限要素法により求められた応力と、動力学計算により求められた問題となる部位の応力の比を、補正係数として得ることで、応力推定精度を向上させる。このように、予備調査として一旦、補正係数を得た後は、モード合成法による応力値に、前記補正係数を乗算するだけで、応力推定精度を向上させることができる。これにより、演算手段の処理負荷の軽減を図ることができるうえ、保持器寿命をより正確にかつ簡単に求めることが可能となる。

【 0 0 1 4 】

この発明における第1の発明の保持器の応力解析システムは、入力手段と演算手段と出力手段とを含む、保持器の応力解析システムであって、前記演算手段は、軸受構成部品を剛体とみなした転がり軸受の動力学解析モデルが定められ、この動力学解析モデルに、超要素法により得られる保持器の動的な弾性変形のモード（拘束変形モード）と固有変形モードをモード合成法に基づき入力可能な解析モデル設定部と、前記解析モデル設定部で入力される弾性変形の自由度と、予め定める軸受構成部品の運動の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器の変形履歴を算出し、該算出される変形履歴を応力分布に変換する応力演算部と、前記応力演算部で変換された保持器応力を前記出力手段へ出力する出力処理部と、を有し、予備調査として、前記保持器の応力集中部となる所定部につき、前記動力学解析モデルに用いられる有限要素長と、この有限要素長よりも短い有限要素長とをそれぞれ用いて有限要素法によって同一荷重条件下の応力を求め、両応力の比を求めておき、この比を補正係数として、前記出力処理部により出力された保持器応力を、前記補正係数の乗算により補正することを特徴とする。

この発明における第2の発明の保持器の応力解析システムは、入力手段と演算手段と出力手段とを含む、保持器の応力解析システムであって、前記演算手段は、軸受構成部品を剛体とみなした転がり軸受の動力学解析モデルが定められ、この動力学解析モデルに、超要素法により得られる保持器の動的な弾性変形のモードと固有変形モードをモード合成法

に基づき入力可能な解析モデル設定部と、前記解析モデル設定部で入力される弾性変形の自由度と、予め定める軸受構成部品の運動の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器の変形履歴を算出し、該算出される変形履歴を応力分布に変換する応力演算部と、前記応力演算部で変換された保持器応力を前記出力手段へ出力する出力処理部と、を有し、予備調査として、前記弾性変形特性の導入、前記変形履歴の算出、および前記保持器応力の出力を用いた動力学計算により保持器応力を求めると共に、有限要素法により前記保持器の応力を求め、この有限要素法により求められた応力と、前記動力学計算により求められた応力の比を求めておき、この比を補正係数として、前記出力処理部により出力された保持器応力を、前記補正係数の乗算により補正することを特徴とする。

【0015】

この構成によると、解析モデル設定部によって、前記の動力学解析モデルに保持器の動的な弾性変形の特性がモード合成法に基づき入力される。応力演算部は、入力される弾性変形の自由度と、予め定める軸受構成部品の運動の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器の変形履歴を算出する。さらに応力演算部は、該算出される変形履歴を応力分布に変換する。出力処理部は、変換された保持器応力を出力手段へ出力する。

【発明の効果】

【0016】

この発明の保持器の応力解析方法では、動力学解析モデルに保持器の動的な弾性変形の特性をモード合成法に基づき導入し、弾性変形の自由度と、軸受構成部品の運動の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器の変形履歴を得ることができる。前記保持器の動的な弾性変形の特性を導入するとき、保持器の各柱に超要素法の自由度を設定する。該変形履歴に基づいて保持器応力を得ることができる。また、上記動力学解析モデルにおいて、保持器の他の構成部品は、剛体とみなす。

【0017】

したがって、前記従来技術と比べて、運転中の保持器応力を高精度にかつ効率的に計算することが可能となる。それ故、たとえば保持器の柱の断面積を小さくしたり柱中心のピッチ円径を変更することで軸受サイズを大きくすることなく転動体の数を増加させ、負荷容量を増大させるような設計変更を、高精度にかつ効率的に計算することができる。これにより、たとえば高負荷時の接触面圧を低減させ、過酷な潤滑条件下や異物混入潤滑条件下での寿命向上を図るとともに高剛性化も同時に実現し得るような軸受の保持器を、短時間で求めることが可能となる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0018】

以下、図面を参照しながら本発明を実施するための形態を、複数の形態について説明する。以下の説明においては、各形態で先行する形態で説明している事項に対応している部分には同一の参照符を付し、重複する説明を略する場合がある。構成の一部のみを説明している場合、構成の他の部分は、先行して説明している形態と同様とする。実施の各形態で具体的に説明している部分の組合せばかりではなく、特に組合せに支障が生じなければ、実施の形態同士を部分的に組合せることも可能である。

【0019】

本発明の第1の実施形態に係る応力解析システムは、たとえば、円すいころ軸受の保持器に適用される。ただし円すいころ軸受用の保持器だけに必ずしも限定されるものではなく、種々の転がり軸受の保持器の応力解析に適用される。以下の説明は、3次元での円すいころ軸受の動力学解析における保持器の応力解析方法についての説明をも含む。

【0020】

転がり軸受の動力学解析モデルについて説明する。図1は、転がり軸受の動力学解析モデルおよび座標系を表す図である。座標系は、互いに直交する三軸方向の矢符 x , y , z で表記する。 x および y 方向は、それぞれラジアル方向を表し、 z 方向は、アキシアル方

10

20

30

40

50

向を表す。解析対象の円すいころ軸受は、主要寸法（内径×外径×幅）がたとえば 75 mm×160 mm×40 mmであり、ころ本数が14、保持器は転動体案内形式、保持器の板厚(B1,B2)が異なる（B1=3.5 mm, B2=5.0 mm）二種類の軸受について検討した。潤滑剤はグリースを適用した。内輪の回転速度は1000 rpmであり、内外輪間の軸方向変位は固定とし、1000 Nのラジアル荷重が作用した場合で、代表温度は60 に設定した。ただし、これらの条件に必ずしも限定されるものではない。

【0021】

3次元動力学解析の仮定条件を以下の通り規定した。前提として、保持器を除く軸受構成部品を剛体とみなす。

(i) ころおよび保持器に6自由度を与える。

10

(ii) 外輪は空間に固定する。

(iii) 内輪には、一定の軸方向変位と一定速度の自転角変位とを強制的に与え、ラジアル方向の2並進変位の自由度を与える（自由度は2）。

(iv) 遠心力等の見かけの力を全て含む。

(v) 水平軸回りの軸受姿勢とし、重力を考慮する。

(vi) ころ転動面の干渉力分布は、スライス法で評価する。

【0022】

(vii) 流体潤滑下のトラクション係数 μ_{hd} は、村木らの簡易理論式{村木 正芳, 木村 好次; 潤滑油のトラクション特性に関する研究(第2報), 潤滑, 28, 10(1983)753-760}で与えるが、等温条件とする。

20

(viii) 境界潤滑下の摩擦係数 μ_{bd} は、Kragelskiiのモデル{Kragelskii, I.V.; Friction and Wear, Butterworths, London(1965)178-184}を修正した式(1)で与える。

(ix) ころと軌道面間の接線力は、潤滑領域の変化を考慮し、式(2)で与える。また弾性流体潤滑(略称EHL)状態下では転がり粘性抵抗{R.S.Zhou, M.R.Hoeprich; Trans. ASME, J.Trb, 113, 7(1991)590.}を考慮する。

【0023】

(x) ころ大端面と内輪大つば面との干渉力は、最大近接点に全て作用するものと仮定する。接線力係数は式(2)で与えられる。

(xi) ころと保持器間の接線力係数は、境界潤滑下のみを仮定する。

(xii) ころ端面に対する小つば面とポケット面の接触は、最大めり込み点に全ての接触力と接線力が作用する。

30

【数1】

$$\mu_{bd} =$$

$$(-0.1 + 22.28s) \exp(-181.46s) + 0.1$$

$$\dots (1)$$

ここで、「s」は、すべり率である。

【0024】

40

【数 2】

$$\mu_r = \begin{cases} \mu_{bd} & \text{if } \Lambda < 0.01 \\ \frac{\mu_{bd} - \mu_{hd}}{(0.01 - 1.5)^6} (\Lambda - 1.5)^6 & \\ + \mu_{hd} & \text{if } 0.01 \leq \Lambda < 1.5 \\ \mu_{hd} & \text{if } 1.5 \leq \Lambda \end{cases} \quad \dots (2)$$

10

ここで、「 μ_r 」は、接線力係数であり、「 Λ 」は、油膜パラメータである。

【0025】

図2は、本発明の実施形態に係る応力解析方法を段階的に表すフローチャートである。本処理開始後、ステップs1に移行し、実際の保持器を模擬した有限要素モデルを作成し、FEM解析を実行するためのソフトウェア（たとえばI-DEASやNastran等）を用いて後述する超要素法による解析を実行することで、保持器の動特性情報を得る。この動特性情報の結果を、複数のモードシェイプを重ね合わせ妥当な弾性変形を作るいわゆるモード合成法に基づき、前述の動力学解析モデルに導入する。

20

【0026】

次にステップs2に移行し、軸受構成部品の運動の自由度と、ステップs1で導入される保持器の弾性変形の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器の変形履歴を算出する。このステップs2では、予め組み込まれる、保持器と、軸受構成部品である「ころ」との干渉力の計算ルーチンに基づいて該干渉力を計算する。ここでは、導入された保持器ポケット面の節点（有限要素の頂点）が、ころとの幾何学的な干渉が生じた場合に干渉力を作用させるようにした。

【0027】

具体的には、ポケット面上の節点位置ところのとある基準点ならびにその傾きを示すオイラー角を慣性座標系で取得し、該節点をころに固定した座標系へ変換後に、ころの輪郭情報から該節点ところとの干渉量を求めた。干渉が生じている場合には、接触力ならびに本干渉点でのすべり速度から摩擦力を求め、それらの合力を干渉力として取り扱えばよい。本手法では、保持器の挙動や弾性変形が全て考慮された状態でのころとの干渉力を計算することが可能になる。以上の数値計算において、運動方程式の数値積分時の時々刻々の履歴を記録することで、保持器の挙動や各変形モードの変形履歴が得られる。その後ステップs3に移行し、算出された変形履歴を、ひずみおよび応力分布に変換し、出力する。その後本処理を終了する。

30

【0028】

図3は、本発明の実施形態に係る応力解析システムの電氣的構成を表すブロック図である。応力解析システム1は、主に、入力手段2と、演算手段3と、出力手段4とを有する。入力手段2は、たとえばキーボードやポインティングデバイスなどによって実現される。演算手段3は、解析モデル設定部3aと、応力演算部3bと、出力処理部3cとからなる。解析モデル設定部3aは、前述の動力学解析モデルを設定し、この動力学解析モデルに、保持器の動的な弾性変形の特長（固有変形モードおよびその周波数）を、モード合成法に基づき入力可能としたものである。

40

【0029】

応力演算部3bは、解析モデル設定部3aで入力される弾性変形の自由度と、予め定める軸受構成部品（ころ）の運動の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器の変形履歴を算出する変形履歴算出部3baと、該算出される変形履歴を応力

50

分布に変換する応力分布変換部 3 b b とを有する。出力処理部 3 c は、応力分布変換部 3 b b で変換した応力分布を出力手段 4 へ出力する。演算手段 3 は、たとえば、中央演算処理装置 5 (略称CPU:Central Processing Unit)、リードオンリーメモリ 6 (略称ROM: Read Only Memory)、およびランダムアクセスメモリ 7 (略称RAM: Random Access Memory) を含むマイクロコンピュータと、バス 8 と、入出力インターフェース 9 と、出力手段 4 を駆動するための駆動回路 10 とを有する。

【 0 0 3 0 】

入出力インターフェース 9 には、バス 8 を介して CPU 5 , ROM 6 , RAM 7 がそれぞれ電氣的に接続されている。入出力インターフェース 9 に、入力手段 2 が電氣的に接続されるうえ、駆動回路 10 を介して出力手段 4 が電氣的に接続されている。出力手段 4 は、たとえば表示出力可能なディスプレイやプリンタなどによって実現される。たとえば ROM 6 に、前述の変形の動特性を含む保持器の変形履歴を算出し、該算出される変形履歴を応力分布に変換するためのプログラムが格納される。RAM 7 には、入力値、算出される値などが一時的に記憶される。CPU 5 を制御主体として、演算が実行される。

【 0 0 3 1 】

図 4 は、円すいころ軸受の保持器の各柱に自由度を設定する一例を表す斜視図である。保持器 11 は、円周方向一定間隔おきに複数の柱 11 a を備え、隣接する柱 11 a 間に転動体としてのころが配設される。各柱 11 a は、配設されるべきころの軸線方向に略平行に延在する直方体形状に形成される。本実施形態において、この保持器 11 の各柱 11 a の長手方向中間付近部に超要素法の自由度 (略称DOF:Degree Of Freedom, ここでは3並進とする) を設定する。柱の 1 次の変形のみで、実際上の柱の変形が再現できる場合は、長手方向中間付近部の内径側または外径側の 1 点にのみ自由度 D O F を設定することが、計算効率の点から望ましい。また柱の長手方向軸周りのねじれ変形も考慮したい場合では、柱の長手方向中間付近部の内径側と外径側の 2 点に自由度 D O F を設定することが望ましい。ただし設定し得る自由度 D O F は、各柱 11 a の長手方向中間付近部に限定されるものではない。たとえば各柱 11 a の長手方向一端部側および長手方向他端部側の少なくともいずれか一方に、自由度 D O F を設定することも可能である。

【 0 0 3 2 】

ここで前記超要素法 (スーパーエレメント法ともいう) について説明する。この方法は、有限要素法 (F E M) による特性行列の定式化からグヤンの静縮小を行って解析する方法である。ある部分構造の質量行列を [M] , 剛性行列を [K] とし、超要素法の縮小過程で消去される自由度を添字 a , 残される自由度を添字 b で表す。自由度 a には外力が作用しないとすれば、不減衰振動の運動方程式は、周波数領域で次のようになる。前記の超要素法の自由度 D O F とは、自由度 { x b } である。

【 0 0 3 3 】

【数 3】

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} M_{aa} & M_{ab} \\ M_{ba} & M_{bb} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_a \\ x_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{aa} & K_{ab} \\ K_{ba} & K_{bb} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_a \\ x_b \end{Bmatrix}$$

$$= \begin{Bmatrix} 0 \\ f_b \end{Bmatrix} \quad \dots (3)$$

【 0 0 3 4 】

式 (3) において、 { x } は変位振幅ベクトル、 { f_b } は外力ベクトルを表す。式 (3) において慣性項を省略し、上半分の関係式から消去される自由度の変位 { x_a } を残される自由度の変位 { x_b } で式 (4) のように表す。

【 0 0 3 5 】

10

20

30

40

【数 4】

$$\{x_a\} = -[K_{aa}]^{-1}[K_{ab}]\{x_b\} = [K_e]\{x_b\} \cdots (4)$$

【0036】

式(4)の關係を用いて元の質量行列と剛性行列とを{ x_b }の自由度に等しい行列に縮小する。縮小後の質量行列は式(5)のように表される。

【0037】

【数 5】

$$[\overline{M}_{bb}] = [K_e^T \quad I]^{-1} \begin{bmatrix} M_{aa} & M_{ab} \\ M_{ba} & M_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_e \\ I \end{bmatrix} \cdots (5)$$

10

【0038】

剛性行列は式(6)のように表される。

【0039】

【数 6】

$$[\overline{K}_{bb}] = [K_e^T \quad I]^{-1} \begin{bmatrix} K_{aa} & K_{ab} \\ K_{ba} & K_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_e \\ I \end{bmatrix} \cdots (6)$$

20

【0040】

これら式(5)、式(6)の行列の表現される分系モデルを超要素とよぶ。超要素による分系の特性行列を構造物の結合状態のように重ね合わせ、全系の縮小された運動方程式を作成して解く。

【0041】

ところで、変形モードの導入において、保持器の柱の変形を再現することが重要であるが、この考慮には非常に高次までの固有変形モードを導入する必要があり、動力学解析の数値積分が長時間化していた。本実施形態において、保持器の各柱に、前述の超要素法の自由度を設定することで、柱の変形モードが必ず動特性に含まれるようになり、かつそれ以外の固有変形モードの残留モード数を減少させることで、最終的に効率的かつ妥当な保持器応力値を得ることができる。保持器の各柱に超要素法の自由度を設定する場合、高次の固有変形モードを導入する手法に比べて、動力学解析に要する時間短縮を図ることができる。

30

本発明で記しているモード合成法とは、具体的には、超要素法による拘束変形モードと固有値解析による固有変形モードとの線形和により、保持器の弾性変形を模擬することを意味する。動力学解析への導入には、以下に示すモード変形を考慮したラグランジェの運動方程式を利用することで実現している。

40

【0042】

次に、軸受構成部品の運動の自由度と、保持器の動的な弾性変形の自由度とを同時に数値積分する態様を、運動方程式に基づいて説明する。以下のラグランジェの運動方程式で、一般化座標やラグランジアンLに弾性変形の自由度も導入され解かれる。

【0043】

【数7】

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\xi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \xi} + \frac{\partial F}{\partial \dot{\xi}} + \left[\frac{\partial \Psi}{\partial \xi} \right]^T \lambda - Q = 0 \quad \dots (7)$$

【0044】

10

【数8】

$$\Psi = 0 \quad \dots (8)$$

L : ラグランジアン

F : エネルギー散逸関数 (式23参照)

20

 Ψ : 拘束方程式 λ : 拘束に対するラグランジュ乗数 ξ : 一般座標 (式9参照)Q : 一般化された作用力 (一般座標系 ξ に投影された作用力)

30

【0045】

【数9】

$$\xi = \left\{ \begin{array}{c} x \\ y \\ z \\ \psi \\ \theta \\ \phi \\ q_i, (i=1 \dots M) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} x \\ \psi \\ q \end{array} \right\} \quad \dots (9)$$

40

ここで x 、 y 、 z は並進変位、 ψ 、 θ 、 ϕ は角変位、 q_i は、各変形モードのモーダル座標である。

以下、ラグランジアン L の定義について説明する。

$$L = T - V$$

ここで T は運動エネルギーである。弾性体の運動エネルギーは微小要素 dV の運動エネルギーの積分により次式のように表される。

50

【 0 0 4 6 】

【数 1 0】

$$T = \frac{1}{2} \int_V \rho v^T v dV \approx \frac{1}{2} \sum_p m_p v_p^T v_p + G \omega_p^{BT} I_p G \omega_p^B \dots (10)$$

10

ここで、式(10)の v は速度、 ρ は密度、 m_p は有限要素の微小要素ノード p の質量、 v_p はノード p の速度、 $G \omega_p^B$ はその角速度、 I_p はその慣性モーメントのテンソルである。速度 v_p の算出は下式に基づく。

【数 1 1】

$$v_p = \dot{x} + G \dot{A}^B (s_p + u_p) + G A^B \dot{u}_p$$

20

ここで、 $G A^B$ は物体に固定した座標系から、慣性座標系への変換行列である。 s_p はノード p の弾性変形が無い場合の位置ベクトルで、 u_p はその弾性変形ベクトルである。

変換行列の変化量については、下式の変換が可能である。

【数 1 2】

$$G \dot{A}^B s = G A^B (G \omega_B^B \times s) = G A^B G \sim B \omega_B^B s = -G A^B \sim G \omega_B^B s$$

30

ここで、記号の上に付くチルダ(\sim)はスキュー演算子であり、行列の積で外積演算を表すことができる。

また、一般化座標上の角変位の時間微分を慣性座標系に変換すれば角速度がえられるため、

【数 1 3】

$$G \omega_B^B = B \dot{\Psi}$$

の関係も成立する。ここで、 B は慣性から物体の基準点への座標変換行列である。

40

よって、速度は下式となる。

【数 1 4】

$$v_p = \dot{x} - G A^B (s_p + u_p) B \dot{\Psi} + G A^B \Phi_p \dot{q}$$

【 0 0 4 7 】

式(10)に対して、 v や ω を置き換えて簡単化すると、一般化質量行列と一般化座標上では、下式が導かれる。

【数15】

$$T = \frac{1}{2} \dot{\xi}^T M(\xi) \dot{\xi} \quad \dots (11)$$

【0048】

上式の質量行列は、その内容を明確化すると、式(12)のように区分けされる。下付き添字の t、r および m はそれぞれ、並進、回転およびモードの変位を表す。

【数16】

$$M(\xi) = \begin{bmatrix} M_{tt} & M_{tr} & M_{tm} \\ M_{tr}^T & M_{rr} & M_{rm} \\ M_{tm}^T & M_{rm}^T & M_{mm} \end{bmatrix}$$

$$\dots (12)$$

【0049】

式(12)の9つのM行列は下式で表現される。

【数17】

$$M_{tt} = I^1 I \quad \dots (13)$$

【0050】

【数18】

$$M_{tr} = -A [I^2 + \widetilde{I_j^3 q_j}] B$$

$$\dots (14)$$

【0051】

【数19】

$$M_{tm} = A I^3 \quad \dots (15)$$

【0052】

10

20

30

40

【数 2 0】

$$M_{rr} =$$

$$B^T \left[I^7 - \left[I_j^8 + I_j^{8T} \right] q_j - I_{ij}^9 q_i q_j \right] B$$

… (16)

10

【0053】

【数 2 1】

$$M_{rm} = B^T \left[I^4 + I_j^5 q_j \right]$$

… (17)

20

【0054】

【数 2 2】

$$M_{mm} = I^6 \quad \dots (18)$$

【0055】

【数 2 3】

$\mathcal{I}^1 = \sum_{p=1}^N m_p$		(scalar)
$\mathcal{I}^2 = \sum_{p=1}^N m_p s_p$		(3×1)
$\mathcal{I}_j^3 = \sum_{p=1}^N m_p \Phi_p$	$j = 1, \dots, M$	$(3 \times M)$
$\mathcal{I}^4 = \sum_{p=1}^N m_p \widetilde{s}_p \Phi_p + \mathbf{I}_p \Phi_p^*$		$(3 \times M)$
$\mathcal{I}_j^5 = \sum_{p=1}^N m_p \widetilde{\phi}_{pj} \Phi_p$	$j = 1, \dots, M$	$(3 \times M)$
$\mathcal{I}^6 = \sum_{p=1}^N m_p \Phi_p^T \Phi_p + \Phi_p^T \mathbf{I}_p \Phi_p^*$		$(M \times M)$
$\mathcal{I}^7 = \sum_{p=1}^N m_p \widetilde{s}_p^T \widetilde{s}_p + \mathbf{I}_p$		(3×3)
$\mathcal{I}_j^8 = \sum_{p=1}^N m_p \widetilde{s}_p \widetilde{\phi}_{pj}$	$j = 1, \dots, M$	(3×3)
$\mathcal{I}_{jk}^9 = \sum_{p=1}^N m_p \widetilde{\phi}_{pj} \widetilde{\phi}_{pk}$	$j, k = 1, \dots, M$	(3×3)

… (19)

【0056】

V はポテンシャルエネルギーであり、次式のように表される。

【0057】

【数 2 4】

$$V = V_g(\boldsymbol{\xi}) + \frac{1}{2} \boldsymbol{\xi}^T \mathbf{K} \boldsymbol{\xi} \quad \dots (20)$$

【0058】

式(20)での剛性行列 K は、式(21)となる。

10

20

30

40

【数 2 5】

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{tt} & \mathbf{K}_{tr} & \mathbf{K}_{tm} \\ \mathbf{K}_{tr}^T & \mathbf{K}_{rr} & \mathbf{K}_{rm} \\ \mathbf{K}_{tm}^T & \mathbf{K}_{rm}^T & \mathbf{K}_{mm} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_{mm} \end{bmatrix} \quad \dots (21)$$

【0059】

ここで、 \mathbf{K}_{mm} は、モード座標系での一般化剛性行列で、物体のモード行列を、剛性行列を \mathbf{K} とすると、

$$\mathbf{K}_{mm} = \Phi^T \mathbf{K} \Phi \quad 20$$

となる。

【0060】

V_g は重力による位置エネルギーである。

【数 2 6】

$$V_g = \int_V \rho \vec{r}_p \cdot \vec{g} dV$$

$$= \int_V \rho [\mathbf{x} + \mathbf{A}(\mathbf{s}_p + \Phi(P) \mathbf{q})]^T \mathbf{g} dV \quad 30$$

$$\dots (22)$$

ここで、 \mathbf{g} は重力加速度ベクトルである。ラグランジェの運動方程式に入る一般化された重力による力は下式となる。

【数 2 7】

$$f_g = \frac{\partial V_g}{\partial \xi} = \begin{bmatrix} \left[\int_V \rho dV \right] g \\ \left[\int_V \rho (s_p + \Phi(P)q)^T dV \right] \frac{\partial A^T}{\partial \psi} g \\ \left[\int_V \rho \Phi^T(P) dV \right] A^T g \end{bmatrix}$$

10

【0061】

F は散逸エネルギーであり、レイリーの散逸関数より次式のように表される。ここで、D はモーダル減衰行列である。

【0062】

【数 2 8】

20

$$\mathcal{F} = \frac{1}{2} \dot{q}^T D \dot{q} \quad \dots (23)$$

【0063】

上記の式をラグランジェの運動方程式に導入すると、最終的に、弾性変形部の一般化座標系における運動方程式は次式となる。

30

【0064】

【数 2 9】

$$M \ddot{\xi} + M \dot{\xi} - \frac{1}{2} \left[\frac{\partial M}{\partial \xi} \dot{\xi} \right]^T \dot{\xi} \\ + K \xi + f_g + D \dot{\xi} + \left[\frac{\partial \Psi}{\partial \xi} \right]^T \lambda = Q$$

40

... (24)

【0065】

【数 3 0】

ξ, ξ', ξ'' : 柔軟体の一般座標とその時間微分

M : 柔軟体の質量行列 (式 1 2 参照)

M' : 柔軟体の質量行列の時間部分

$\frac{\partial M}{\partial \xi}$: 柔軟体の一般座標に対する質量行列の偏微分。

10

これは $(M+6) \times (M+6) \times (M+6)$ のテンソルである。

K : 一般化された剛性行列

ただし M はモード数。

$f g$: 一般化された重力による力

D : モーダル減衰行列

20

Ψ : 代数拘束方程式

【 0 0 6 6 】

図 5 は、運転中の軸受の保持器への干渉力、および保持器応力の計算結果例を表す図である。本図において、保持器のカラーコンタは Mises 応力であり、内輪、外輪、およびころは非表示状態である。図 5 に示すように、保持器の柱から半径方向外方側でかつ略接線方向に向けて、ころからの干渉力ベクトル 1 2 が作用している。本実施形態に係る応力解析においては、水平軸回りに配設される当該保持器の頂上付近部の複数の柱に、この頂上付近部以外の周方向他部に存する柱よりも、大きい干渉力が作用していることが明らかになっている。しかも前記頂上付近部の複数の柱には、半径方向外方側でかつ前記略接線方向とは異なる方向に向けて、ころからの干渉力ベクトル 1 2 が作用していることが明らかになっている。保持器の上半部では、該保持器の内周に沿って応力が付与され、内周から柱、および外周にわたって応力が付与されている。

30

【 0 0 6 7 】

以上説明した保持器の応力解析方法および応力解析システムによれば、軸受構成部品を剛体とみなした転がり軸受の 3 次元の動力学解析モデルに、保持器の動的な弾性変形の特長 (固有変形モードおよびその周波数) をモード合成法に基づき導入し、弾性変形の自由度と、軸受構成部品であるころの運動の自由度とを同時に数値積分する。これによって、変形の動特性を含む保持器の変形履歴が得られる。このような変形履歴に基づいて保持器応力を得ることができる。また、上記動力学解析モデルにおいて、保持器の他の構成部品は、剛体とみなす。

40

【 0 0 6 8 】

したがって、前記従来技術と比べて、運転中の保持器応力を高精度にかつ効率的に計算することが可能となる。それ故、たとえば保持器の柱の断面積を小さくしたり柱中心のピッチ円径を変更することで軸受サイズを大きくすることなく転動体の数を増加させ、負荷容量を増大させるような設計変更を、高精度にかつ効率的に計算することができる。これにより、たとえば高負荷時の接触面圧を低減させ、過酷な潤滑条件下や異物混入潤滑条件下での寿命向上を図るとともに高剛性化も同時に実現し得るような転がり軸受の保持器を、短時間で求めることが可能となる。それ故、軸受製作のコストを低減することが可能と

50

なる。本応力解析方法および応力解析システムによって、実験代替技術を確立することが可能となる。

【 0 0 6 9 】

また、保持器 1 1 の各柱 1 1 a に、超要素法の自由度を設定するので、柱 1 1 a の変形モードが必ず動特性に含まれるようになり、かつそれ以外の固有変形モードの残留モード数を減少させることで、効率的かつ妥当な保持器応力値を得ることができる。換言すれば、従来の非常に高次までの変形モードを導入する手法に比べて、動力学解析に要する時間短縮を図ることができる。

【 0 0 7 0 】

次に、運転中の転がり軸受の保持器に生じる応力を、計算時間が短くて済む 2 次元の動力学解析により数値計算する保持器の応力解析システムについて説明する。本実施形態に係る保持器の応力解析システムは、たとえばニードル軸受や円筒ころ軸受の保持器に適用される。ただしニードル軸受や円筒ころ軸受用の保持器だけに必ずしも限定されるものではなく、種々の転がり軸受の保持器の応力解析に適用される。以下の説明は、2次元でのニードル軸受や円筒ころ軸受の動力学解析における保持器の応力解析方法についての説明をも含む。

【 0 0 7 1 】

前述の 3 次元での転がり軸受の保持器応力の動力学解析システムは、各種転がり軸受に適用可能である。しかしながら、3次元での動力学解析では、各 부품の 6 自由度ならびに保持器の 3 次元的な弾性変形の自由度の全てを同時に数値積分するため、計算コストは高い。ところで、ニードル軸受や円筒ころ軸受などでは、ラジアル平面上の物体の拳動のみを取り扱いたい場合がある。この場合に上記の 3 次元全ての自由度を考慮する動力学解析では効率的でない。また、剛体部品の運動の自由度の拘束は容易にできるが、弾性体として取り扱う保持器の軸方向変位、ならびに自転を除く 2 軸周りの角変位を拘束するのは難しい。

【 0 0 7 2 】

そこで、本発明の第 2 の実施形態に係る転がり軸受の保持器応力の動力学解析システムでは、保持器の弾性変形の自由度を 2 次元上に限定し、かつ転動体や軌道輪の運動の自由度も 2 次元上に限定することで、数値積分の必要処理量が減少する。これにより、転がり軸受の保持器応力を、3次元解析で行った場合よりも短時間で計算を完了させることができる。すなわち、本発明の保持器の応力解析システムは、入力手段 2 と演算手段 3 と出力手段 4 とを含む、保持器の応力解析システムであって（図 3 参照）、前記演算手段 3 は、軸受構成部品を剛体とみなした転がり軸受の動力学解析モデルが定められ、この動力学解析モデルに、保持器の動的な弾性変形の特性をモード合成法に基づき入力可能な解析モデル設定部 3 a と、前記解析モデル設定部 3 a で入力される弾性変形の自由度と、予め定める軸受構成部品の運動の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器の変形履歴を算出し、該算出される変形履歴を応力分布に変換する応力演算部 3 b と、前記応力演算部 3 b で変換された保持器応力を前記出力手段 4 へ出力する出力処理部 3 c と、を有し、保持器の弾性変形ならびに転動体、軌道輪ならびに保持器の剛体モードの運動の自由度を 2 次元上に限定する構成となっている。

【 0 0 7 3 】

この構成によると、動力学解析モデルに保持器の動的な弾性変形の特性をモード合成法に基づき導入し、弾性変形の自由度と、軸受構成部品の運動の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器の変形履歴を得ることができる。該変形履歴に基づいて保持器応力を得ることができる。特に、保持器の弾性変形ならびに転動体、軌道輪ならびに保持器の剛体モードの運動の自由度を 2 次元上に限定する構成により、3次元解析で行った場合よりも短時間で保持器応力の計算結果を得ることが可能となる。

【 0 0 7 4 】

図 7 に示すように、動力学解析モデルに導入する保持器 1 1 A の動的な弾性変形の特性（固有変形モードとその周波数）を計算する時点で、当該保持器 1 1 A を、その各柱 1 1

10

20

30

40

50

bの長手方向中間付近(いわゆる保持器中心)でラジアル方向つまりy z平面に沿って切断し、該切断した一方のみを解析対象とする。図7、8に示すように、ここで互いに直交するx, y, z方向の座標系のうち、x方向は、転がり軸受を基準とするアキシアル方向を表し、yおよびz方向は、それぞれラジアル方向を表す。前記ラジアル平面とは、y z平面と同義である。

【0075】

一方の保持器11Aの切断面s mに、2次元拘束(ラジアル方向の2並進とこれに垂直な軸周りの自転の自由度)を与え、超要素法による解析を実行することで、保持器11Aの動特性情報を得る。この動特性情報の結果を、モード合成法に基づき動力学解析モデルに導入する。次に、軸受構成部品の運動の自由度と、保持器11Aの弾性変形の自由度とを同時に数値積分することで、変形の動特性を含む保持器11Aの変形履歴を算出する。

10

【0076】

動力学解析上では、ころ、内輪、外輪の各部品も、上記保持器11Aと同様にラジアル平面に沿って切断し、該切断した一方のみを解析対象とする。そしてこれらの部品ならびに超要素法で解析した保持器に対してそれぞれの断面上の1代表点に2次元自由度に限定する拘束条件を動力学解析上で与える。超要素法上ですでに切断面は2次元拘束されており、各柱11bの切断面s mは、全てこの切断平面上に拘束されることになり、かつ動力学解析上でも、本断面上の任意の1点に2次元拘束を与えれば、この保持器の剛体的な運動の自由度はラジアル平面上の3自由度のみに限定することができる。また、前述の第1の実施形態と同様に、保持器11Aの各柱11bの長手方向中間付近部の少なくとも1点に、2並進自由度を与えれば、保持器11Aの各柱11bの変形モードが必ず出力され、通常の固有モードの残留数を少なくしても、各柱の変形が動力学解析でうまく再現され、かつ数値積分の計算時間も3次元解析で行った場合より短縮できる。したがって保持器設計に要する時間短縮を図ることができ、工数低減を図ることが可能となる。

20

【0077】

本実施形態に係る動力学解析では、保持器11Aを各柱11bの長手方向中間付近でy z平面に沿って切断した一方のみを解析対象としている。このため、保持器の質量が実際の保持器質量の半分になることから、ころ、内輪、外輪の各部品も、上記保持器と同様にラジアル平面に沿って切断し、各部品の質量も実際の部品質量の半分としている。したがって、軸受に作用する荷重やモーメントも、実際に作用する荷重やモーメントの半分とする。

30

【0078】

特にニードル軸受では、保持器は軌道輪で案内される形式が多く、保持器と軌道輪間の干渉力も評価する必要がある。ニードル軸受において、その保持器が軌道輪で案内される形式のとき、干渉力を本来あるべき干渉力の半分で動力学解析で導入すればよい。こうすることで、運動方程式上では、質量、接触ばね(2物体の干渉量に対する干渉力の大きさの比)および力の成分が、全て本来の半分となり、得られる挙動や弾性変形量は極力正しい値となる。

【0079】

図9は、第2の実施形態に係り、運転中の軸受の保持器への干渉力、および保持器応力の計算結果例を表す図である。この第2の実施形態では、遊星歯車機構による遊星運動下の転がり軸受の保持器応力を計算した一例を表している。遊星歯車機構は、外歯太陽歯車および内歯歯車に複数(例えば3~5個)の遊星歯車が噛み合い、各遊星歯車を、キャリアと一体の軸の外周に転がり軸受を介して回転自在に支持したものである。

40

【0080】

前記転がり軸受は、軸の外径面および遊星歯車の内径面が、各転動体の転接する軌道面となる。この転がり軸受は、円周方向の複数箇所にポケット13が形成された保持器14を備え、各ポケット13内に転動体15を保持する。転動体15は、針状ころ等のごころからなる。遊星歯車機構の各構成部品の自由度につき、ラジアル面内の自由度のみを対象としてモデルを用いる。また、このモデルにおいて、転がり軸受に作用する遊星歯車機構に

50

特有の荷重は、以下の仮定で表現されるものとする。

【 0 0 8 1 】

- ・ 動力学解析対象部品の慣性力ならびに遠心力を考慮する。
- ・ 転動体、保持器、軸、および遊星歯車の互いの接触力および接線力を考慮する。
- ・ キャリアおよび遊星歯車の自転角速度は、一定または、既知の関数等による既知条件として与える。よって、遊星歯車の公転角速度は動力学解析の自由度とする。
- ・ 外歯太陽歯車、内歯歯車、およびキャリアの中心位置は固定とし、互いに一致する。
- ・ 遊星歯車と外歯太陽歯車および内歯歯車との歯面接触部のかみ合い隙間は、遊星歯車を支持する転がり軸受のラジアル内部隙間よりも大きいため、このラジアル内部隙間分の遊星歯車の 2 並進の自由度を与える。
- ・ 内歯歯車および外歯太陽歯車から遊星歯車への干渉力は、遊星歯車の公転方向の並進力と自転モーメントに帰着できる。さらに、定常運転状態下では、この並進力は伝達トルクで決定される。

10

【 0 0 8 2 】

本図において、保持器のカラーコンタは最大主応力であり、半径方向外方から内方に向けて、外輪からころ 1 5 への干渉力ベクトル 1 6 が作用し、半径方向内方から外方に向けて、内輪からころ 1 5 への干渉力ベクトル 1 7 が作用している。上記は遊星運動用であるが、2 次元運動仮定で解析したい全ての転がり軸受に適用できる。運転条件としては、遊星運動以外にもクラック運動するコンロッド部や自動車の手動変速機に多用されるアイドル用の軸受などにも適用できる。

20

【 0 0 8 3 】

以上説明した第 2 の実施形態に係る保持器の動力学解析システムおよび動力学解析方法によれば、ころ、内輪、外輪の各部品ならびに超要素法で解析した保持器に対してそれぞれの断面上の 1 代表点に 2 次元自由度に限定する拘束条件を動力学解析上で与える。保持器の各柱の長手方向中間付近部の少なくとも 1 点に、2 並進自由度を与えれば、保持器の各柱の変形モードが必ず出力され、通常の固有モードの残留数を少なくしても、各柱の変形が動力学解析でうまく再現され、かつ数値積分の計算時間も 3 次元解析で行った場合より短縮できる。したがって保持器設計に要する時間短縮を図ることができ、工数低減を図ることが可能となる。特に、ニードル軸受や円筒ころ軸受などでラジアル平面上の物体の挙動のみを取り扱いたい場合に、3 次元全ての自由度を不所望に考慮する必要がなくなる。

超要素法上で当該保持器のラジアル平面（切断面）は 2 次元拘束されており、各柱の切断面は、全てこの切断平面上に拘束される。保持器を、その各柱の長手方向中間付近でラジアル平面に沿って切断し、該切断した一方のみを解析対象とするだけで、2 次元拘束を簡単に実現できる。

30

【 0 0 8 4 】

次に、上記各実施形態において、保持器応力の計算精度を向上させる方法（ 1 ）、（ 2 ）について説明する。

（ 1 ）有限要素長による応力補正について

図 1 0 は、保持器のポケット隅部の有限要素長とその応力との関係を表す図である。同図は、動力学解析に用いた所定部としてのポケット隅部の有限要素長、例えば 0 . 7 mm に対して、その長さを必要十分に短くした場合、例えば 0 . 3 5 mm 以下にした場合のポケット隅部の応力を、有限要素法上で計算したものである。

40

すなわち、予備調査として、応力集中部となるポケット隅部につき、動力学解析モデルに用いられる有限要素長（図 1 0 の丸点線参照）と、この有限要素長よりも短い有限要素長（同図、矢符参照）とをそれぞれ用いて有限要素法によって応力を求める。

【 0 0 8 5 】

これら両応力の比を求めておく。本実施形態では、動力学解析に用いた有限要素長、例えば 0 . 7 mm のポケット隅部の応力は 6×10^{-3} K P a であり、この有限要素長を必要十分に短くした場合、例えば 0 . 0 7 mm のポケット隅部の応力は 1×10^{-2} K P a である。この 1×10^{-2} K P a を 6×10^{-3} K P a で除した両応力の比は「 1 . 6 6

50

」となる。この比を補正係数として、保持器応力の出力の工程で出力された保持器応力を、前記補正係数の乗算により補正する。前記補正係数は、図3に示す演算手段3におけるRAM7等に書換え可能に記憶され、演算に供される。この保持器応力を補正する演算主体はCPU5である。なお、補正係数は、「1.66」に限定されるものではない。

【0086】

このように、予備調査として一旦、前記補正係数を得た後は、前記ポケット隅部の有限要素長を都度短くすることなく、保持器応力の出力の工程で出力された保持器応力に単に補正係数を乗算するだけで、応力推定精度を向上させることができる。これにより、演算手段3の処理負荷の軽減を図ることができるうえ、保持器寿命をより正確にかつ簡単に求めることが可能となる。本例では、応力集中部として、ポケット隅部の例を説明したが、応力集中部はポケット隅部だけに限定されるものではない。例えば、柱の中央部に応力が集中しやすい形状がある場合(図13)には、その部分の応力に対する有限要素長の影響を上記のごとく解析すればよい。図13において、丸点線で囲まれた箇所Hcが、柱の中央部での応力発生箇所である。

【0087】

(2) モード合成法による応力補正について

図11は、有限要素解析により求めた保持器応力と、モード合成法による動力学解析により求めた保持器応力との関係を表す図である。動力学解析上では、上記動力学解析モデルに、保持器の動的な弾性変形の特徴をモード合成法に基づき導入して、保持器変形を再現している。このモード合成法による動力学解析におけるポケット隅部の応力値は、有限要素法による解析つまりFEM解析と比較すると小さくなるのが、計算を実施していくことで判明した。理想的には、超要素法での固有変形モードの残留モード数の増加や拘束変形モードの自由度の数を増加させて、目的とする位置の応力値がFEM解析とモード合成法とで同等にするべきであるが、保持器の形状が変化すると超要素法の最適な解析条件が変化するため、都度検討する必要がある。それ故、有限要素法により求められたポケット隅部などの問題となる部位の応力と、動力学計算により求められた同部の応力の比を、補正係数として得ることで、応力推定精度を向上させる。

【0088】

本実施形態では、保持器の板厚が主に異なる二種類の軸受B1, B2にて検討した。図11において、前記軸受B1の応力計算結果は一点鎖線で表記され、前記軸受B2の応力計算結果は長点線で表記される。動力学計算による応力値に対して、FEM解析による応力値は、軸受B1で1.6倍、軸受B2で1.2倍となった。すなわち、予備調査として、軸受B1における補正係数「1.6」、軸受B2における補正係数「1.2」を得ることができる。この補正係数は、図3に示す演算手段3におけるRAM7等に書換え可能に記憶され、演算に供される。この保持器応力を補正する演算主体はCPU5である。なお、補正係数は、「1.6」、「1.2」に限定されるものではない。

【0089】

したがって、予備調査として一旦、補正係数を得た後は、モード合成法による応力値に、前記補正係数を乗算するだけで、応力推定精度を向上させることができる。これにより、演算手段3の処理負荷の軽減を図ることができるうえ、保持器寿命をより正確にかつ簡単に求めることが可能となる。

なお、保持器応力の出力の工程で出力された保持器応力を、前記補正係数および補正係数の乗算により補正することが、応力推定精度をより向上させる点で好ましい。この場合、保持器寿命をさらに正確に求めることが可能となる。

【0090】

次に、実際の補正による計算例と保持器寿命試験との比較例を以下に示す。保持器寿命試験では、運転中の一对の軸受にラジアル方向振動を強制的に与えて、保持器破損時間を測定した。前記保持器破損時間は、保持器寿命と同義である。試験対象の円すいころ軸受は、主要寸法(内径×外径×幅)がたとえば75mm×160mm×40mmであり

10

20

30

40

50

、ころ本数が14、保持器の板厚(B1,B2)が異なる ($B_1 = 3.5 \text{ mm}$, $B_2 = 5.0 \text{ mm}$) 二種類の軸受について実施した。軸受アキシャル隙間は0.2mmであり、潤滑剤はグリースを適用した。内輪の回転速度は1000rpmであり、周波数100Hz、 196 m/s^2 の加振を与えた。軸受1個あたり1000Nのラジアル荷重を水平方向に負荷した。

【0091】

図12は、保持器寿命の測定値と、補正係数を見込んだ保持器の最大Mises応力の計算値との関係を表す図である。これら二種類の軸受B1, B2では、二種類の補正係数および補正係数を共に乗算した最大Mises応力の計算値が表されている。保持器が破損した軸受の保持器応力 S_{B_1} は、点線で示す材料疲労限界FLを超えている。逆に言えば、保持器が破損していない軸受の保持器応力 S_{B_2} は、材料疲労限界FLを超えていない。したがって本実施形態に係る保持器の応力解析の妥当性を、この保持器寿命試験によって確認できる。保持器破損は、ポケットの小径側の隅を起点に生じているが、応力解析でも同様の位置で高応力が発生している。高応力は、ころが保持器を上方へ加速させる場合に生じている。

10

本実施形態では、保持器応力に補正係数およびを乗算して補正したため、保持器応力が材料疲労限界FLを超えるか超えないかの判定を、より正確に行うことができる。本結果では、補正係数を考慮して初めて、実験結果との整合性を見出すことができたが、補正係数がなくても保持器応力の水準を推定することが可能で強度設計において役立つ情報となる。また保持器の形状が不変であれば、保持器応力に及ぼす運転条件の影響などを検討する場合には、補正係数や は不要となる。

20

【図面の簡単な説明】

【0092】

【図1】 転がり軸受の動力学解析モデルおよび座標系を表す図である。

【図2】 本発明の実施形態に係る応力解析方法を段階的に表すフローチャートである。

【図3】 本発明の実施形態に係る応力解析システムの電氣的構成を表すブロック図である。

【図4】 円すいころ軸受の保持器の各柱に自由度を設定する一例を表す斜視図である。

【図5】 運転中の軸受の保持器への干渉力、および保持器応力の計算結果例を表す図である。

30

【図6】 保持器寿命の測定値と、保持器の最大Mises応力の計算値との関係を表す図である。

【図7】 本発明の第2の実施形態に係る応力解析システムにおいて、2次元自由度に限定する拘束条件ならびに自由度の設定方法を説明するための図であり、図7(a)は保持器の斜視図、図7(b)は保持器要部の斜視図である。

【図8】 第2の実施形態に係り、軸受中心のラジアル平面で切断した動力学解析上の軸受モデルの斜視図である。

【図9】 第2の実施形態に係り、運転中の軸受の保持器への干渉力、および保持器応力の計算結果例を表す図である。

【図10】 ポケット隅部の有限要素長とその応力との関係を表す図である。

40

【図11】 有限要素解析により求めた保持器応力と、モード合成法による動力学解析により求めた保持器応力との関係を表す図である。

【図12】 保持器寿命の測定値と、補正係数を見込んだ保持器の最大Mises応力の計算値との関係を表す図である。

【図13】 保持器の柱中央部における応力発生箇所を表す斜視図である。

【符号の説明】

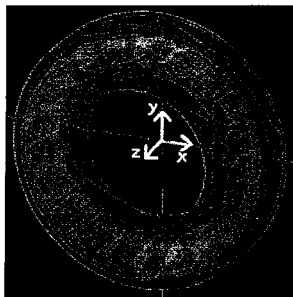
【0093】

- 1 応力解析システム
- 2 入力手段
- 3 演算手段

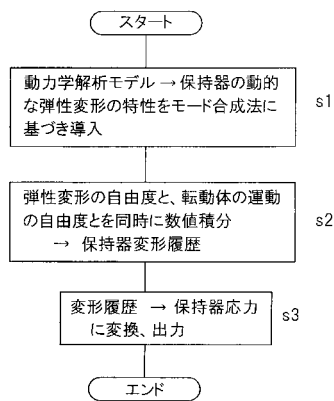
50

- 4 出力手段
- 5 CPU

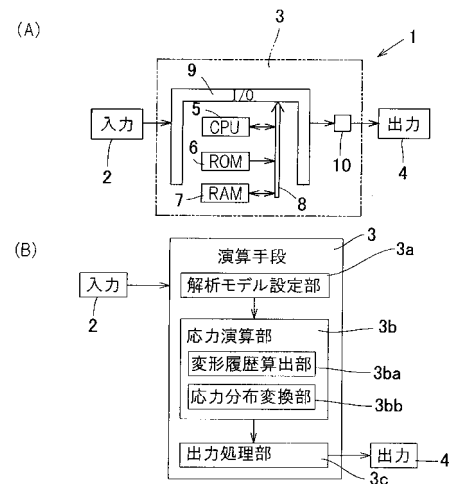
【図1】



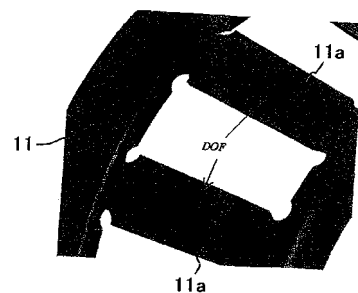
【図2】



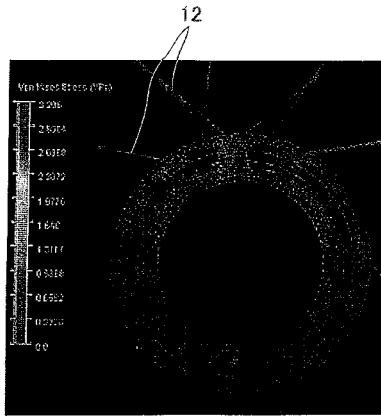
【図3】



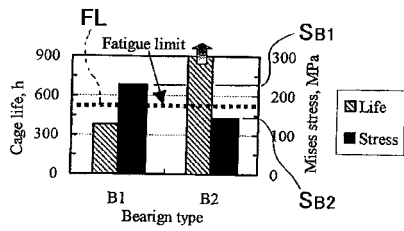
【図4】



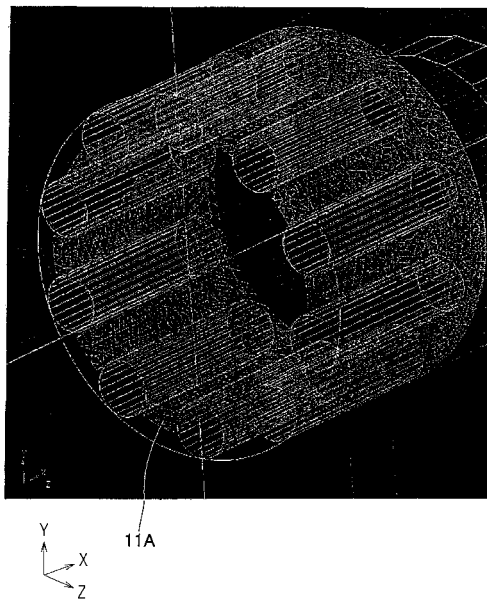
【図5】



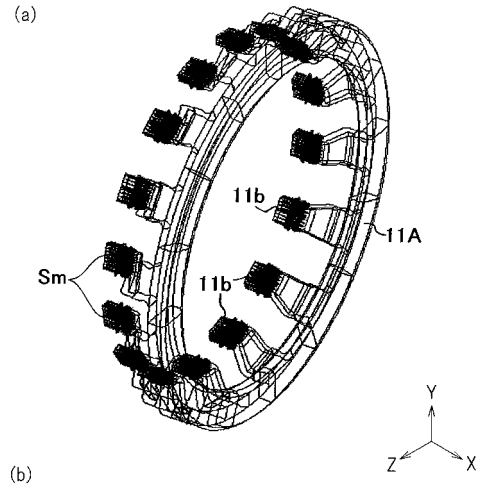
【図6】



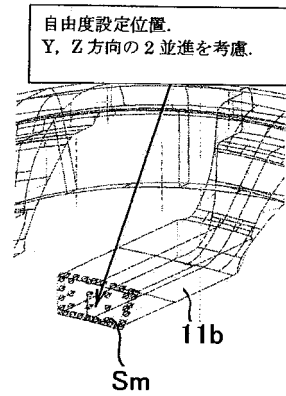
【図8】



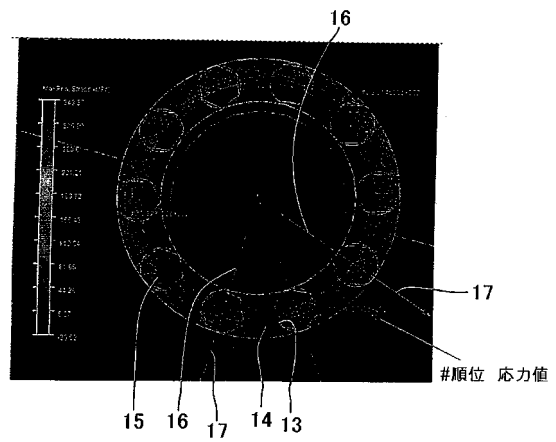
【図7】



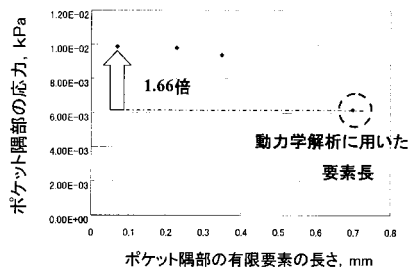
(b)



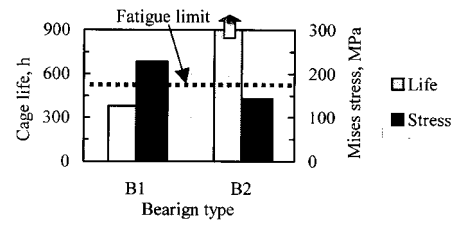
【図9】



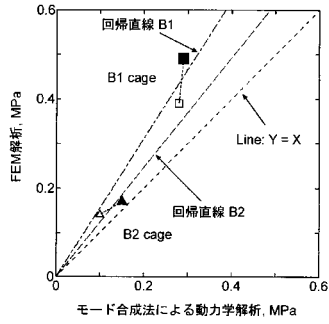
【図10】



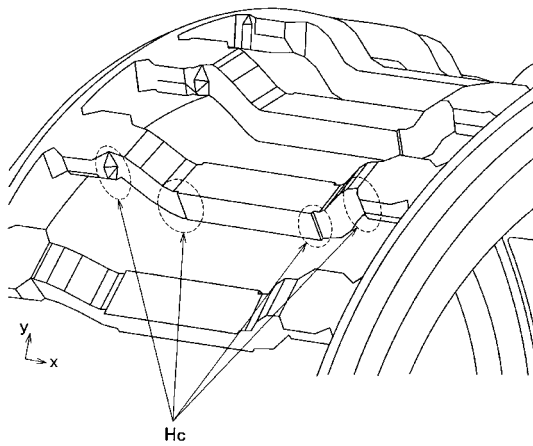
【図12】



【図11】



【図13】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2005-291356(JP,A)
特開平09-021720(JP,A)
国際公開第03/029670(WO,A1)
国際公開第2005/008204(WO,A1)
特開平03-211680(JP,A)
特開2005-147364(JP,A)
特開2002-242938(JP,A)
特開昭61-270636(JP,A)
特表2006-528347(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16C 33/46

G06F 17/50