

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5644082号
(P5644082)

(45) 発行日 平成26年12月24日 (2014. 12. 24)

(24) 登録日 平成26年11月14日 (2014. 11. 14)

(51) Int. Cl.	F 1
B 2 3 Q 1/70 (2006. 01)	B 2 3 Q 1/70
B 2 3 B 19/02 (2006. 01)	B 2 3 B 19/02 B
B 2 3 Q 11/00 (2006. 01)	B 2 3 Q 11/00 A

請求項の数 6 (全 14 頁)

(21) 出願番号	特願2009-232290 (P2009-232290)	(73) 特許権者	000001247
(22) 出願日	平成21年10月6日 (2009. 10. 6)		株式会社ジェイテクト
(65) 公開番号	特開2011-79078 (P2011-79078A)		大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号
(43) 公開日	平成23年4月21日 (2011. 4. 21)	(74) 代理人	100089082
審査請求日	平成24年9月18日 (2012. 9. 18)		弁理士 小林 脩
		(74) 代理人	100130188
			弁理士 山本 喜一
		(72) 発明者	小椋 一成
			大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号
			株式会社ジェイテクト内
		(72) 発明者	堀 伸充
			大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号
			株式会社ジェイテクト内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 工作機械の主軸装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ハウジングと、

回転工具を保持して回転駆動される主軸と、

前記ハウジングに対して前記主軸の前記回転工具に近い側である前側部を軸承する前側
転がり軸受と、前記ハウジングに対して前記主軸の前記回転工具から遠い側である後側部を軸承する後
側転がり軸受と、を備えた工作機械の主軸装置であって、

前記前側転がり軸受に予圧力を可変に付与する予圧付与手段と、

前記後側転がり軸受の外輪と前記ハウジングとの間に設けられ、前記後側転がり軸受に
減衰力を可変に付与し、予圧可変機構を介さずに設けられる減衰付与手段としての静圧軸
受と、前記回転工具の種類、前記回転工具による加工の加工条件、前記主軸に作用する負荷、
前記主軸に生じる振動の少なくとも1つに応じて前記減衰付与手段にて付与する減衰力を
制御する制御手段と、を備えることを特徴とする工作機械の主軸装置。

【請求項 2】

請求項 1 において、

前記制御手段は、前記回転工具の種類、前記回転工具による加工の加工条件、前記主軸
に作用する負荷、前記主軸に生じる振動の少なくとも1つに応じて前記予圧付与手段にて
付与する予圧力と前記減衰付与手段にて付与する減衰力の組み合わせを制御することを特

10

20

徴とする工作機械の主軸装置。

【請求項 3】

請求項 1 又は 2 において、

前記制御手段は、前記予圧付与手段に供給する圧油の供給油圧を調整することにより予圧を制御するとともに、前記静圧軸受に備えられた絞り手段の絞り比と前記静圧軸受に供給する圧油の供給油圧の少なくとも 1 つを調整することにより減衰力を制御することを特徴とする工作機械の主軸装置。

【請求項 4】

請求項 1 ～ 3 の何れか一項において、

前記加工条件は、前記主軸の回転数、前記回転工具の被加工物に対する送り速度、前記回転工具の被加工物に対する切込み量の少なくとも 1 つを含むことを特徴とする工作機械の主軸装置。

【請求項 5】

請求項 1 ～ 4 の何れか一項において、

前記回転工具の種類、前記加工条件の少なくとも 1 つが前記工作機械を制御する NC プログラムから解読されて前記制御手段に入力されることを特徴とする工作機械の主軸装置。

【請求項 6】

請求項 4 において、

前記主軸の回転数、前記主軸に作用する負荷、前記主軸に生じる振動の少なくとも 1 つを検出するセンサを備え、当該センサによりこれらの値が検出されて前記制御手段に入力されることを特徴とする工作機械の主軸装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、工作機械等に使用される主軸装置に関する。

【背景技術】

【0002】

工作機械の主軸装置の主軸は、重切削における高い切削抵抗による変形を小さくして生産性を向上させるため高剛性かつ高精度の転がり軸受により軸承されている。しかし、例えば、マシニングセンタでは、フライス工具やエンドミル、ボーリング工具等の多様な回転工具を使用して被削材の加工を行うため、各回転工具で発生する切削抵抗は断続的もしくは連続的となって異なるものとなる。この他、工具の剛性や重量、主軸の回転数、送り速度、切込み量等の様々な要因が異なるものとなる。このため、高剛性の転がり軸受により軸承されている主軸では、回転工具によっては所謂ビビリ振動が発生する場合がある。

【0003】

そこで、例えば、特許文献 1 には、加工条件を変更することにより加工時のビビリ振動の発生を抑制する主軸装置が提案されている。すなわち、主軸の回転数とビビリ振動が発生しない回転工具の限界切込量との関係を予め求めておき、主軸の回転数や回転工具の切込量を変更することにより加工時のビビリ振動の発生を抑制する。しかし、主軸の回転数と回転工具の限界切込量との関係は、回転工具の種類や被削材の種類等により異なり、さらに回転工具の摩耗等の劣化度合いによっても変化する。このため、加工条件の変更は作業者の技能や経験に基づくことが多く困難である。

【0004】

ここで、ビビリ振動の中で特に再生型自励振動は機械系の固有振動にて発生し動剛性（コンプライアンス）により発生限界が決定されるため、この発生限界を大きく変更するには剛性の変更のみでは困難であり減衰性が必要となる。そこで、特許文献 2 には、主軸の後端部側をダンパ部を有する軸受で軸承して減衰性を持たせることにより共振による振動の発生を抑制する主軸装置が提案されている。また、特許文献 3 には、主軸の前端部側を静圧パッドと絞りでなる静圧軸受で軸承して減衰性を持たせ、主軸の振動を振動センサで

検出して静圧軸受への供給油圧を圧力調整弁で制御することにより加工時のビビリ振動の発生を抑制する主軸装置が提案されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特開2007-44852号公報（段落0007、0008、図7）

【特許文献2】特開2004-150563号公報（段落0011、図4）

【特許文献3】特開平6-8005号公報（段落0004、0005、図1）

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

10

【0006】

特許文献2に記載の主軸装置では、ダンパ部は特定周波数の共振による振動、つまりある種の回転工具で発生する共振による振動に対して減衰性を発揮するものであるため、多様な回転工具の共振による振動の発生を抑制することに対し限界がある。また、特許文献3に記載の主軸装置では、主軸の振動のみによって静圧軸受への供給油圧を変更する制御であるため、加工状態と主軸状態の安定性が担保されておらず、加工精度の向上に限界がある。また、静圧軸受への供給油圧のみを制御しているため減衰性を大まかにしか変更することができず、多様な回転工具のビビリ振動の発生を抑制することに対し限界がある。

【0007】

本発明は上記事情に鑑みなされたものであり、本発明の目的は、多様な回転工具のビビリ振動の発生を抑制できる工作機械の主軸装置を提供することである。

20

【課題を解決するための手段】

【0008】

上記の課題を解決するため、請求項1に係る発明の構成上の特徴は、ハウジングと、回転工具を保持して回転駆動される主軸と、前記ハウジングに対して前記主軸の前記回転工具に近い側である前側部を軸承する前側転がり軸受と、前記ハウジングに対して前記主軸の前記回転工具から遠い側である後側部を軸承する後側転がり軸受と、を備えた工作機械の主軸装置であって、前記前側転がり軸受に予圧力を可変に付与する予圧付与手段と、前記後側転がり軸受の外輪と前記ハウジングとの間に設けられ、前記後側転がり軸受に減衰力を可変に付与し、予圧可変機構を介さずに設けられる減衰付与手段としての静圧軸受と、前記回転工具の種類、前記回転工具による加工の加工条件、前記主軸に作用する負荷、前記主軸に生じる振動の少なくとも1つに応じて前記減衰付与手段にて付与する減衰力を制御する制御手段と、を備えることである。

30

【0009】

請求項2に記載の発明の構成上の特徴は、請求項1において、

前記制御手段は、前記回転工具の種類、前記回転工具による加工の加工条件、前記主軸に作用する負荷、前記主軸に生じる振動の少なくとも1つに応じて前記予圧付与手段にて付与する予圧力と前記減衰付与手段にて付与する減衰力の組み合わせを制御することである。

【0011】

40

請求項3に記載の発明の構成上の特徴は、請求項1又は2において、前記制御手段は、前記予圧付与手段に供給する圧油の供給油圧を調整することにより予圧を制御するとともに、前記静圧軸受に備えられた絞り手段の絞り比と前記静圧軸受に供給する圧油の供給油圧の少なくとも1つを調整することにより減衰力を制御することである。

【0012】

請求項4に記載の発明の構成上の特徴は、請求項1～3の何れか一項において、前記加工条件は、前記主軸の回転数、前記回転工具の被加工物に対する送り速度、前記回転工具の被加工物に対する切込み量の少なくとも1つを含むことである。

【0013】

請求項5に記載の発明の構成上の特徴は、請求項1～4の何れか一項において、前記回

50

転工具の種類、前記加工条件の少なくとも１つが前記工作機械を制御するNCプログラムから解読されて前記制御手段に入力されることである。

【0014】

請求項6に記載の発明の構成上の特徴は、請求項4において、前記主軸の回転数、前記主軸に作用する負荷、前記主軸に生じる振動の少なくとも１つを検出するセンサを備え、当該センサによりこれらの値が検出されて前記制御手段に入力されることである。

【発明の効果】

【0015】

請求項1に係る発明によれば、減衰付与手段にて付与する減衰力を回転工具の種類等に基づいて制御して後側転がり軸受の減衰性を変更しているため、固有振動が異なる各種回転工具に対して最適な減衰性を与えることができ、多様な回転工具のビビリ振動の発生を抑制することができる。特に、減衰付与手段として静圧軸受を設けているので、高精度な制御が可能となり、多様な回転工具による加工におけるビビリ振動の発生を抑制することができる。よって、単位時間当たりの切削量を大きくして生産性を向上させることができる。

10

【0016】

請求項2に係る発明によれば、減衰付与手段にて付与する減衰力に加えて予圧付与手段にて付与する予圧力を回転工具の種類等に基づいて制御しているため、後側転がり軸受の減衰性の変更に加えて前側転がり軸受の剛性を変更することができる。よって、さらに多様な回転工具による加工におけるビビリ振動の発生を抑制することができ、単位時間当たりの切削量を大きくして生産性をより向上させることができる。

20

【0018】

請求項3に係る発明によれば、予圧付与手段の供給油圧を制御しているため、剛性を変更することができるとともに、静圧軸受の絞り比及び供給油圧を制御しているため、減衰性を精密に変更することができ、さらに絞り比の制御により剛性も変更することができるので、多様な回転工具による加工におけるビビリ振動の発生を抑制することができる。

【0019】

請求項4に係る発明によれば、減衰付与手段にて付与する減衰力等を主軸の回転数等に応じて制御すればよいので、制御手段の構成を簡易なものとすることができる。

30

【0020】

請求項5に係る発明によれば、回転工具の種類等をNCプログラムに予め記述しておくことができるので、制御手段の構成をさらに簡易なものとすることができる。

【0021】

請求項6に係る発明によれば、主軸の回転数等をセンサにより高精度に検出することができるので、制御手段の構成をさらに簡易なものとすることができる。

【図面の簡単な説明】

【0022】

【図1】(A)は本発明の実施の形態の主軸装置の全体構造を示す縦断面図、(B)は(A)のA部の拡大断面図、(C)は(A)のB部の拡大斜視図である。

40

【図2】図1の主軸装置の制御装置のブロック図である。

【図3】主軸の形状、各軸受の位置及び各軸受の剛性をモデル化した図である。

【図4】軸受が主軸を正常に軸承可能な最大予圧及び主軸が正常に回転可能な最小予圧を主軸の回転数毎に設定した図である。

【図5】図2の制御装置の第1の動作例を説明するフローチャートである。

【図6】ビビリ振動を発生しない回転工具の被加工物に対する限界切込み量を主軸の回転数毎に示す図である。

【図7】図2の制御装置の第2の動作例を説明するフローチャートである。

【発明を実施するための形態】

50

【 0 0 2 3 】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

図 1 (A) は、本発明の実施の形態の主軸装置の全体構造を示す縦断面図、図 1 (B) は (A) の A 部の拡大断面図、図 2 は、図 1 の主軸装置の制御装置のブロック図である。尚、図 1 において、左右方向が軸線方向であり、左方を前方とする。図 1 (A) に示すように、本実施形態による主軸装置 1 は、内周部に収容空間 1 1 0 を有する略円筒状の主軸ハウジング 1 1 と、収容空間 1 1 0 内に配設された主軸 1 2 と、この主軸 1 2 の前側部を軸承する二対の第 1 及び第 2 前側転がり軸受 1 3 1 , 1 3 2 及び主軸 1 2 の後側部を軸承する後側転がり軸受 1 3 3 と、を備えている。

【 0 0 2 4 】

さらに、第 1 及び第 2 前側転がり軸受 1 3 1 , 1 3 2 に軸線方向の予圧を付与する予圧付与装置 3 (本発明の「予圧付与手段」に相当する) と、後側転がり軸受 1 3 3 を支承する静圧軸受 1 3 4 (本発明の「減衰付与手段」に相当する) と、この静圧軸受 1 3 4 に油圧を付与する静圧付与装置 5 (本発明の「減衰付与手段」に相当する) と、予圧付与装置 3 及び静圧付与装置 5 を制御する制御装置 4 と、を備えている。

【 0 0 2 5 】

ここで、詳細は後述するが、制御装置 4 は、主軸 1 2 に作用する負荷を測定する負荷センサを備えている。ただし、本実施形態では、負荷センサとして主軸 1 2 のラジアル方向の変位を検出するラジアル方向変位センサ 2 1 及びアキシャル方向の変位を検出するアキシャル方向変位センサ 2 2 を備え、後述する処理により主軸 1 2 に作用する負荷を測定している。また、主軸 1 2 の回転数を検出する回転数センサ 1 2 3 を備えている。

【 0 0 2 6 】

主軸 1 2 の回転軸中心には、軸線方向に延びるロッド孔 1 2 1 が形成されている。ロッド孔 1 2 1 は、主軸 1 2 を軸線方向に貫通しており、前端には工具取付用テーパ部 1 2 1 a が形成されている。工具取付用テーパ部 1 2 1 a の後方には、コレット収容部 1 2 1 b が形成され、コレット収容部 1 2 1 b の後方には、コレット収容部 1 2 1 b よりも大径のばね収容孔 1 2 1 c が形成されている。ばね収容孔 1 2 1 c の前端部には、スリーブ 1 2 2 が固定されている。ロッド孔 1 2 1 内には、ロッド 1 5 が軸線方向に移動可能に収容されている。ロッド 1 5 は、長尺状の軸部材 1 5 1 の後端部に、軸部材 1 5 1 よりも大径のストッパ 1 5 2 が固着されている。さらに、ロッド 1 5 の前端には、コレット 1 5 3 が装着されている。コレット 1 5 3 は、半径方向に拡張可能に設けられており、回転工具 T を把持可能に形成されている。

【 0 0 2 7 】

ロッド孔 1 2 1 内にロッド 1 5 が収容された状態で、軸部材 1 5 1 の前端部はスリーブ 1 2 2 の内周面と摺動可能であり、ストッパ 1 5 2 はばね収容孔 1 2 1 c と摺動可能である。また、ばね収容孔 1 2 1 c 内におけるスリーブ 1 2 2 の後端部とストッパ 1 5 2 の前端面との間には、複数の皿ばね 1 6 が介装されており、ロッド 1 5 は主軸 1 2 に対して後方に常時付勢されている。主軸 1 2 の後方には、主軸ハウジング 1 1 と一体化されたシリンダハウジング 1 7 1 と、シリンダハウジング 1 7 1 内に軸方向に移動可能に設けられたピストン 1 7 2 とを有する油圧シリンダ 1 7 が設けられている。ピストン 1 7 2 が後方に移動してピストン 1 7 2 とロッド 1 5 との係合が解除されると、回転工具 T をコレット 1 5 3 で把持したロッド 1 5 は皿ばね 1 6 の付勢力により主軸 1 2 に対し後退する。そして、回転工具 T は主軸 1 2 の工具取付用テーパ部 1 2 1 a に嵌着されて主軸 1 2 に固定される。ピストン 1 7 2 が前方に移動してピストン 1 7 2 とロッド 1 5 とが係合されると、回転工具 T を把持したロッド 1 5 は皿ばね 1 6 の付勢力に抗して主軸 1 2 に対し前進する。そして、コレット 1 5 3 は拡張して回転工具 T の把持を解除する。

【 0 0 2 8 】

二対の第 1 及び第 2 前側転がり軸受 1 3 1 , 1 3 2 は、アンギュラーコンタクト軸受であり、前側主軸ハウジング 1 1 a (1 1) の収容空間 1 1 0 内の前方側にて軸線方向に並設され、後側転がり軸受 1 3 3 は、円筒ころ軸受であり、収容空間 1 1 0 内の後方側に配

10

20

30

40

50

設されている。第1及び第2前側転がり軸受131, 132は主軸12の回転工具T側である前側部を軸承し、後側転がり軸受133は回転工具Tに対して主軸12の前側部より後側の後側部を軸承する。一对の第1前側転がり軸受131の内輪間、一对の第2前側転がり軸受132の内輪間、及び第1前側転がり軸受131と第2前側転がり軸受132の内輪間には、円筒状のスペーサ112a, 112b, 112cが配設されている。第1及び第2前側転がり軸受131, 132並びにスペーサ112a, 112b, 112cの内周部には、主軸12の外周面が嵌合されている。そして、最前方に位置する第1前側転がり軸受131の内輪は、主軸12の前方端に形成されたフランジ部12aに当接され、最後方に位置する第2前側転がり軸受132の内輪には、主軸12の外周面に螺合される円筒状の内輪押え113が当接されている。これにより、第1及び第2前側転がり軸受131, 132並びにスペーサ112a, 112b, 112cは主軸12の外周面に固定される。

10

【0029】

一对の第1前側転がり軸受131の外輪間、及び一对の第2前側転がり軸受132の外輪間には、円筒状のスペーサ112d, 112eが配設されている。第1及び第2前側転がり軸受131, 132並びにスペーサ112d, 112eは、軸受支持筒111に支承されている。この軸受支持筒111は、略円筒状のスリーブ114と、略円環状の外輪押え115と、略円筒状のピストン116とにより構成されている。

【0030】

スリーブ114の略中央内周部には内側に突出した円周凸部114aが形成され、略中央外周部には外側に突出したフランジ部114cが形成されている。スリーブ114の円周凸部114aよりも前方側の内周部の内径は、第1前側転がり軸受131及びスペーサ112dの外径と略同一に形成され、円周凸部114aよりも後方側の内周部の内径は、ピストン116の外径と略同一に形成されている。スリーブ114のフランジ部114cよりも前方側の外周部の外径は、2分割された前側主軸ハウジング11a(11)の一方(第1前側主軸ハウジング11aa)の内径と略同一に形成され、フランジ部114cよりも後方側の外周部の外径は、2分割された前側主軸ハウジング11a(11)の他方(第2前側主軸ハウジング11ab)の内径と略同一に形成されている。

20

【0031】

外輪押え115の一方の端面には軸方向に突出したボス部115aが形成されている。外輪押え115のボス部115aの外径は、スリーブ114の円周凸部114aよりも前方側の内周部の内径(第1前側転がり軸受131及びスペーサ112dの外径)と略同一に形成されている。外輪押え115の外径は、第1前側主軸ハウジング11aaの外径と略同一に形成されている。ピストン116の前側内周部には内側に突出した円周凸部116aが形成されている。ピストン116の円周凸部116aよりも後方側の内周部の内径は、第2前側転がり軸受132及びスペーサ112eの外径と略同一に形成されている。

30

【0032】

そして、スリーブ114の円周凸部114aよりも前方側の内周部には、第1前側転がり軸受131及びスペーサ112dが嵌合されている。ピストン116の円周凸部116aよりも後方側の内周部には、第2前側転がり軸受132及びスペーサ112eが嵌合されている。そして、スリーブ114の円周凸部114aよりも後方側の内周部には、ピストン116の外周面が液密に嵌合されている。スリーブ114のフランジ部114cよりも前方側の外周部には、第1前側主軸ハウジング11aaが嵌合され、フランジ部114cよりも後方側の外周部には、第2前側主軸ハウジング11abが嵌合されている。

40

【0033】

以上により、前方に位置する第1前側転がり軸受131の外輪は、外輪押え115のボス部115aに当接され、後方に位置する第1前側転がり軸受131の外輪は、スリーブ114の円周凸部114aに当接されている。前方に位置する第2前側転がり軸受132の外輪は、ピストン116の円周凸部116aに当接され、後方に位置する第2前側転がり軸受132の外輪は、前方に位置する第2前側転がり軸受132の外輪及びスペーサ1

50

１２eと一体的にピストン１１６により軸線方向の後方に移動可能に配置されている。そして、スリーブ１１４、第１前側主軸ハウジング１１a a、第２前側主軸ハウジング１１a b及び外輪押え１１５は、外輪押え１１５の前端面から貫装される図略のボルトにより締結され一体化され、第２前側主軸ハウジング１１a bが、電動モータ１４を収容している後側主軸ハウジング１１b（１１）に図略のボルトにより締結され一体化されている。

【００３４】

図１（Ｂ）のＡ部拡大断面図に示すように、ピストン１１６の前方外周面には、小径部と大径部とでなる段差１１６bが形成され、スリーブ１１４の円周凸部１１４aより後方側の内周面には、ピストン１１６の小径部と大径部が嵌合可能な大径部と小径部とでなる段差１１４bが形成されている。そして、各段差１１６b、１１４b間には、環状の油圧シリンダ３１が形成されている。この油圧シリンダ３１には、スリーブ１１４の略中央外周側に形成されたフランジ部１１４cの外周面から穿設された油路３２が連通されている。この油路３２には、予圧付与装置３と接続された管路３３が接続されている。

【００３５】

予圧付与装置３は、油圧ポンプ３４と、減圧弁３５と、リリーフ弁３６とから構成されており、制御装置４による制御により、油圧を油圧シリンダ３１に供給するようになっている。即ち、油圧ポンプ３４からの最高油圧がリリーフ弁３６により制御され、最高油圧までの範囲内において任意の油圧が減圧弁３５により制御され、管路３３及び油路３２を通して油圧シリンダ３１に供給される。これにより、油圧シリンダ３１では軸線方向（前方及び後方）の油圧が発生し、ピストン１１６が後方側に押圧されて第２前側転がり軸受１３２の外輪を押圧するので、第２前側転がり軸受１３２には予圧が付与され、さらに主軸１２が後方に移動して第１前側転がり軸受１３１の内輪を押圧するので、第１前側転がり軸受１３１にも予圧が付与される。

【００３６】

静圧軸受１３４は、後側転がり軸受１３３の外輪に嵌合されたスリーブ１１７の外周に嵌合されている。この静圧軸受１３４の内周面には、油供給孔が溝底に開口した矩形状もしくはＵ字形状の凹部であるポケット１３４aが一定角度間隔で形成されていると共に、ポケット１３４aの両側には、排油溝が形成されている。油供給孔からは油がポケット１３４aに流出し、ポケット１３４aとスリーブ１１７の外周面とによる空間を満して静圧を発生した後、静圧軸受１３４の内周面とスリーブ１１７の外周面との間で絞られて排油溝に流出し、外部に排出される。

【００３７】

静圧付与装置５は、油圧ポンプ５１と、圧力調整弁５２と、各ポケット１３４aの油供給孔の近傍に設けられた可変絞り（図略）とから構成されており、制御装置４による制御により、油圧を静圧軸受１３４に供給するようになっている。即ち、油圧ポンプ５１からの油圧は、圧力調整弁５２により供給圧力が制御され、油供給穴５４を通して静圧軸受１３４の油供給孔からポケット１３４aに供給される。このとき、静圧軸受１３４に内蔵された可変絞りにより絞り比（静圧軸受１３４のポケット１３４aの内圧／供給圧力）が制御される。これにより、静圧軸受１３４の減衰性が調整される。なお、可変絞りとしては、ダイヤフラムや圧電素子等を利用して絞り開度を可変とした既存のものが使用可能である。

【００３８】

図１（Ｃ）のＢ部拡大斜視図に示す回り止め５３は、円筒状のピン部５３１と、ピン部５３１の片側面から突設された第１板バネ５３２と、第１板バネ５３２の先端に円筒状部材５３３を介して突設された第２板バネ５３４と、第２板バネ５３４の先端に円筒状ネジ部材５３５とを有する。第１板バネ５３２は、第２板バネ５３４に対し角度が９０度ずれるように設けられている。回り止め５３は、静圧軸受１３４に軸方向に穿設された貫通孔内にネジ部材５３５が突出するように挿入され、ネジ部材５３５にナット５３６が羅合されて回り止めされている。このような構成の回り止め５３は、スリーブ１１７がハウジング１１に対して回転することを規制する機能を有する。回り止め５３が剛体であると、

10

20

30

40

50

スリーブ 1 1 7 の回転を規制するのみならず、半径方向への移動を拘束することになるので、直交した第 1、第 2 板バネ 5 3 2, 5 3 4 は、この回り止め 5 3 がスリーブ 1 1 7 の半径方向への移動の拘束とならないようにするためのものである。

【 0 0 3 9 】

主軸ハウジング 1 1 の内周面には、電動モータ 1 4 のステータ 1 4 1 が取り付けられている。ステータ 1 4 1 の半径方向内方には、主軸 1 2 の外周面に形成されたロータ 1 4 2 が対向している。ステータ 1 4 1 とロータ 1 4 2 とにより形成された電動モータ 1 4 に電力が供給されることによって、主軸 1 2 はロータ 1 4 2 とともに回転する。主軸装置 1 は、先端に回転工具 T を取り付けられた状態で主軸 1 2 を回転させ、図示しない被削材に加工を施す。主軸 1 2 の回転数は、主軸 1 2 の後方に配設されている非接触型の回転数センサ 1 2 3 により検出される。

10

【 0 0 4 0 】

ラジアル方向変位センサ 2 1 は、主軸 1 2 の半径方向の変位を検出する非接触型のセンサである。アキシャル方向変位センサ 2 2 は、主軸 1 2 の軸線方向の変位を検出する非接触型のセンサである。ラジアル方向変位センサ 2 1 は、外輪押え 1 1 5 の外周面から径方向に穿設された孔内に配設されている。アキシャル方向変位センサ 2 2 は、外輪押え 1 1 5 の前側端面から内周面に沿って軸方向に設けられた溝内に配設されている。ラジアル方向変位センサ 2 1 は、第 1 前側転がり軸受 1 3 1 よりも前側であって回転工具 T にできる限り近い位置に配設することが望ましい。また、両変位センサ 2 1, 2 2 がクーラントの影響を受けないように、溝及び孔の開口部は塞ぐことが望ましい。なお、アキシャル方向変位センサ 2 2 の代わりに、力センサのような直接負荷を測定するセンサを用いてもよい。

20

【 0 0 4 1 】

制御装置 4 は、図 2 に示すように、ラジアル方向変位センサ 2 1 及びアキシャル方向変位センサ 2 2 の各検出値に基づいて二対の第 1、第 2 前側転がり軸受 1 3 1, 1 3 2 及び後側転がり軸受 1 3 3 に作用しているラジアル方向及びアキシャル方向の負荷を主軸 1 2 に作用する負荷として演算して求めるラジアル方向負荷演算部 4 1 及びアキシャル方向負荷演算部 4 2 と、回転工具の種類又は回転工具による加工条件、及び各負荷演算部 4 1, 4 2 で演算される各負荷に基づいて、静圧付与装置 5 により静圧軸受 1 3 4 に付与される静圧を制御する静圧制御部 4 3 及び予圧付与装置 3 により前側転がり軸受 1 3 1, 1 3 2 に付与される予圧を制御する予圧制御部 4 4 と、各種データの格納が可能な記憶部 4 5 と、NC プログラムを入力して解釈する NC プログラム解析部 4 8 と、を備えている。

30

【 0 0 4 2 】

記憶部 4 5 には、回転工具 T の種類や加工条件、例えば主軸 1 2 の回転数、回転工具 T の被加工物に対する送り速度、回転工具 T の被加工物に対する切込み量等に応じた最適な減衰力及び予圧力のデータテーブル（以下、減衰力・予圧力テーブルという）と、予め求めた主軸 1 2 に作用する負荷と主軸 1 2 の変位との関係を示すデータテーブル（以下、負荷・変位テーブルという）と、主軸 1 2 の回転数と主軸 1 2 に作用する限界負荷（ビビリ振動が発生しない最大の負荷）との関係を示すデータテーブル（以下、回転数・限界負荷テーブルという）と、主軸 1 2 の回転数と予圧付与装置 3 による付与予圧との関係を示すデータテーブル（以下、回転数・予圧力テーブルという）等とが記憶されている。

40

【 0 0 4 3 】

負荷・変位テーブルは、図 3 に示すように、主軸 1 2 の形状、各軸受 1 3 1, 1 3 2, 1 3 3 の位置及び各軸受 1 3 1, 1 3 2, 1 3 3 の剛性をモデル化したものである。このモデルを伝達マトリックス法で解析することにより、1 つのラジアル方向変位センサ 2 1 で検出される主軸 1 2 にラジアル方向の負荷（F）が作用したときの主軸 1 2 のラジアル方向の変位から、各軸受 1 3 1, 1 3 2, 1 3 3 の配設位置 P 1, P 2, P 3, P 4, P 5 における変位を求める。さらに、求めた各軸受 1 3 1, 1 3 2, 1 3 3 の変位から各軸受 1 3 1, 1 3 2, 1 3 3 に作用するラジアル方向の負荷を求め、求めた負荷に予圧付与装置 3 により付与される予圧のうちラジアル方向に作用する予圧を加えることにより、最

50

終的な各軸受 1 3 1 , 1 3 2 , 1 3 3 に作用するラジアル方向の負荷を求めることができる。よって、回転工具 T による加工において主軸 1 2 を軸承する各軸受 1 3 1 , 1 3 2 , 1 3 3 に作用するラジアル方向及びアキシャル方向の負荷を正確に把握することができる。

【 0 0 4 4 】

回転数・予圧力テーブルは、図 4 に示すように、第 1 及び第 2 前側転がり軸受 1 3 1 , 1 3 2 が主軸 1 2 を正常に軸承可能な最大予圧 P_{max} 及び主軸 1 2 が正常に回転可能な最小予圧 P_{min} を主軸 1 2 の回転数毎に設定し、最大予圧 P_{max} と最小予圧 P_{min} との間の領域を予圧付与装置 3 の制御可能領域として設定したものである。最大予圧 P_{max} は、主軸 1 2 の回転数が大きくなるにつれて小さく変化するように設定され、最小予圧 P_{min} は、主軸 1 2 の回転数が大きくなるにつれて大きく変化するように設定されている。主軸 1 2 の回転数毎に設定した最大予圧 P_{max} は、第 1 及び第 2 前側転がり軸受 1 3 1 , 1 3 2 の剛性を確保して主軸 1 2 の剛性を最も高くできる限界値であり、主軸 1 2 の回転数毎に設定した最小予圧 P_{min} は、発熱や面圧過増加を防止して第 1 及び第 2 前側転がり軸受 1 3 1 , 1 3 2 の寿命を最も長くできる限界値である。

10

【 0 0 4 5 】

ラジアル方向負荷演算部 4 1 は、記憶部 4 5 から負荷・変位テーブルを読み出し、ラジアル方向変位センサ 2 1 で検出される主軸 1 2 のラジアル方向の変位を伝達マトリックス法で解析し、さらに予圧付与装置 3 により付与される予圧を加味することにより、各軸受 1 3 1 , 1 3 2 , 1 3 3 に作用するラジアル方向の負荷を求める。アキシャル方向負荷演算部 4 2 は、アキシャル方向変位センサ 2 2 で検出される主軸 1 2 のアキシャル方向の変位を用いてフックの法則で演算し、さらに予圧付与装置 3 により付与される予圧を加味することにより、各軸受 1 3 1 , 1 3 2 , 1 3 3 に作用するアキシャル方向の負荷（各軸受 1 3 1 , 1 3 2 , 1 3 3 において同一とする）を求める。

20

【 0 0 4 6 】

静圧制御部 4 3 は、供給油圧制御部 4 6 及び絞り比制御部 4 7 を備えている。そして、回転工具 T の種類又は回転工具 T による加工条件に基づいて、記憶部 4 5 の減衰力・予圧力テーブルを参照して静圧付与装置 5 の圧力調整弁 5 2 及び可変絞りを制御して静圧軸受 1 3 4 の供給油圧及び絞り比を制御する。あるいは、回転数センサ 1 2 3 により検出される主軸 1 2 の回転数に対し、各負荷演算部 4 1 , 4 2 からの主軸 1 2 に作用する各負荷が適正であるかを記憶部 4 5 から読み出した回転数・限界負荷テーブルから求め、静圧付与装置 5 の圧力調整弁 5 2 及び可変絞りを制御して静圧軸受 1 3 4 の供給油圧及び絞り比を制御する。

30

【 0 0 4 7 】

予圧制御部 4 4 は、回転工具 T の種類又は回転工具 T による加工条件に基づいて、記憶部 4 5 の減衰力・予圧力テーブルを参照して減圧弁 3 5 及びリリーフ弁 3 6 を制御して予圧付与装置 3 の付与予圧を制御する。あるいは、回転数センサ 1 2 3 により検出される主軸 1 2 の回転数に対し、各負荷演算部 4 1 , 4 2 からの主軸 1 2 に作用する各負荷が適正であるかを記憶部 4 5 から読み出した回転数・限界負荷テーブルから求め、減圧弁 3 5 及びリリーフ弁 3 6 を制御して予圧付与装置 3 の付与予圧を記憶部 4 5 から読み出した付与予圧の範囲内で制御する。

40

【 0 0 4 8 】

以上のような構成の主軸装置 1 において、制御装置 4 の第 1 の動作例について図 5 のフローチャートを参照して説明する。まず、NC プログラムを入力して解読し（ステップ 1 1）、回転工具 T の種類及び加工条件を読み取る（ステップ 1 2）。そして、記憶部 4 5 の減衰力・予圧力テーブルを参照し（ステップ 1 3）、回転工具 T の種類及び加工条件の少なくとも 1 つに応じて最適な減衰力、予圧力を決定する（ステップ 1 4）。そして、静圧付与装置 5、予圧付与装置 3 を制御して決定した減衰力、予圧力を付与する（ステップ 1 5）。

【 0 0 4 9 】

50

ここで、図 6 は、主軸 1 2 の回転数と回転工具 T の被加工物に対する切込み量との関係を示す図である。図示実線よりも上方側の領域は、ビビリ振動が発生する不安定領域であり、図示実線よりも下方側の領域は、ビビリ振動が発生しない安定領域である。すなわち、図示実線は、安定限界曲線を表している。なお、図示点線よりも下方側の領域は、主軸 1 2 の回転数を変化させてもビビリ振動が絶対に発生しない絶対安定領域である。従来は、主軸 1 2 の回転数に対する回転工具 T の被加工物に対する切込み量が不安定領域に位置しているときは、加工条件を変更することにより安定領域に入るように制御していた。

【 0 0 5 0 】

しかし、本実施形態では、安定限界曲線が回転工具 T の種類毎に異なる点に着目し、減衰力、予圧力を制御することにより安定限界曲線自体を変更してそのときの加工条件が安定領域に入るように制御している。これにより、固有振動が異なる各種回転工具 T に対して最適な減衰性を与えることができ、多様な回転工具のビビリ振動の発生を抑制することができる。よって、単位時間当たりの切削量を大きくして生産性を向上させることができる。なお、安定限界曲線は、主軸 1 2 の回転数と回転工具 T の切込み量との関係のみでなく、例えば主軸 1 2 の回転数と回転工具 T の被加工物に対する送り速度等の他のファクタから求めるようにしてもよい。

【 0 0 5 1 】

具体的な静圧制御部 4 3 及び予圧制御部 4 4 の制御は、例えば、回転工具 T の種類が径方向の切り込みが大きいエンドミルやボーリング工具であるときは、静圧制御部 4 3 は供給油圧が小さく、絞り比が大きくなるように制御し、予圧制御部 4 4 は予圧が小さくなるように制御する。このように減衰性を持たすことで切削性能を向上させることができる。また、回転工具 T の種類が刃先の振れを抑えたいドリルやフライス工具であるときは、静圧制御部 4 3 は供給油圧が大きく、絞り比が小さくなるように制御し、予圧制御部 4 4 は予圧が大きくなるように制御する。このように剛性を持たすことで切削性能を向上させることができる。

【 0 0 5 2 】

また、例えば、回転工具 T による加工条件がビビリ振動を助長するような連続切削であるときは、静圧制御部 4 3 は供給油圧が小さく、絞り比が大きくなるように制御し、予圧制御部 4 4 は予圧が小さくなるように制御する。このように減衰性を持たすことで切削性能を向上させることができる。また、回転工具 T による加工条件が大きな加振力によるビビリ振動を助長するような断続切削であるときは、静圧制御部 4 3 は供給油圧が大きく、絞り比が小さくなるように制御し、予圧制御部 4 4 は予圧が大きくなるように制御する。このように剛性を持たすことで切削性能を向上させることができる。

【 0 0 5 3 】

次に、制御装置 4 の第 2 の動作例について図 7 のフローチャートを参照して説明する。まず、静圧付与装置 5、予圧付与装置 3 を制御して初期予圧力を付与すると共に静圧付与装置 5 を制御して初期静圧力を付与する（ステップ 1）。続いて、NC プログラムにより指令された加工条件の下で被加工物の加工を開始する（ステップ 2）。そして、ラジアル方向及びアキシャル方向変位センサ 2 1, 2 2 で検出した主軸 1 2 のラジアル方向及びアキシャル方向の変位を入力する（ステップ 3）。記憶部 4 5 の負荷・変位テーブル主軸 1 2 のラジアル方向の変位を記憶部 4 5 の負荷・変位テーブルを参照して伝達マトリックス法で解析し、さらに予圧を加味することにより、各軸受 1 3 1, 1 3 2, 1 3 3 に作用するラジアル方向の負荷を主軸 1 2 に作用するラジアル方向の負荷として求めると共に、主軸 1 2 のアキシャル方向の変位を用いてフックの法則で演算し、さらに予圧を加味することにより、各軸受 1 3 1, 1 3 2, 1 3 3 に作用するアキシャル方向の負荷を主軸 1 2 に作用するアキシャル方向の負荷として求める（ステップ 4）。

【 0 0 5 4 】

そして、各負荷演算部 4 1, 4 2 からの主軸 1 2 に作用する各負荷が記憶部 4 5 から読み出した回転数・限界負荷テーブルからビビリ振動が発生しない安定領域内であるか否かを判断する（ステップ 5）。各負荷演算部 4 1, 4 2 からの主軸 1 2 に作用する各負荷が

安定領域内であるときは、ステップ 3 に戻って加工を継続する。一方、各負荷演算部 4 1 , 4 2 からの主軸 1 2 に作用する各負荷が安定領域外であるときは、静圧力の調整が可能か否かを判断する（ステップ 6）。静圧力の調整が可能であるときは、静圧付与装置 5 により静圧軸受 1 3 4 の圧力調整弁 5 2 及び可変絞りを制御して静圧力を調整し（ステップ 7）、ステップ 3 に戻ってステップ 5 まで上記処理を実行する。そして、静圧付与装置 5 の制御により各負荷演算部 4 1 , 4 2 からの主軸 1 2 に作用する各負荷が安定領域内になったときは、ステップ 3 に戻って加工を継続する。

【 0 0 5 5 】

ここで、静圧の減衰係数 C は次式（ 1 ）で示される。

$$C = a A^2 P (\mu / k_c) \dots (1)$$

但し、 a : 面積係数、 A : 軸受面積、 P : 絞り比、 μ : 潤滑油粘度、 k_c : 絞りの流量係

ここで、 $P = P_r / P_s$

但し、 P_r : ポケットの内圧、 P_s : 供給圧

よって、可変絞りにより絞り比 P 自体を変えるか、供給圧 P_s を変えることにより減衰力を制御することができる。

【 0 0 5 6 】

一方、ステップ 6 において、静圧付与装置 5 の制御によっても各負荷演算部 4 1 , 4 2 からの主軸 1 2 に作用する各負荷が安定領域外であるときは、静圧力の調整が不可能であると判断し、ステップ 8 に進んで予圧力の調整が可能か否かを判断する（ステップ 8）。予圧力の調整が可能であるときは、予圧付与装置 3 により減圧弁 3 5 及びリリーフ弁 3 6 を制御して記憶部 4 5 から読み出した回転数・予圧力テーブルの付与予圧の範囲内で予圧力を調整し（ステップ 9）、ステップ 3 に戻ってステップ 6 まで上記処理を実行する。そして、予圧付与装置 3 の制御により各負荷演算部 4 1 , 4 2 からの主軸 1 2 に作用する各負荷が安定領域内になったときは、ステップ 3 に戻って加工を継続する。

【 0 0 5 7 】

一方、ステップ 8 において、予圧付与装置 3 の制御によっても各負荷演算部 4 1 , 4 2 からの主軸 1 2 に作用する各負荷が安定領域外であるときは、予圧力の調整が不可能であると判断し、ステップ 10 に進んで異常警報を発して主軸 1 2 の停止を工作機械の主制御装置に指令して全ての処理を終了する。以上のように、加工中に負荷を検出し、インプロセスで減衰力、予圧力を制御しているので、多様な回転工具 T のビビリ振動の発生を抑制することができ、単位時間当たりの切削量を大きくして生産性を向上させることができる。

【 0 0 5 8 】

なお、工具の種類は、同じ種類であっても径や長さによって異ならせるようにしてもよい。また、工具のメーカーによっても加工性能が異なるので、同じ種類、同じ長さ、同じ径であっても最適な減衰力や予圧力を変えるようにしてもよい。また、回転数や加工条件、負荷の他に、加工によって主軸に生じる振動を検出するようにしてもよい。振動は振動センサや加速度センサ、あるいは音響センサを用いて検出することができる。また、減衰付与手段として静圧軸受 1 3 4 及び静圧付与装置 5 を用いたが、減衰力を付与可能な装置であればよい。

【 符号の説明 】

【 0 0 5 9 】

1 ... 主軸装置、3 ... 予圧付与装置（予圧付与手段）、4 ... 制御装置、5 ... 静圧付与装置（減衰付与手段）、1 2 ... 主軸、2 1 ... ラジアル方向変位センサ、2 2 ... アキシャル方向変位センサ、4 1 ... 第 1 負荷演算部、4 2 ... 第 2 負荷演算部、4 3 ... 静圧制御部、4 4 ... 予圧制御部、4 5 ... 記憶部、4 6 ... 供給油圧制御部、4 7 ... 絞り比制御部、1 2 3 ... 回転数センサ、1 3 1 ... 第 1 前側転がり軸受、1 3 2 ... 第 2 前側転がり軸受、1 3 3 ... 後側転がり軸受、1 3 4 ... 静圧軸受（減衰付与手段）。

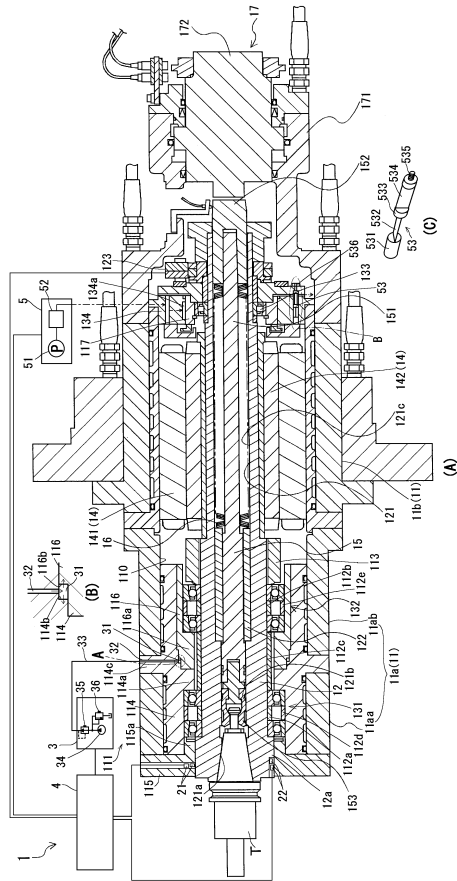
10

20

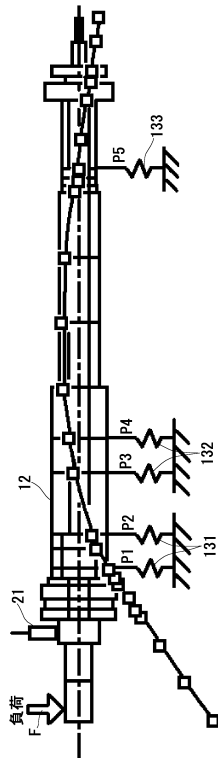
30

40

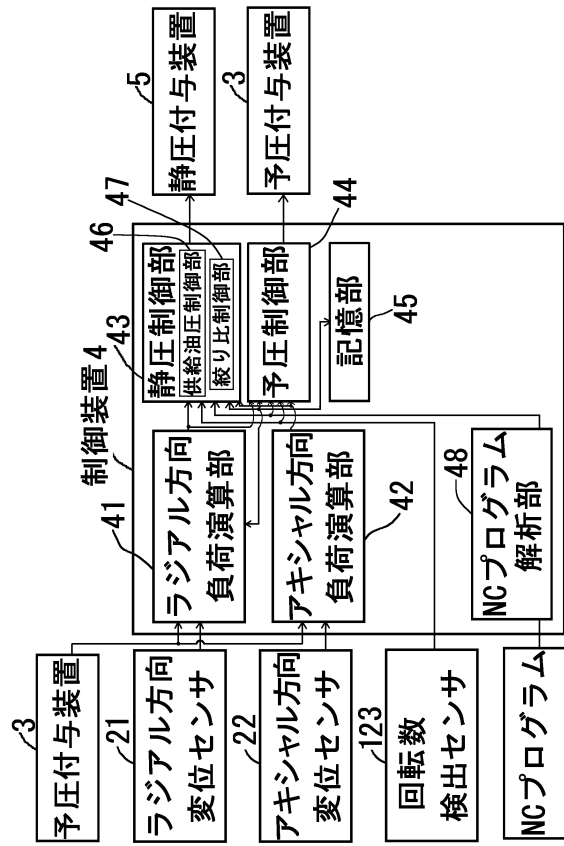
【図 1】



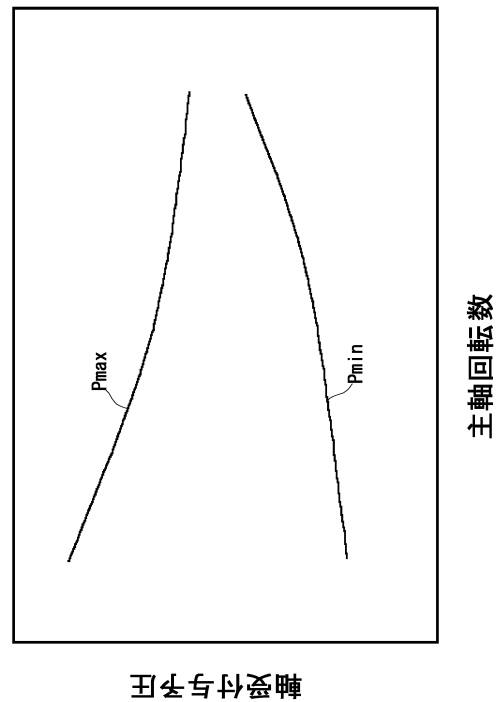
【図 3】



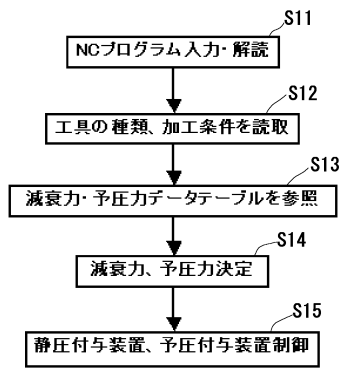
【図 2】



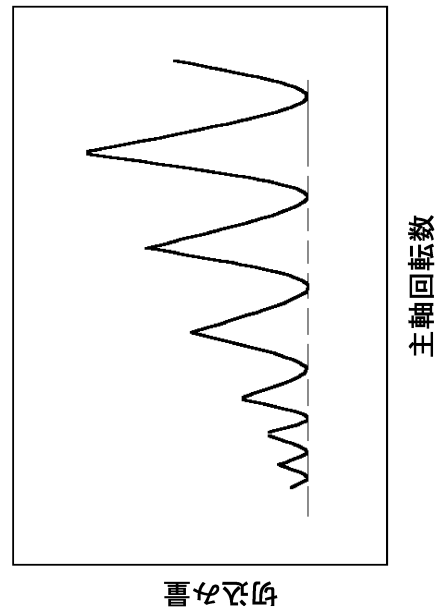
【図 4】



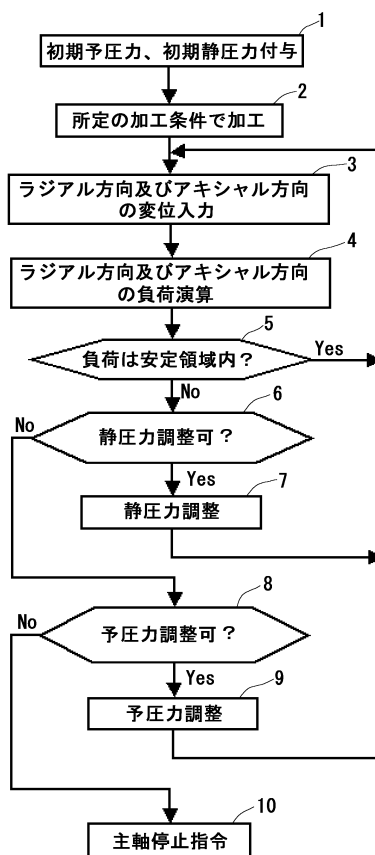
【図 5】



【図 6】



【図 7】



フロントページの続き

- (72)発明者 中嶋 邦道
大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号 株式会社ジェイテクト内
- (72)発明者 大川 雄司
大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号 株式会社ジェイテクト内
- (72)発明者 芝田 貴雅
大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号 株式会社ジェイテクト内

審査官 足立 俊彦

- (56)参考文献 実開平01-126419(JP, U)
特開平06-008005(JP, A)
特開2009-014101(JP, A)
特開平10-089355(JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|---------|-----------|
| B 2 3 Q | 1 / 7 0 |
| B 2 3 B | 1 9 / 0 2 |
| B 2 3 Q | 1 1 / 0 0 |