

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号
特許第7287761号
(P7287761)

(45)発行日 令和5年6月6日(2023.6.6)

(24)登録日 令和5年5月29日(2023.5.29)

(51)国際特許分類	F I			
B 2 4 B 53/017 (2012.01)	B 2 4 B	53/017	Z	
B 2 4 B 53/00 (2006.01)	B 2 4 B	53/00	A	
B 2 4 B 53/12 (2006.01)	B 2 4 B	53/12	Z	
B 2 4 B 37/30 (2012.01)	B 2 4 B	37/30	Z	
H 0 1 L 21/304 (2006.01)	H 0 1 L	21/304	6 2 2 G	
請求項の数 2 (全24頁) 最終頁に続く				

(21)出願番号	特願2018-143393(P2018-143393)	(73)特許権者	000000239
(22)出願日	平成30年7月31日(2018.7.31)		株式会社荏原製作所
(65)公開番号	特開2020-19081(P2020-19081A)		東京都大田区羽田旭町1 1 番 1 号
(43)公開日	令和2年2月6日(2020.2.6)	(74)代理人	100118500
審査請求日	令和3年4月22日(2021.4.22)		弁理士 廣澤 哲也
前置審査		(74)代理人	100091498
			弁理士 渡邊 勇
		(74)代理人	100174089
			弁理士 郷戸 学
		(74)代理人	100186749
			弁理士 金沢 充博
		(72)発明者	篠崎 弘行
			東京都大田区羽田旭町1 1 番 1 号 株式
			会社 荏原製作所内
		審査官	山村 和人
最終頁に続く			

(54)【発明の名称】 球面軸受の軸受半径決定方法

(57)【特許請求の範囲】

【請求項 1】

第1凹状接触面と、該第1凹状接触面に接触する第2凸状接触面とを有する上側球面軸受と、第3凹状接触面と、該第3凹状接触面に接触する第4凸状接触面とを有する下側球面軸受とを備え、前記上側球面軸受と前記下側球面軸受とは同一の回転中心を有し、研磨パッドに押し付けられる回転体を駆動軸に傾動可能に連結する連結機構の軸受半径決定方法であって、

前記回転中心から前記第3凹状接触面および前記第4凸状接触面までの距離である前記下側球面軸受の下側軸受半径は、下側復元トルクが0以下になるように決定され、

前記下側復元トルクは、前記研磨パッドと前記回転体との間の回転体摩擦力によって前記回転体に発生する回転体摩擦トルクと、前記回転体摩擦力が前記下側球面軸受に作用する作用点を前記下側球面軸受の外端部に設定したときに算出された、前記第3凹状接触面と前記第4凸状接触面との間の下側軸受摩擦力によって前記回転体に発生する下側軸受摩擦トルクとの合計値であり、

前記下側復元トルクは、前記回転中心を原点とする極座標系において、前記回転体が前記研磨パッドの進行方向に向かって傾動しようとするときに負数をとることを特徴とする軸受半径決定方法。

【請求項 2】

前記回転中心から前記第1凹状接触面および前記第2凸状接触面までの距離である前記上側球面軸受の上側軸受半径は、上側復元トルクが0以下になるように決定され、

10

20

前記上側復元トルクは、前記回転体摩擦トルクと、前記回転体摩擦力が前記上側球面軸受に作用する作用点を前記上側球面軸受の外端部に設定したときに算出された、前記第1凹状接触面と前記第2凸状接触面との間の上側摩擦力によって前記回転体に発生する上側軸受摩擦トルクとの合計値であり、

前記上側復元トルクは、前記極座標系において、前記回転体が前記研磨パッドの進行方向に向かって傾動しようとするときに負数をとることを特徴とする請求項1に記載の軸受半径決定方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、回転体を駆動軸に連結する連結機構に設けられた球面軸受の軸受半径決定方法に関する。

【背景技術】

【0002】

近年、半導体デバイスの高集積化・高密度化に伴い、回路の配線がますます微細化し、多層配線の層数も増加している。回路の微細化を図りながら多層配線を実現しようとする、下側の層の表面凹凸を踏襲しながら段差がより大きくなるので、配線層数が増加するに従って、薄膜形成における段差形状に対する膜被覆性（ステップカバレッジ）が悪くなる。したがって、多層配線するためには、このステップカバレッジを改善し、然るべき過程で平坦化処理しなければならない。また光リソグラフィの微細化とともに焦点深度が浅くなるため、半導体デバイスの表面の凹凸段差が焦点深度以下に収まるように半導体デバイス表面を平坦化処理する必要がある。

【0003】

従って、半導体デバイスの製造工程においては、半導体デバイス表面の平坦化技術がますます重要になっている。この平坦化技術のうち、最も重要な技術は、化学機械研磨（Chemical Mechanical Polishing）である。この化学機械研磨（以下、CMPという）は、シリカ（ SiO_2 ）等の砥粒を含んだ研磨液を研磨パッド上に供給しつつウェハなどの基板を研磨パッドに摺接させて研磨を行うものである。

【0004】

この化学機械研磨はCMP装置を用いて行われる。CMP装置は、上面に研磨パッドを貼付した研磨テーブルと、ウェハ等の基板を保持する研磨ヘッドとを一般に備えている。研磨テーブルおよび研磨ヘッドをその軸心を中心としてそれぞれ回転させながら、研磨ヘッドにより基板を研磨パッドの研磨面（上面）に押圧し、研磨液を研磨面上に供給しつつ基板の表面を研磨する。研磨液には、通常、アルカリ溶液にシリカ等の微粒子からなる砥粒を懸濁したものが用いられる。基板は、アルカリによる化学的研磨作用と、砥粒による機械的研磨作用との複合作用によって研磨される。

【0005】

基板の研磨を行なうと、研磨パッドの研磨面には砥粒や研磨屑が堆積し、また、研磨パッドの特性が変化して研磨性能が劣化してくる。このため、基板の研磨を繰り返すに従い、研磨速度が低下する。そこで、研磨パッドの研磨面を再生するために、研磨テーブルに隣接してドレッシング装置が設けられている。

【0006】

ドレッシング装置は、一般に、研磨パッドに接触するドレッシング面を有するドレッサーを備えている。ドレッシング面は、ダイヤモンド粒子などの砥粒から構成されている。ドレッシング装置は、ドレッサーをその軸心を中心として回転させながら、回転する研磨テーブル上の研磨パッドの研磨面にドレッシング面を押圧することにより、研磨面に堆積した砥液や切削屑を除去するとともに、研磨面の平坦化及び目立て（ドレッシング）を行なう。

【0007】

研磨ヘッドおよびドレッサーは、自身の軸心を中心として回転する回転体である。研磨

10

20

30

40

50

パッドを回転させたときに、研磨パッドの表面（すなわち、研磨面）にはうねりが生じることがある。そこで、研磨面のうねりに対して、回転体を追従させるために、回転体を球面軸受を介して駆動軸に連結する連結機構が使用されている。この連結機構は、回転体を傾動可能に駆動軸に連結するので、回転体は研磨面のうねりに追従することができる。

【0008】

特許文献1は、研磨ヘッドおよびドレッサーなどの回転体を駆動軸に連結する連結機構（ジンバル機構）であって、上側球面軸受および下側球面軸受を備えた連結機構を開示している。上側球面軸受は、第1凹状接触面と、該第1凹状接触面に接触する第2凸状接触面とを有し、下側球面軸受は、第3凹状接触面と、該第3凹状接触面に接触する第4凸状接触面とを有する。第1凹状接触面および第2凸状接触面は、第3凹状接触面および第4凸状接触面よりも上方に位置しており、第1凹状接触面、第2凸状接触面、第3凹状接触面、および第4凸状接触面は、同心状に配置されている。すなわち、特許文献1に開示される連結機構の上側球面軸受と下側球面軸受は、異なる軸受半径（回転半径）を有する一方で、同一の回転中心を有している。

10

【0009】

特許文献1に開示される連結機構によれば、上側球面軸受および下側球面軸受は、回転体に作用するラジアル方向の力と、回転体を振動させる原因となるアキシャル方向の力を受け止めつつ、回転体と研磨パッドとの間に発生する摩擦力に起因して回転中心回りに発生するモーメントに対して摺動力を作用させることができる。その結果、回転体にばたつきや振動が発生することを効果的に防止することができる。

20

【先行技術文献】

【特許文献】

【0010】

【文献】特開2016-144860号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0011】

同一の回転中心を有する上側球面軸受および下側球面軸受に作用するラジアル方向の力は、回転体と研磨パッドとの間で発生する摩擦力である。例えば、ドレッシング中に、上側球面軸受および下側球面軸受に作用するラジアル方向の力は、ドレッサーと研磨パッドとの間で発生する摩擦力である。本明細書では、回転体と研磨パッドとの間で発生する摩擦力を、「回転体摩擦力」と称する。

30

【0012】

本発明者らが上記連結機構の構成を鋭意研究したところ、回転体摩擦力は、特に、下側球面軸受の第3凹状接触面と第4凸状接触面との間に摩擦力を発生させることがわかった。また、回転体摩擦力の大きさと下側球面軸受の軸受半径の大きさ次第では、該回転体摩擦力は、上側球面軸受の第1凹状接触面と第2凸状接触面との間にも摩擦力を発生させることがわかった。本明細書では、回転体摩擦力によって下側球面軸受の第3凹状接触面と第4凸状接触面との間に発生する摩擦力を、「下側軸受摩擦力」と称する。同様に、回転体摩擦力によって上側球面軸受の第1凹状接触面と第2凸状接触面との間に発生する摩擦力を、「上側軸受摩擦力」と称する。

40

【0013】

下側軸受摩擦力、および上側軸受摩擦力は、それぞれ、回転体を回転中心CP周りに回転させようとするトルクを発生させる。本明細書では、下側軸受摩擦力によって回転体に発生するトルクを、「下側軸受摩擦トルク」と称し、上側軸受摩擦力によって回転体に発生するトルクを、「上側軸受摩擦トルク」と称する。下側軸受摩擦トルクおよび上側軸受摩擦トルクが大きくなると、回転体の周縁部が研磨パッドに引っかかり、回転体に振動を発生させるおそれがある。特に、回転体を研磨パッドに押し付ける押圧力が大きくなると、下側軸受摩擦トルクおよび上側軸受摩擦トルクが増加して、回転体に振動が発生する可能性が高くなる。

50

【 0 0 1 4 】

そこで、本発明は、特に、下側軸受摩擦トルクに起因して回転体に発生する振動を防止することが可能な連結機構に設けられる球面軸受の軸受半径決定方法を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 5 】

一参考例では、研磨パッドに押し付けられる回転体を駆動軸に傾動可能に連結する連結機構であって、前記駆動軸と前記回転体との間に配置された上側球面軸受および下側球面軸受を備え、前記上側球面軸受は、第1凹状接触面と、該第1凹状接触面に接触する第2凸状接触面とを有し、前記下側球面軸受は、第3凹状接触面と、該第3凹状接触面に接触する第4凸状接触面とを有し、前記第1凹状接触面および前記第2凸状接触面は、前記第3凹状接触面および前記第4凸状接触面よりも上方に位置しており、前記第1凹状接触面、前記第2凸状接触面、前記第3凹状接触面、および前記第4凸状接触面は、同心状に配置されており、前記下側球面軸受の下側軸受半径は、下側復元トルクが0以下になるように決定され、前記下側復元トルクは、前記研磨パッドと前記回転体との間の回転体摩擦力によって前記回転体に発生する回転体摩擦トルクと、前記第3凹状接触面と前記第4凸状接触面との間の摩擦力によって前記回転体に発生する下側軸受摩擦トルクとの合計値であることを特徴とする連結機構が提供される。

なお、下側復元トルクは、回転体を回転中心周りに傾けて、該回転体を研磨パッドに押し付けようとする傾動トルクである。本明細書において、回転中心を原点とする極座標系が設定される。この極座標系において、研磨パッドが右側から左側へ速度(+V)で進行するとき、回転体を時計回り方向に回転させようとする傾動トルクは正数を取り、回転体を反時計回りに回転させようとする傾動トルクは負数をとると定義する。このような極座標系において、下側復元トルクが0以下であるときは、回転体は研磨パッドの進行方向に向かって傾動しようとするが、研磨パッドは、回転体の外縁部(エッジ部)から離れていく。そのため、回転体の外縁部が研磨パッドに沈み込む状態が誘発されないので、回転体の姿勢が安定する。これに対し、下側復元トルクが0よりも大きいときは、回転体は研磨パッドの進行方向とは逆向きに傾動しようとする。そのため、回転体の外縁部は研磨パッドに沈み込もうとするため、回転体の姿勢が不安定となる。

研磨パッドが右側から左側へ速度(+V)で進行するとき、回転体を時計回り方向に回転させようとする傾動トルクは負数を取り、回転体を反時計回りに回転させようとする傾動トルクは正数をとると極座標系を定義した場合、上記「下側復元トルクが0以下である」という条件は、「下側復元トルクが0以上である」と読み替えられる。

【 0 0 1 6 】

一参考例では、前記上側球面軸受の上側軸受半径は、上側復元トルクが0以下になるように決定され、前記上側復元トルクは、前記回転体摩擦トルクと、前記第1凹状接触面と前記第2凸状接触面との間の摩擦力によって前記回転体に発生する上側軸受摩擦トルクとの合計値である。

【 0 0 1 7 】

一態様では、第1凹状接触面と、該第1凹状接触面に接触する第2凸状接触面とを有する上側球面軸受と、第3凹状接触面と、該第3凹状接触面に接触する第4凸状接触面とを有する下側球面軸受とを備え、前記上側球面軸受と前記下側球面軸受とは同一の回転中心を有し、研磨パッドに押し付けられる回転体を駆動軸に傾動可能に連結する連結機構の軸受半径決定方法であって、前記回転中心から前記第3凹状接触面および前記第4凸状接触面までの距離である前記下側球面軸受の下側軸受半径は、下側復元トルクが0以下になるように決定され、前記下側復元トルクは、前記研磨パッドと前記回転体との間の回転体摩擦力によって前記回転体に発生する回転体摩擦トルクと、前記回転体摩擦力が前記下側球面軸受に作用する作用点を前記下側球面軸受の外端部に設定したときに算出された、前記第3凹状接触面と前記第4凸状接触面との間の下側軸受摩擦力によって前記回転体に発生する下側軸受摩擦トルクとの合計値であり、前記下側復元トルクは、前記回転中心を原点

とする極座標系において、前記回転体が前記研磨パッドの進行方向に向かって傾動しようとするときに負数をとることを特徴とする軸受半径決定方法が提供される。

【0018】

一態様では、前記回転中心から前記第1凹状接触面および前記第2凸状接触面までの距離である前記上側球面軸受の上側軸受半径は、上側復元トルクが0以下になるように決定され、前記上側復元トルクは、前記回転体摩擦トルクと、前記回転体摩擦力が前記上側球面軸受に作用する作用点を前記上側球面軸受の外端部に設定したときに算出された、前記第1凹状接触面と前記第2凸状接触面との間の上側摩擦力によって前記回転体に発生する上側軸受摩擦トルクとの合計値であり、前記上側復元トルクは、前記極座標系において、前記回転体が前記研磨パッドの進行方向に向かって傾動しようとするときに負数をとる。

10

【0019】

一態様では、研磨パッドを支持する研磨テーブルと、基板を前記研磨パッドに押圧する研磨ヘッドと、回転体である前記研磨ヘッドを駆動軸に傾動可能に連結する連結機構と、を備え、前記連結機構は、前記駆動軸と前記研磨ヘッドとの間に配置された上側球面軸受および下側球面軸受を備え、前記上側球面軸受は、第1凹状接触面と、該第1凹状接触面に接触する第2凸状接触面とを有し、前記下側球面軸受は、第3凹状接触面と、該第3凹状接触面に接触する第4凸状接触面とを有し、前記第1凹状接触面および前記第2凸状接触面は、前記第3凹状接触面および前記第4凸状接触面よりも上方に位置しており、前記第1凹状接触面、前記第2凸状接触面、前記第3凹状接触面、および前記第4凸状接触面は、同心状に配置されていて、前記上側球面軸受および前記下側球面軸受は同一の回転中心を有しており、前記回転中心から前記第3凹状接触面および前記第4凸状接触面までの距離である前記下側球面軸受の下側軸受半径は、請求項1に記載の軸受半径決定方法によって決定されることを特徴とする基板研磨装置が提供される。

20

一態様では、前記回転中心から前記第1凹状接触面および前記第2凸状接触面までの距離である前記上側球面軸受の上側軸受半径は、上側復元トルクが0以下になるように決定され、前記上側復元トルクは、前記回転体摩擦トルクと、前記回転体摩擦力が前記上側球面軸受に作用する作用点を前記上側球面軸受の外端部に設定したときに算出された、前記第1凹状接触面と前記第2凸状接触面との間の上側摩擦力によって前記研磨ヘッドに発生する上側軸受摩擦トルクとの合計値であり、前記上側復元トルクは、前記極座標系において、前記研磨ヘッドが前記研磨パッドの進行方向に向かって傾動しようとするときに負数をとる。

30

【0020】

一態様では、研磨パッドを支持する研磨テーブルと、基板を前記研磨パッドに押圧する研磨ヘッドと、前記研磨パッドに押圧されるドレッサーと、回転体である前記ドレッサーを駆動軸に傾動可能に連結する連結機構と、を備え、前記連結機構は、前記駆動軸と前記ドレッサーとの間に配置された上側球面軸受および下側球面軸受を備え、前記上側球面軸受は、第1凹状接触面と、該第1凹状接触面に接触する第2凸状接触面とを有し、前記下側球面軸受は、第3凹状接触面と、該第3凹状接触面に接触する第4凸状接触面とを有し、前記第1凹状接触面および前記第2凸状接触面は、前記第3凹状接触面および前記第4凸状接触面よりも上方に位置しており、前記第1凹状接触面、前記第2凸状接触面、前記第3凹状接触面、および前記第4凸状接触面は、同心状に配置されていて、前記上側球面軸受および前記下側球面軸受は同一の回転中心を有しており、前記回転中心から前記第3凹状接触面および前記第4凸状接触面までの距離である前記下側球面軸受の下側軸受半径は、請求項1に記載の軸受半径決定方法によって決定されることを特徴とする基板研磨装置が提供される。

40

一態様では、前記回転中心から前記第1凹状接触面および前記第2凸状接触面までの距離である前記上側球面軸受の上側軸受半径は、上側復元トルクが0以下になるように決定され、前記上側復元トルクは、前記回転体摩擦トルクと、前記回転体摩擦力が前記上側球面軸受に作用する作用点を前記上側球面軸受の外端部に設定したときに算出された、前記第1凹状接触面と前記第2凸状接触面との間の上側摩擦力によって前記ドレッサーに発生

50

する上側軸受摩擦トルクとの合計値であり、前記上側復元トルクは、前記極座標系において、前記ドレッサーが前記研磨パッドの進行方向に向かって傾動しようとするときに負数をとる。

【発明の効果】

【0021】

本発明によれば、下側軸受摩擦力によって回転体に発生する下側軸受摩擦トルクを、回転体摩擦力によって回転体に発生する回転体摩擦トルクが打ち消すように下側球面軸受の半径が決定される。その結果、下側軸受摩擦トルクによって回転体が回転中心周りに回転することが防止されるので、回転体の振動の発生を効果的に防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【0022】

【図1】一実施形態に係る基板研磨装置を模式的に示す斜視図である。

【図2】一実施形態に係る連結機構によって支持されるドレッサーを示す概略断面図である。

【図3】図2に示される連結機構の拡大図である。

【図4】図4は、ドレッサーに作用するラジアル方向の力、回転体摩擦トルク、下側球面軸受に発生する摩擦力、および下側軸受摩擦トルクを説明するための模式図である。

【図5】図5(a)乃至図5(c)は、下側軸受半径を決定するためのシミュレーション結果を示すグラフである。

【図6】図6(a)乃至図6(c)は、図5(a)乃至図5(c)に結果が示されるシミュレーションと同様の条件で行われた、上側球面軸受に対するシミュレーション結果を示すグラフである。

【図7】図7(a)乃至図7(c)は、下側軸受半径を決定するための別のシミュレーション結果を示すグラフである。

【図8】図8(a)乃至図8(c)は、図7(a)乃至図7(c)に結果が示されるシミュレーションと同様の条件で行われた上側軸受半径を決定するためのシミュレーション結果を示すグラフである。

【図9】図9(a)乃至図9(c)は、図7(a)乃至図7(c)に示されるグラフにおいて、下側復元トルクが0となる下側軸受半径を明示したグラフである。

【図10】図10(a)乃至図10(c)は、図8(a)乃至図8(c)に示されるグラフにおいて、下側軸受半径が24mmであるときの μ を明示したグラフである。

【図11】図11(a)乃至図11(c)は、下側軸受摩擦係数COF2を0.1に設定した以外は、図9(a)乃至図9(c)に結果が示されるシミュレーションの条件と同一の条件で行われたシミュレーション結果を示すグラフである。

【図12】図12(a)乃至図12(c)は、図11(a)乃至図11(c)に結果が示されるシミュレーションの条件と同一の条件で行われたシミュレーション結果を示すグラフである。

【図13】図13は、下側軸受半径が24mmに設定され、上側軸受半径が28mmに設定された連結機構によって、ドレッサーがドレッサーシャフトに連結されている様子を示す模式図である。

【図14】図14は、図13に示される連結機構の拡大図である。

【発明を実施するための形態】

【0023】

以下、本発明の実施形態について図面を参照して説明する。

図1は、一実施形態に係る基板研磨装置1を模式的に示す斜視図である。この基板研磨装置1は、研磨面10aを有する研磨パッド10が取り付けられた研磨テーブル3と、ウェハなどの基板Wを保持しかつ基板Wを研磨テーブル3上の研磨パッド10に押圧する研磨ヘッド5と、研磨パッド10に研磨液やドレッシング液(例えば、純水)を供給するための研磨液供給ノズル6と、研磨パッド10の研磨面10aのドレッシングを行うためのドレッサー7を有するドレッシング装置2と、を備えている。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 4 】

研磨テーブル3は、テーブル軸3 aを介してその下方に配置されるテーブルモータ1 1に連結されており、このテーブルモータ1 1により研磨テーブル3が矢印で示す方向に回転されるようになっている。この研磨テーブル3の上面には研磨パッド1 0が貼付されており、研磨パッド1 0の上面がウェハを研磨する研磨面1 0 aを構成している。研磨ヘッド5はヘッドシャフト1 4の下端に連結されている。研磨ヘッド5は、真空吸引によりその下面にウェハを保持できるように構成されている。ヘッドシャフト1 4は、上下動機構（図示せず）により上下動するようになっている。

【 0 0 2 5 】

ウェハWの研磨は次のようにして行われる。研磨ヘッド5および研磨テーブル3をそれぞれ矢印で示す方向に回転させ、研磨液供給ノズル6から研磨パッド1 0上に研磨液（スラリー）を供給する。この状態で、研磨ヘッド5は、ウェハWを研磨パッド1 0の研磨面1 0 aに押し付ける。ウェハWの表面は、研磨液に含まれる砥粒の機械的作用と研磨液の化学的作用により研磨される。研磨終了後は、ドレッサー7による研磨面1 0 aのドレッシング（コンディショニング）が行われる。

10

【 0 0 2 6 】

ドレッシング装置2は、研磨パッド1 0に摺接されるドレッサー7と、ドレッサー7が連結されるドレッサーシャフト2 3と、ドレッサーシャフト2 3の上端に設けられたエアシリンダ2 4と、ドレッサーシャフト2 3を回転自在に支持するドレッサーアーム2 7とを備えている。ドレッサー7の下面はドレッシング面7 aを構成し、このドレッシング面7 aは砥粒（例えば、ダイヤモンド粒子）から構成されている。エアシリンダ2 4は、複数の支柱2 5により支持された支持台2 0上に配置されており、これら支柱2 5はドレッサーアーム2 7に固定されている。

20

【 0 0 2 7 】

ドレッサーアーム2 7は図示しないモータに駆動されて、旋回軸2 8を中心として回転するように構成されている。ドレッサーシャフト2 3は、図示しないモータの駆動により回転し、このドレッサーシャフト2 3の回転により、ドレッサー7がドレッサーシャフト2 3を中心に矢印で示す方向に回転するようになっている。エアシリンダ2 4は、ドレッサーシャフト2 3を介してドレッサー7を上下動させ、ドレッサー7を所定の押圧力で研磨パッド1 0の研磨面（表面）1 0 aに押圧するアクチュエータとして機能する。

30

【 0 0 2 8 】

研磨パッド1 0のドレッシングは次のようにして行われる。ドレッサー7がドレッサーシャフト2 3を中心として回転しつつ、研磨液供給ノズル6から純水が研磨パッド1 0上に供給される。この状態で、ドレッサー7はエアシリンダ2 4により研磨パッド1 0に押圧され、そのドレッシング面7 aが研磨パッド1 0の研磨面1 0 aに摺接される。さらに、ドレッサーアーム2 7を旋回軸2 8を中心として回転させてドレッサー7を研磨パッド1 0の半径方向に揺動させる。このようにして、ドレッサー7により研磨パッド1 0が削り取られ、その表面1 0 aがドレッシング（再生）される。

【 0 0 2 9 】

上記したヘッドシャフト1 4は、回転可能かつ上下動可能な駆動軸であり、上記した研磨ヘッド5は、その軸心を中心に回転する回転体である。同様に、上記したドレッサーシャフト2 3は、回転可能かつ上下動可能な駆動軸であり、上記したドレッサー7は、その軸心を中心に回転する回転体である。これら回転体5, 7は、以下に説明する連結機構によって、駆動軸1 4, 2 3に対して傾動可能に該駆動軸1 4, 2 3にそれぞれ連結される。

40

【 0 0 3 0 】

図2は、一実施形態に係る連結機構によって支持されるドレッサー（回転体）7を示す概略断面図である。図2に示すように、ドレッシング装置2のドレッサー7は、円形のディスクホルダ3 0と、ディスクホルダ3 0の下面に固定された環状のドレッサーディスク3 1を有する。ディスクホルダ3 0は、ホルダ本体3 2およびスリーブ3 5により構成される。ドレッサーディスク3 1の下面は、上記したドレッシング面7 aを構成する。

50

【 0 0 3 1 】

ディスクホルダ 3 0 のホルダ本体 3 2 には、孔 3 3 が形成されており、この孔 3 3 の中心軸は、ドレッサーシャフト（駆動軸）2 3 によって回転されるドレッサー 7 の中心軸に一致する。孔 3 3 は、ホルダ本体 3 2 を鉛直方向に貫通して延びている。

【 0 0 3 2 】

スリーブ 3 5 は、ホルダ本体 3 2 の孔 3 3 に嵌め込まれる。スリーブ 3 5 の上部には、スリーブフランジ 3 5 a が形成され、スリーブフランジ 3 5 a の下面は、ホルダ本体 3 2 の上面に接触している。この状態で、スリーブ 3 5 は、ホルダ本体 3 2 にねじなどの固定部材（図示せず）を用いて固定される。スリーブ 3 5 には、上方に開口した挿入凹部 3 5 b が設けられる。この挿入凹部 3 5 b 内に、後述する連結機構（ジンバル機構）5 0 の上側球面軸受 5 2、および下側球面軸受 5 5 が配置される。

10

【 0 0 3 3 】

図 2 に示すように、ドレッサー 7 をドレッサーシャフト 2 3 に傾動可能に連結するために、円環状の上側フランジ 8 1、円環状の下側フランジ 8 2、複数のトルク伝達ピン 8 4、および複数のばね機構 8 5 が設けられる。本実施形態では、上側フランジ 8 1 は、下側フランジ 8 2 の直径よりも小さい直径を有している。上側フランジ 8 1 は、ドレッサーシャフト 2 3 に固定されており、上側フランジ 8 1 と下側フランジ 8 2 との間には微小な隙間が形成されている。上側フランジ 8 1 および下側フランジ 8 2 は、例えば、ステンレス鋼などの金属から構成されている。

【 0 0 3 4 】

下側フランジ 8 2 は、ドレッサー 7 のスリーブ 3 5 の上面に固定され、ドレッサー 7 に連結される。さらに、上側フランジ 8 1 と下側フランジ 8 2 とは、複数のトルク伝達ピン（トルク伝達部材）8 4 により互いに連結されている。これらのトルク伝達ピン 8 4 は、上側フランジ 8 1 および下側フランジ 8 2 の周り（すなわち、ドレッサーシャフト 2 3 の中心軸の周り）に等間隔に配置されている。トルク伝達ピン 8 4 は、ドレッサーシャフト 2 3 に対するドレッサー 7 の傾動を許容しつつ、ドレッサーシャフト 2 3 のトルクをドレッサー 7 に伝達する。

20

【 0 0 3 5 】

トルク伝達ピン 8 4 は、球面状の摺接面を有しており、この摺接面は、上側フランジ 8 1 の収容孔に緩やかに係合している。トルク伝達ピン 8 4 の摺接面と上側フランジ 8 1 の収容孔との間には、微小な隙間が形成されている。下側フランジ 8 2、および該下側フランジ 8 2 に連結されたドレッサー 7 が、後述する上側球面軸受 5 2 および下側球面軸受 5 5 を介して上側フランジ 8 1 に対して傾くと、トルク伝達ピン 8 4 は、上側フランジ 8 1 との係合を維持しつつ、下側フランジ 8 2 およびドレッサー 7 と一体に傾く。

30

【 0 0 3 6 】

トルク伝達ピン 8 4 は、ドレッサーシャフト 2 3 のトルクを下側フランジ 8 2 及びドレッサー 7 に伝達する。このような構成により、ドレッサー 7 及び下側フランジ 8 2 は、上側球面軸受 5 2 および下側球面軸受 5 5 の回転中心 C P を支点に傾動可能であり、かつその傾動運動を拘束せずに、ドレッサーシャフト 2 3 のトルクをトルク伝達ピン 8 4 を介してドレッサー 7 に伝達することができる。

40

【 0 0 3 7 】

さらに、上側フランジ 8 1 と下側フランジ 8 2 とは、複数のばね機構 8 5 により互いに連結されている。これらのばね機構 8 5 は、上側フランジ 8 1 および下側フランジ 8 2 の周り（すなわち、ドレッサーシャフト 2 3 の中心軸の周り）に等間隔に配置されている。各ばね機構 8 5 は、下側フランジ 8 2 に固定され、上側フランジ 8 1 を貫通して延びるロッド 8 5 a と、ロッド 8 5 a の上端に形成された鏝部と上側フランジ 8 1 の上面との間に配置されたばね 8 5 b とを有している。ばね機構 8 5 は、ドレッサー 7 及び下側フランジ 8 2 の傾動に抗する力を発生して、ドレッサー 7 を元の位置（姿勢）に戻すものである。

【 0 0 3 8 】

図 2 に示される実施形態では、トルク伝達ピン 8 4 がドレッサーシャフト 2 3 のトルク

50

をドレッサー 7 に伝達するので、ドレッサー 7 と下側フランジ 8 2 が傾くときの回転中心 C P まわりの傾き剛性は、ばね 8 5 b のばね定数に応じて変更可能である。したがって、回転中心 C P まわりの傾き剛性を任意に設定することが可能であり、その結果、回転中心 C P まわりの傾き剛性を小さくすることができる。

【 0 0 3 9 】

回転する研磨パッド 1 0 の研磨面 1 0 a のうねりにドレッサー 7 を追従させるために、ドレッサー 7 (回転体) のディスクホルダ 3 0 は、連結機構 (ジンバル機構) 5 0 を介してドレッサーシャフト 2 3 (駆動軸) に連結される。以下、連結機構 5 0 について説明する。

【 0 0 4 0 】

図 3 は、図 2 に示される連結機構 5 0 の拡大図である。連結機構 5 0 は、鉛直方向に互いに離間して配置された上側球面軸受 5 2 および下側球面軸受 5 5 を有する。上側球面軸受 5 2 は、第 1 凹状接触面と、該第 1 凹状接触面に接触する第 2 凸状接触面とを有し、下側球面軸受 5 5 は、第 3 凹状接触面と、該第 3 凹状接触面に接触する第 4 凸状接触面とを有する。これら上側球面軸受 5 2 および下側球面軸受 5 5 は、ドレッサーシャフト 2 3 とドレッサー 7 との間に配置されている。

【 0 0 4 1 】

図 3 に示す連結機構 5 0 では、上側球面軸受 5 2 は、上記第 1 凹状接触面を有する環状の第 1 摺接部材 5 3 と、上記第 2 凸状接触面を有する第 2 摺接部材 5 4 とから構成される。本実施形態では、第 1 摺接部材 5 3 の下面 5 3 a が第 1 凹状接触面として機能し、第 2 摺接部材 5 4 の上面 5 4 a が第 2 凸状接触面として機能する。以下の説明では、第 1 摺接部材 5 3 の下面 5 3 a を、「第 1 凹状接触面 5 3 a」と称することがあり、第 2 摺接部材 5 4 の上面 5 4 a を、「第 2 凸状接触面 5 4 a」と称することがある。

【 0 0 4 2 】

第 1 摺接部材 5 3 の第 1 凹状接触面 5 3 a および第 2 摺接部材 5 4 の第 2 凸状接触面 5 4 a は、第 1 回転半径 R 1 を有する球面の上半分の一部からなる形状を有している。つまり、これら 2 つの第 1 凹状接触面 5 3 a および第 2 凸状接触面 5 4 a は、同一の曲率半径 (上述した第 1 回転半径 R 1 に等しい) を有し、互いに摺動自在に係合する。本明細書では、第 1 回転半径 R 1 を、「上側軸受半径 R 1」と称することがある。

【 0 0 4 3 】

さらに、図 3 に示す連結機構 5 0 では、下側球面軸受 5 5 は、上記第 3 凹状接触面を有する第 2 摺接部材 5 4 と、上記第 4 凸状接触面を有する第 3 摺接部材 5 6 とから構成される。本実施形態では、第 2 摺接部材 5 4 の下面 5 4 b が第 3 凹状接触面として機能し、第 3 摺接部材 5 6 の上面 5 6 a が第 4 凸状接触面として機能する。以下の説明では、第 2 摺接部材 5 4 の下面 5 4 b を、「第 3 凹状接触面 5 4 b」と称することがあり、第 3 摺接部材 5 6 の上面 5 6 a を、「第 4 凸状接触面 5 6 a」と称することがある。

【 0 0 4 4 】

第 2 摺接部材 5 4 の第 3 凹状接触面 5 4 b と第 3 摺接部材 5 6 の第 4 凸状接触面 5 6 a は、上記第 1 回転半径 R 1 よりも小さい第 2 回転半径 R 2 を有する球面の上半分の一部からなる形状を有している。つまり、これら 2 つの第 3 凹状接触面 5 4 b および第 4 凸状接触面 5 6 a は、同一の曲率半径 (上述した第 2 回転半径 R 2 に等しい) を有し、互いに摺動自在に係合する。本明細書では、第 2 回転半径 R 2 を、「下側軸受半径 R 2」と称することがある。エアシリンダ 2 4 (図 1 参照) によって発生される押圧力は、ドレッサーシャフト 2 3 および下側球面軸受 5 5 を介して、ドレッサー 7 に伝達される。

【 0 0 4 5 】

本実施形態では、上側球面軸受 5 2 の第 2 凸状接触面と、下側球面軸受 5 5 の第 3 凹状接触面とは、それぞれ、第 2 摺接部材 5 4 の上面 5 4 a および下面 5 4 b により構成されている。すなわち、第 2 摺接部材 5 4 は、上側球面軸受 5 2 の構成要素である一方で、下側球面軸受 5 5 の構成要素でもある。図示はしないが、第 2 摺接部材 5 4 を鉛直方向に 2 分割してもよい。この場合、第 2 摺接部材 5 4 の上側部分は、第 2 凸状接触面 5 4 a を有

10

20

30

40

50

する上側球面軸受 5 2 の一部を構成し、第 2 摺接部材の下側部分は、第 3 凹状接触面 5 4 b を有する下側球面軸受 5 5 の一部を構成する。

【 0 0 4 6 】

さらに、本実施形態では、第 3 摺接部材 5 6 は、ドレッサー 7 のスリーブ 3 5 の底面上に設けられており、第 3 摺接部材 5 6 はスリーブ 3 5 と一体に構成されている。一実施形態では、第 3 摺接部材 5 6 はスリーブ 3 5 とは別体として構成されていてもよい。

【 0 0 4 7 】

第 2 摺接部材 5 4 は、ドレッサーシャフト 2 3 に固定されている。より具体的には、ドレッサーシャフト 2 3 の下端は、第 2 摺接部材 5 4 に挿入されており、第 2 摺接部材 5 4 は、ドレッサーシャフト 2 3 の下端に固定具 5 8 により固定されている。第 1 摺接部材 5 3 は、スリーブ 3 5 の挿入凹部 3 5 b に挿入されており、さらに、円環状の下側フランジ 8 2 と第 2 摺接部材 5 4 とに挟まれている。固定具 5 8 によって、第 2 摺接部材 5 4 をドレッサーシャフト 2 3 に固定すると、第 1 摺接部材 5 3 は、下側フランジ 8 2 に押し付けられる。

【 0 0 4 8 】

さらに、スリーブ 3 5 を、ホルダ本体 3 2 にねじなどの固定部材（図示せず）を用いて固定することにより、第 3 摺接部材 5 6 の第 4 凸状接触面 5 6 a が、第 2 摺接部材 5 4 の第 3 凹状接触面 5 4 b に押し付けられる。このようにして、上側球面軸受 5 2 と、下側球面軸受 5 5 とが形成される。なお、上側球面軸受 5 2 と下側球面軸受 5 5 は、ホルダ本体 3 2 に設けられた孔 3 3 に嵌挿されたスリーブ 3 5 の挿入凹部 3 5 b 内に配置される。上側球面軸受 5 2 と下側球面軸受 5 5 から発生した摩耗粉は、スリーブ 3 5 に受け止められる。したがって、摩耗粉が研磨パッド 1 0 上に落下することが防止される。

【 0 0 4 9 】

上側球面軸受 5 2 と下側球面軸受 5 5 は、異なる軸受半径（回転半径）を有する一方で、同一の回転中心 C P を有する。すなわち、第 1 凹状接触面 5 3 a、第 2 凸状接触面 5 4 a、第 3 凹状接触面 5 4 b、および第 4 凸状接触面 5 6 a は同心であり、その曲率中心は回転中心 C P に一致する。この回転中心 C P は、第 1 凹状接触面 5 3 a、第 2 凸状接触面 5 4 a、第 3 凹状接触面 5 4 b、および第 4 凸状接触面 5 6 a よりも下方に位置する。同一の回転中心 C P を有する第 1 凹状接触面 5 3 a、第 2 凸状接触面 5 4 a、第 3 凹状接触面 5 4 b、および第 4 凸状接触面 5 6 a の曲率半径を適宜選定することにより、ドレッサー 7 の下端から回転中心 C P までの距離 h を変更することができる。すなわち、上側球面軸受 5 2 の上側軸受半径 R 1 と、下側球面軸受 5 5 の下側軸受半径 R 2 を適宜選定することにより、ドレッサー 7 の下端から回転中心 C P までの距離 h を変更することができる。本明細書では、ドレッサー 7 の下端から回転中心 C P までの距離 h を、「ジンバル軸高さ h」と称する。ジンバル軸高さ h は、回転中心 C P がドレッサー 7 の下端面よりも下方に位置するときに、正数を取り、回転中心 C P がドレッサー 7 の下端面よりも上方に位置するときに、負数をとる。回転中心 C P がドレッサー 7 の下端面上にある場合は、ジンバル軸高さ h は 0 である。

【 0 0 5 0 】

上側球面軸受 5 2 の第 1 凹状接触面 5 3 a および第 2 凸状接触面 5 4 a は、下側球面軸受 5 5 の第 3 凹状接触面 5 4 b および第 4 凸状接触面 5 6 a よりも上方に位置している。ドレッサー 7 は、2 つの球面軸受、すなわち上側球面軸受 5 2 と下側球面軸受 5 5 によりドレッサーシャフト 2 3 に傾動可能に連結される。上側球面軸受 5 2 と下側球面軸受 5 5 は、同一の回転中心 C P を有するので、ドレッサー 7 は、回転する研磨パッド 1 0 の研磨面 1 0 a のうねりに対して柔軟に傾動することができる。

【 0 0 5 1 】

ドレッサー 7 が持ち上げられたときには、該ドレッサー 7 は上側球面軸受 5 2 によって支持される。その結果、ドレッサー 7 の重力よりも小さい荷重領域においても研磨面 1 0 a に対するドレッシング荷重を精密に制御することができる。したがって、細やかなドレッシング制御を実行することができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 5 2 】

上側球面軸受 5 2 および下側球面軸受 5 5 は、ドレッサー 7 に作用するラジアル方向の力を受け止める一方で、ドレッサー 7 に作用するアキシャル方向（ラジアル方向に対して垂直方向）の力を連続的に受け止めることができる。上述したように、エアシリンダ 2 4（図 1 参照）によって発生される押圧力（すなわち、アキシャル方向の力）は、ドレッサーシャフト 2 3 および下側球面軸受 5 5 を介して、ドレッサー 7 に伝達される。以下では、ドレッサー（回転体）7 に作用するラジアル方向の力、ドレッサーと研磨パッドとの間の摩擦力によって回転体に発生する回転体摩擦トルク、ラジアル方向の力によって下側球面軸受 5 5 に発生する摩擦力、および下側球面軸受 5 5 で発生した摩擦力によって回転体に発生する下側軸受摩擦トルクについて説明する。

10

【 0 0 5 3 】

図 4 は、ドレッサー（回転体）7 に作用するラジアル方向の力、回転体摩擦トルク、下側球面軸受 5 5 に発生する摩擦力、および下側軸受摩擦トルクを説明するための模式図である。図 4 では、ドレッサー 7 に対する研磨パッド 1 0 の進行方向（回転方向）を、矢印 V で示している。また、図 4 に示すように、ドレッサー 7 は、所定の押圧力 D F で、研磨パッド 1 0 に押圧されている。

【 0 0 5 4 】

図 4 に示すように、ドレッサー 7 をエアシリンダ 2 4（図 1 参照）によって所定の押圧力 D F で研磨パッド 1 0 に押し付けると、ドレッサー 7 と研磨パッド 1 0 との間に、ラジアル方向の力である回転体摩擦力 $F \times y$ が発生する。この回転体摩擦力 $F \times y$ は、上記押圧力 D F に、ドレッサー 7 と研磨パッド 1 0 との間の摩擦係数 C O F 1 を乗じることにより得られる（すなわち、 $F \times y = D F \cdot C O F 1$ ）。この摩擦係数 C O F 1 は、連結機構 5 0 の設計者の経験に基づいて推定してもよいし、実験などから求めてもよい。一実施形態では、摩擦係数 C O F 1 を測定可能な測定装置を作成して、該測定装置を用いて摩擦係数 C O F 1 を測定してもよい。

20

【 0 0 5 5 】

本実施形態では、回転中心 C P がドレッサー 7 の下端面よりも下方に位置するので、回転体摩擦力 $F \times y$ は、ドレッサー 7 を、研磨パッド 1 0 の進行方向で、回転中心 C P 周りに回転させようとする回転体摩擦トルク T 1 を発生させる。回転体摩擦トルク T 1 は、回転体摩擦力 $F \times y$ に、ジンバル軸高さ h（図 3 参照）を乗じることにより得られる（すなわち、 $T 1 = F \times y \cdot h$ ）。

30

【 0 0 5 6 】

さらに、押圧力 D F は、ドレッサーシャフト 2 3 および下側球面軸受 5 5 を介してドレッサー 7 に伝達されるので、回転体摩擦力 $F \times y$ は、下側球面軸受 5 5 に作用する。本発明者らが鋭意研究したところ、回転体摩擦力 $F \times y$ は、主として、下側球面軸受 5 5 の外端部（または外端近傍）に作用することがわかった。そこで、本実施形態では、回転体摩擦力 $F \times y$ が下側球面軸受 5 5 に作用する作用点 O P を、下側球面軸受 5 5 の外端部近傍に設定する。

【 0 0 5 7 】

図 4 に示すように、作用点 O P において、第 4 凸状接触面 5 6 a は、回転体摩擦力 $F \times y$ で水平方向に第 3 凹状接触面 5 4 b を押圧するので、第 3 凹状接触面 5 4 b には、回転体摩擦力 $F \times y$ に比例する反力 $N \cdot \sin(\quad)$ が発生する。ここで、 \quad は、作用点 O P における第 3 凹状接触面 5 4 b の接線 T L と、回転体摩擦力 $F \times y$ とがなす角度を示している。以下の説明では、角度 \quad を、「接触角 \quad 」と称する。図 4 に示す連結機構 5 0 では、接触角 \quad は、4 5 度である。

40

【 0 0 5 8 】

図 4 に示すように、下側軸受面力 N は、上記反力 $N \cdot \sin(\quad)$ と、該反力 $N \cdot \sin(\quad)$ に垂直な力成分である $N \cdot \cos(\quad)$ に分解可能な力である。すなわち、下側軸受面力 N は、水平方向の力成分として上記反力 $N \cdot \sin(\quad)$ を有し、垂直方向の力成分として $N \cdot \cos(\quad)$ を有する。

50

【 0 0 5 9 】

下側球面軸受 5 5 に発生した下側軸受面力 N は、第 3 凹状接触面 5 4 b と第 4 凸状接触面 5 6 a との間に下側軸受摩擦力 F_1 を発生させる。その結果、ドレッサー 7 には、下側軸受摩擦力 F_1 に起因する下側軸受摩擦トルク T_2 が発生する。なお、下側軸受摩擦力 F_1 は、作用点 OP における接線 TL の方向に作用する力であり、下側軸受摩擦力 F_1 の大きさは、下側軸受面力 N に、第 3 凹状接触面 5 4 b と第 4 凸状接触面 5 6 a との間の摩擦係数 COF_2 を乗じることにより得られる（すなわち、 $F_1 = N \cdot COF_2$ ）。この摩擦係数 COF_2 は、連結機構 5 0 の設計者の経験に基づいて推定してもよいし、実験などから求めてもよい。一実施形態では、摩擦係数 COF_2 を測定可能な測定装置を作成して、該測定装置を用いて摩擦係数 COF_2 を測定してもよい。

10

【 0 0 6 0 】

下側軸受摩擦力 F_1 は、回転体摩擦トルク T_1 とは逆方向で、ドレッサー 7 を回転中心 CP の周りに回転させようとする下側軸受摩擦トルク T_2 を発生させる。下側軸受摩擦トルク T_2 は、下側軸受摩擦力 F_1 に、下側軸受半径 R_2 を乗じることにより得られる（すなわち、 $T_2 = F_1 \cdot R_2$ ）。

【 0 0 6 1 】

本明細書では、回転中心 CP を原点とする極座標系が設定される。この極座標系において、研磨パッド 1 0 がドレッサー 7 に対して右側から左側へ速度 $(+V)$ で進行する（図 4 参照）とき、ドレッサー 7 を時計回り方向に回転させようとする下側軸受摩擦トルク T_2 は正数を取り、ドレッサー 7 を反時計回りに回転させようとする回転体摩擦トルク T_1 は負数をとると定義する。

20

【 0 0 6 2 】

上述したように、回転中心 CP がドレッサー 7 の下端面よりも下方に位置する場合、ドレッサー 7 は、回転体摩擦トルク T_1 によって研磨パッド 1 0 に向かって回転しようとする。ドレッサー 7 を研磨パッド 1 0 に押圧力 DF で押し付ければ必ず回転体摩擦力 $F \times y$ が発生するので、この回転体摩擦トルク T_1 は、研磨パッド 1 0 のドレッシング中に必ず発生するトルクである。また、回転体摩擦トルク T_1 の大きさは、押圧力 DF の大きさとジンバル軸高さ h の大きさに応じて変化する。一方で、下側軸受摩擦トルク T_2 は、回転体摩擦力 $F \times y$ に起因して発生するトルクであり、下側軸受摩擦トルク T_2 の大きさは、回転体摩擦トルク T_1 の大きさと下側軸受半径 R_2 の大きさに応じて変化する。本発明者らが連結機構 5 0 を鋭意研究したところ、下側軸受摩擦トルク T_2 の大きさ次第では、ドレッシング中に、ドレッサー 7 の外縁部が研磨パッド 1 0 の研磨面 1 0 a に引っかかり、ドレッサー 7 を振動させるおそれがあることがわかった。ドレッシング中のドレッサー 7 に振動が発生すると、研磨パッド 1 0 の研磨面 1 0 a を適切にドレッシングすることができない。

30

【 0 0 6 3 】

図 4 を参照して説明したように、下側軸受摩擦トルク T_2 は、回転体摩擦トルク T_1 とは逆向きにドレッサー 7 に作用する。そこで、本実施形態では、回転体摩擦トルク T_1 によって、下側軸受摩擦トルク T_2 を打ち消すことにより、ドレッサー（回転体）7 に振動が発生することを防止する。本発明者らは、下側軸受摩擦トルク T_2 に起因してドレッサー 7 に発生する振動を、回転体摩擦トルク T_1 によって防止するための安定条件式は以下の式（1）によって現されることを見いだした。

40

$$\text{下側復元トルク } T_{R1} = 0 \cdots (1)$$

ここで、下側復元トルク T_{R1} は、回転中心 CP を原点とする極座標系における回転体摩擦トルク T_1 と下側軸受摩擦トルク T_2 の和である（すなわち、 $T_{R1} = T_1 + T_2$ ）。

【 0 0 6 4 】

上記下側復元トルク T_{R1} は、ドレッサー 7 を回転中心 CP 周りに傾けて、該ドレッサー 7 を研磨パッド 1 0 に押し付けようとする傾動トルクである。上述した極座標系においては、下側軸受摩擦トルク T_2 は正数を取り、回転体摩擦トルク T_1 は負数をとる。このような極座標系において、下側復元トルク T_{R1} が 0 よりも大きいときは、ドレッサー 7

50

は研磨パッド10の進行方向とは逆向きに傾動しようとする。そのため、ドレッサー7の外縁部は研磨パッド10に沈み込もうとするため、ドレッサー7の姿勢が不安定となる。その結果、ドレッサー7に振動が発生するおそれがある。一方で、下側復元トルク T_{R1} が0以下であるときは、ドレッサー7は研磨パッド10の進行方向に向かって傾動しようとするが、研磨パッド10は、ドレッサー7の外縁部(エッジ部)から離れていく。そのため、ドレッサー7の外縁部が研磨パッド10に沈み込む状態が誘発されないため、ドレッサー7の姿勢が安定する。その結果、ドレッサー7に振動が発生することが防止される。

【0065】

このような極座標系とは異なり、研磨パッド10が右側から左側へ速度(+V)で進行するとき、下側軸受摩擦トルク T_2 が負数を取り、回転体摩擦トルク T_1 が正数をとる極座標系を想定した場合、上記安定条件式(1)の不等号の向きが逆になる(すなわち、下側復元トルク $T_{R1} < 0$)ことに注意すべきである。

10

【0066】

上述したように、回転体摩擦トルク T_1 の大きさは、ドレッサー7の下端面から回転中心CPまでの距離であるジンバル軸高さ h に応じて変化する。一方で、下側軸受摩擦トルク T_2 は、第3凹状接触面54bおよび第4凸状接触面56aと回転中心CPの距離である下側軸受半径 R_2 に応じて変化する。したがって、本実施形態では、上記安定条件式(1)を満たす下側軸受半径 R_2 を決定することにより、下側軸受摩擦トルク T_2 に起因してドレッサー7に発生する振動を防止する。以下では、上記安定条件式(1)を満たす下側軸受半径 R_2 を決定するためのシミュレーションの例を説明する。

20

【0067】

図5(a)は、下側球面軸受55の下側軸受半径 R_2 に対する接触角 θ 、ジンバル軸高さ h 、および拡大倍率 K のシミュレーション結果を示すグラフであり、図5(b)は、下側軸受半径 R_2 に対する回転体摩擦力 F_{xy} 、および下側軸受面力 N のシミュレーション結果を示すグラフであり、図5(c)は、下側軸受半径 R_2 に対する回転体摩擦トルク T_1 、下側軸受摩擦トルク T_2 、および下側復元トルク T_{R1} のシミュレーション結果を示すグラフである。図5(a)乃至図5(c)に結果が示されるシミュレーションは、以下の条件で行われた。

【0068】

〔シミュレーション条件〕

- ・ 押圧力 $D_F = 78\text{ N}$
- ・ 回転体摩擦係数 $C_{OF1} = 0.9$
- ・ 下側軸受摩擦係数 $C_{OF2} = 0.1$

30

回転体摩擦係数 C_{OF1} および下側軸受摩擦係数 C_{OF2} の各値は、本発明者らの経験に基づいて設定されている。

【0069】

図5(a)の左側の縦軸は、接触角 θ 、およびジンバル軸高さ h を示し、図5(a)の右側の立軸は、拡大倍率 K を示す。図5(a)の横軸は、下側軸受半径 R_2 を示す。図5(a)において、接触角 θ は一点鎖線で示されており、ジンバル軸高さ h は細い実線で示されている。太い実線は、拡大倍率 K を示しており、この拡大倍率 K については、後述する。図5(b)の縦軸は、回転体摩擦力 F_{xy} と、下側軸受面力 N とを示しており、図5(b)の横軸は、下側軸受半径 R_2 を示す。図5(b)において、回転体摩擦力 F_{xy} は細い実線で描かれており、下側軸受面力 N は、太い実線で描かれている。図5(c)の縦軸は、回転体摩擦トルク T_1 と、下側軸受摩擦トルク T_2 と、下側復元トルク T_{R1} を示しており、図5(c)の横軸は、下側軸受半径 R_2 を示す。図5(c)において、回転体摩擦トルク T_1 は、細い実線で描かれており、下側軸受摩擦トルク T_2 は、一点鎖線で描かれており、下側復元トルク T_{R1} は、太い実線で描かれている。

40

【0070】

ドレッサー7の半径方向におけるスリーブ35の挿入凹部35bの幅は、ドレッサー7の直径、およびドレッサーディスク31の大きさによって適宜決定される。下側球面軸受

50

55（および上側球面軸受52）は、スリーブ35の挿入凹部35bに收容されるので、ドレッサー7の半径方向における下側球面軸受55（および上側球面軸受52）の幅は、挿入凹部35bの幅に応じて所定の値に予め決定されている。本シミュレーションでは、ドレッサー7の半径方向における下側球面軸受55の幅が所定の値に固定された状態で、下側球面軸受55の下側軸受半径R2を変化させたときに、接触角、ジンバル軸高さh、拡大倍率K、下側軸受面力N、回転体摩擦トルクT1、下側軸受摩擦トルクT2、および下側復元トルクTR1の各値を算出している。

【0071】

図5（a）に示すように、下側球面軸受55の下側軸受半径R2を大きくしていくと、ジンバル軸高さhは大きくなっていく。すなわち、回転中心CPはドレッサー7の下端面から下方に移動していく。さらに、下側球面軸受55の下側軸受半径R2が大きくなるにつれて、接触角は小さくなっていく。

10

【0072】

回転体摩擦力Fxyは、ドレッサー7と研磨パッド10との間の回転体摩擦係数COF1と押圧力DFとによって決定されるので、図5（b）に示すように、下側軸受半径R2が変化しても、回転体摩擦力Fxyは一定である（すなわち、変化しない）。一方で、図5（c）に示すように、回転体摩擦トルクT1は、回転体摩擦力Fxyとジンバル軸高さhの積であるため、ジンバル軸高さh（すなわち、下側軸受半径R2）が大きくなるにつれて大きくなる。

【0073】

20

図5（b）に示すように、接触角が小さくなるにつれて、下側軸受面力Nは大きくなる。下側軸受摩擦トルクT2は、下側軸受面力Nと下側軸受半径R2との積であるため、図5（c）に示すように、下側軸受面力Nが大きくなるにつれて、下側軸受摩擦トルクT2も大きくなる。

【0074】

本実施形態では、ドレッサー7が研磨パッド10をドレッシングする際に発生する回転体摩擦トルクT1が下側軸受摩擦トルクT2を打ち消すように、下側軸受半径R2を決定する。ドレッサー7の振動を発生させないためには、安定条件式（1）に示すように、回転中心CPを原点とする極座標系において、回転体摩擦トルクT1と下側軸受摩擦トルクT2との和である下側復元トルクTR1が0以下であればよい。

30

【0075】

図5（c）に示すように、下側復元トルクTR1が0となる下側軸受半径R2の値は20mmであり、下側軸受半径R2が20mm以上であれば、下側復元トルクTR1は0以下となる。したがって、本シミュレーション結果から、下側軸受半径R2を20mm以上に設定すれば、ドレッサー7の振動の発生を効果的に防止できることがわかる。本シミュレーションでは、下側軸受半径R2が20mmであるとき、ジンバル軸高さhは、3mmであり（図5（a）参照）、後述する拡大倍率Kは、0.79である。

【0076】

ここで、本明細書では、拡大倍率Kを以下のように定義する。拡大倍率Kは、上記回転体摩擦力Fxyに対する作用点OP（図4参照）における下側軸受面力Nの比である。拡大倍率Kは、以下の式（2）から得ることができる。

40

$$K = 1 / \{ \sin(\theta) + COF2 \cdot \cos(\theta) \} \dots (2)$$

【0077】

図4を参照して説明したように、下側軸受面力Nの水平方向成分である $N \cdot \sin(\theta)$ は、回転体摩擦力Fxyに比例した大きさを有する。具体的には、回転体摩擦力Fxyと、下側軸受面力Nとの間には、以下の式（3）の関係が成立する。

$$Fxy = N \cdot \sin(\theta) + N \cdot COF2 \cdot \cos(\theta) \dots (3)$$

式（3）における、項「 $N \cdot COF2 \cdot \cos(\theta)$ 」は、下側軸受摩擦力F1の水平方向成分である。

【0078】

50

接触角 θ が小さくなるにつれて、下側軸受面力 N が大きくなる。下側軸受面力 N が大きくなると、下側軸受面力 N の垂直方向成分である $N \cdot \cos(\theta)$ が大きくなる。 $N \cdot \cos(\theta)$ が押圧力 $D F$ よりも大きくなると、下側球面軸受 55 のみで回転体摩擦力 F_{xy} を支持できなくなり、回転体摩擦力 F_{xy} が上側球面軸受 52 にも作用しはじめる。そこで、下側軸受半径 R_2 は、拡大倍率 K が 1.0 を超えないように設定されるのが好ましい。本シミュレーションでは、下側軸受半径 R_2 が 24.5 mm 以上である場合に、拡大倍率 K が 1.0 を超えるので、下側軸受半径 R_2 は、20 mm ~ 24.5 mm の範囲内で設定されるのが好ましい。なお、下側軸受半径 R_2 が 24.5 mm の場合、接触角 θ は 37 度である。

【0079】

拡大倍率 K が 1.0 を越える場合は、回転体摩擦力 F_{xy} が上側球面軸受 52 にも作用し、上側球面軸受 52 の第 1 凹状接触面 53 a と第 2 凸状接触面 54 a との間に上側軸受摩擦力が発生する。上側球面軸受 52 に発生する上側軸受摩擦力は、ドレッサー（回転体）7 を回転中心 $C P$ 周りに回転させようとする上側軸受摩擦トルクを発生させる。

【0080】

図示はしないが、上側軸受摩擦トルクは、図 4 を参照して説明された下側軸受摩擦トルク T_2 と同様の原理によって発生する。すなわち、回転体摩擦力 F_{xy} は、主として、上側球面軸受 52 の外端部（または外端近傍）に作用するので、回転体摩擦力 F_{xy} が上側球面軸受 52 に作用する作用点を、上側球面軸受 52 の外端部（または外端近傍）に設定する。上側球面軸受 52 のこの作用点において、第 2 凸状接触面 54 a は、回転体摩擦力 F_{xy} で水平方向に第 1 凹状接触面 53 a を押圧し、その結果、第 1 凹状接触面 53 a には、回転体摩擦力 F_{xy} の反力が発生する。第 1 凹状接触面 53 a に発生した回転体摩擦力 F_{xy} の反力によって、上側球面軸受 52 の作用点における接線と垂直な方向には、上側軸受面力が発生する。

【0081】

上側球面軸受 52 に発生した上側軸受面力は、第 1 凹状接触面 53 a と第 2 凸状接触面 54 a との間に上側軸受摩擦力を発生させる。その結果、ドレッサー 7 には、この上側軸受摩擦力に起因する上側軸受摩擦トルクが発生する。なお、上側軸受摩擦力は、回転体摩擦力 F_{xy} が上側球面軸受 52 に作用する作用点における接線の方向に作用する力であり、この上側軸受摩擦力の大きさは、上側軸受面力に、第 1 凹状接触面 53 a と第 2 凸状接触面 54 a との間の摩擦係数を乗じることにより得られる。以下では、説明の便宜上、上側軸受面力を、「上側軸受面力 N' 」と称し、上側軸受摩擦力を、「上側軸受摩擦力 F_2 」と称し、第 1 凹状接触面 53 a と第 2 凸状接触面 54 a との間の摩擦係数を、「上側軸受摩擦係数 $C O F_3$ 」と称する。

【0082】

なお、上側軸受摩擦係数 $C O F_3$ は、連結機構 50 の設計者の経験に基づいて推定してもよいし、実験などから求めてもよい。一実施形態では、上側軸受摩擦係数 $C O F_3$ を測定可能な測定装置を作成して、該測定装置を用いて上側軸受摩擦係数 $C O F_3$ を測定してもよい。

【0083】

上側軸受摩擦力 F_2 は、回転体摩擦トルク T_1 とは逆方向で、ドレッサー 7 を回転中心 $C P$ の周りに回転させようとする上側軸受摩擦トルクを発生させる。以下では、説明の便宜上、この上側軸受摩擦トルクを、「上側軸受摩擦トルク T_3 」と称する。上側軸受摩擦トルク T_3 は、上側軸受摩擦力 F_2 に、上側軸受半径 R_1 を乗じることにより得られる（すなわち、 $T_3 = F_2 \cdot R_1$ ）。上側軸受摩擦トルク T_3 は、回転体摩擦トルク T_1 とは逆方向に作用する。したがって、回転中心 $C P$ を原点とする上述の極座標系では、上側軸受摩擦トルク T_3 は正数をとる。

【0084】

下側球面軸受 55 における拡大倍率 K が 1.0 を超えると、上側軸受摩擦トルク T_3 が発生し、該上側軸受摩擦トルク T_3 によって、ドレッサー 7 が振動するおそれがある。そ

10

20

30

40

50

ここで、拡大倍率 K を考慮しつつ、上側軸受半径 R_1 を決定するのが好ましい。以下では、上側軸受半径 R_1 を決定するためのシミュレーションを説明する。

【0085】

なお、上記した下側軸受摩擦トルク T_2 に起因するドレッサー 7 の安定条件式 (1) と同様に、上側軸受摩擦トルク T_3 に起因するドレッサー 7 の安定条件式は、以下の式 (4) で表すことができる。

$$\text{上側復元トルク } T_{R2} = 0 \cdots (4)$$

ここで、上側復元トルク T_{R2} は、回転中心 CP を原点とする極座標系における回転体摩擦トルク T_1 と上側軸受摩擦トルク T_3 の和である (すなわち、 $T_{R2} = T_1 + T_3$)。

【0086】

上述した極座標系において、研磨パッド 10 がドレッサー 7 に対して速度 (+V) で、右側から左側に進行するとき、上側軸受摩擦トルク T_3 は正数を取り、回転体摩擦トルク T_1 は負数をとる。このような極座標系において、上側復元トルク T_{R2} が 0 よりも大きいときは、ドレッサー 7 は研磨パッド 10 の進行方向とは逆向きに傾動しようとする。そのため、ドレッサー 7 の外縁部は研磨パッド 10 に沈み込もうとするため、ドレッサー 7 の姿勢が不安定となる。その結果、ドレッサー 7 に振動が発生するおそれがある。一方で、上側復元トルク T_{R2} が 0 以下であるときは、ドレッサー 7 は研磨パッド 10 の進行方向に向かって傾動しようとするが、研磨パッド 10 は、ドレッサー 7 の外縁部 (エッジ部) から離れていく。そのため、ドレッサー 7 の外縁部が研磨パッド 10 に沈み込む状態が誘発されないので、ドレッサー 7 の姿勢が安定する。その結果、ドレッサー 7 に振動が発生することが防止される。

【0087】

このような極座標系とは異なり、研磨パッド 10 が右側から左側へ速度 (+V) で進行するとき、上側軸受摩擦トルク T_3 が負数を取り、回転体摩擦トルク T_1 が正数をとる極座標系を想定した場合、上記安定条件式 (4) の不等号の向きが逆になる (すなわち、上側復元トルク $T_{R2} < 0$) ことに注意すべきである。

【0088】

図 6 (a) 乃至図 6 (c) は、図 5 (a) 乃至図 5 (c) に結果が示されるシミュレーションと同様の条件で行われた、上側球面軸受に対するシミュレーション結果を示すグラフである。より具体的には、図 6 (a) は、上側球面軸受 52 の上側軸受半径 R_1 に対する接触角 θ 、ジンバル軸高さ h 、および拡大倍率 K のシミュレーション結果を示すグラフであり、図 6 (b) は、上側軸受半径 R_1 に対する回転体摩擦力 F_{xy} 、および上側軸受面力 N' のシミュレーション結果を示すグラフであり、図 6 (c) は、上側軸受半径 R_1 に対する回転体摩擦トルク T_1 、上側軸受摩擦トルク T_3 、および上側復元トルク T_{R2} のシミュレーション結果を示すグラフである。

【0089】

図 6 (a) の左側の縦軸は、接触角 θ 、およびジンバル軸高さ h を示し、図 6 (a) の横軸は、上側軸受半径 R_1 を示す。図 6 (a) において、接触角 θ は一点鎖線で示されており、ジンバル軸高さ h は細い実線で示されている。太い実線は、上側球面軸受 52 における拡大倍率 K を示している。図 6 (b) の縦軸は、回転体摩擦力 F_{xy} と、上側軸受面力 N' とを示しており、図 6 (b) の横軸は、上側軸受半径 R_1 を示す。図 6 (b) において、回転体摩擦力 F_{xy} は細い実線で描かれており、上側軸受面力 N' は、太い実線で描かれている。図 6 (c) の縦軸は、回転体摩擦トルク T_1 と、上側軸受摩擦トルク T_3 と、上側復元トルク T_{R2} を示しており、図 6 (c) の横軸は、上側軸受半径 R_1 を示す。図 6 (c) において、回転体摩擦トルク T_1 は、細い実線で描かれており、上側軸受摩擦トルク T_3 は、一点鎖線で描かれており、上側復元トルク T_{R2} は、太い実線で描かれている。

【0090】

図 6 (a) 乃至図 6 (c) に結果が示されるシミュレーションは、以下の条件で行われた。

10

20

30

40

50

〔シミュレーション条件〕

- ・ 押圧力 $D F = 78 \text{ N}$
- ・ 回転体摩擦係数 $C O F 1 = 0.9$
- ・ 上側軸受摩擦係数 $C O F 3 = 0.1$

回転体摩擦係数 $C O F 1$ および上側軸受摩擦係数 $C O F 3$ の各値は、本発明者らの経験に基づいて設定されている。

【0091】

最初に、図5(a)乃至図5(c)に示されるシミュレーション結果から、下側軸受半径 $R 2$ を決定する。本実施形態では、下側軸受半径 $R 2$ を、下側復元トルク $T R 1$ が0となる20mmに決定する(図5(c)参照)。次に、決定された下側軸受半径 $R 2$ に基づいて、ジンバル軸高さ h を決定する。下側軸受半径 $R 2$ が20mmの場合は、ジンバル軸高さ h は、3mmである(図5(a)参照)。次に、図6(a)を参照して、ジンバル軸高さ h が3mmであるときの上側軸受半径 $R 1$ を決定する。図6(a)から、ジンバル軸高さ h が3mmであるときの上側軸受半径 $R 1$ は、27mmであることがわかる。このようにして、上側軸受半径 $R 1$ が決定される。

10

【0092】

次に、図6(c)を参照して、上側軸受半径 $R 1$ が27mmのときの上側復元トルク $T R 2$ の値を確認する。図6(c)から、上側軸受半径 $R 1$ が27mmのときの上側復元トルク $T R 2$ の値は0よりも大きいことがわかる。

20

【0093】

本実施形態では、下側軸受半径 $R 2$ が20mmのときの拡大倍率 K は、1.0以下である。したがって、回転体摩擦力 $F \times y$ は、上側球面軸受52にさほど影響しないと考えられるので、上側復元トルク $T R 2$ が0よりも大きくても、下側軸受半径 $R 2$ を20mmに決定し、上側軸受半径 $R 1$ を27mmに決定することができる。

【0094】

しかしながら、上記シミュレーションでは、下側軸受摩擦係数 $C O F 2$ の値(=0.1)は想定値である。さらに、下側軸受半径 $R 2$ が20mmのときの下側復元トルク $T R 1$ は0である。そのため、下側軸受摩擦係数 $C O F 2$ が0.1よりも若干大きくなっただけで、上記安定条件式(1)が満たされなくおそれがある。すなわち、下側軸受摩擦係数 $C O F 2$ が0.1よりも若干大きくなっただけで、ドレッサー7に振動が発生するおそれがある。

30

【0095】

そこで、下側軸受摩擦係数 $C O F 2$ を0.2に設定して、シミュレーションを再度行った。図7(a)乃至図7(c)は下側軸受半径を決定するための別のシミュレーション結果を示すグラフであり、図7(a)乃至図7(c)に結果が示されるシミュレーションの条件は、図5(a)乃至図5(c)に結果が示されるシミュレーションとは、下側軸受摩擦係数を増加させた点のみが異なる。具体的には、図7(a)乃至図7(c)に結果が示されるシミュレーションにおける下側軸受摩擦係数 $C O F 2$ は、0.2に設定されており、下側軸受摩擦係数 $C O F 2$ 以外のシミュレーション条件は、図5(a)乃至図5(c)に結果が示されるシミュレーションと同一である。

40

【0096】

図7(c)に示すように、下側軸受摩擦係数 $C O F 2$ が0.2に設定されると、下側軸受摩擦トルク $T 2$ の値が、図5(c)に示す下側軸受摩擦トルク $T 2$ よりも大きくなることがわかる。また、下側復元トルク $T R 1$ が0となる下側軸受半径 $R 2$ は、24mmであり、下側軸受半径 $R 2$ が20mmに設定された場合は、上記安定条件式(1)が満たされなくなることがわかる。したがって、下側軸受摩擦係数 $C O F 2$ が0.2に設定されると、下側軸受半径 $R 2$ を20mmに決定できない。

【0097】

なお、図8(a)乃至図8(c)は、図7(a)乃至図7(c)に結果が示されるシミュレーションと同様の条件で行われた上側軸受半径を決定するためのシミュレーション結

50

果を示すグラフである。図 8 (a) 乃至図 8 (c) は、図 7 (a) 乃至図 7 (c) にそれぞれ対応するため、各図の縦軸および横軸の説明は省略する。

【 0 0 9 8 】

上述したように、下側軸受摩擦係数 $C O F 2$ が 0.2 に設定される場合は、下側軸受半径 $R 2$ を 20 mm に決定できないが、念のため、下側軸受半径 $R 2$ が 20 mm のときの上側復元トルク $T R 2$ を確認しておくことが好ましい。

【 0 0 9 9 】

上述したように、下側軸受半径 $R 2$ が 20 mm の場合は、ジンバル軸高さ h は 3 mm であり、このジンバル軸高さ $h (= 3 \text{ mm})$ に対応する上側軸受半径 $R 1$ は 27 mm である。図 8 (c) から、上側軸受半径 $R 1$ が 27 mm のときの上側復元トルク $T R 2$ が 0 よりも大きいことが確認できる。したがって、上側軸受半径 $R 1$ を 27 mm に決定できないことがわかる。

10

【 0 1 0 0 】

このように、下側軸受摩擦係数 $C O F 2$ が 0.2 に設定されると、下側軸受半径 $R 2$ を 20 mm に決定できない。そのため、下側軸受摩擦係数 $C O F$ が 0.2 であるときに、上記安定条件式 (1) を満たす下側軸受半径 $R 2$ を決定し直す必要がある。

【 0 1 0 1 】

図 9 (a) 乃至図 9 (c) は、図 7 (a) 乃至図 7 (c) に示されるグラフにおいて、下側復元トルク $T R 1$ が 0 となる下側軸受半径 $R 2$ を明示したグラフである。図 9 (c) に示すように、下側軸受半径 $R 2$ が 24 mm のときに、下側復元トルク $T R 1$ が 0 以下になる。したがって、下側軸受摩擦係数 $C O F 2$ を 0.2 と想定した場合、上記安定条件式 (1) を満たす下側軸受半径 $R 2$ は、 24 mm 以上であることがわかる。

20

【 0 1 0 2 】

また、図 9 (a) から、下側軸受半径 $R 2$ が 24 mm であるときに、ジンバル軸高さ h は 9.6 mm となり、拡大倍率 K は 1.0 以下であることがわかる。

【 0 1 0 3 】

図 10 (a) 乃至図 10 (c) は、図 8 (a) 乃至図 8 (c) に示されるグラフにおいて、下側軸受半径 $R 2$ が 24 mm であるときの上側軸受半径 $R 1$ を明示したグラフである。図 10 (a) に示すように、ジンバル軸高さ h が 9.6 mm であるときの上側軸受半径 $R 1$ は、 28 mm である。図 10 (c) に示すように、上側軸受半径 $R 1$ が 28 mm のときの上側復元トルク $T R 2$ は 0 であり、上記安定条件式 (4) も満たされることがわかる。

30

【 0 1 0 4 】

このように、上記安定条件式 (1) および (4) が同時に満たされるように下側軸受半径 $R 2$ と上側軸受半径 $R 1$ を決定することにより、ドレッサー (回転体) 7 の振動をより効果的に防止することができる。

【 0 1 0 5 】

図 11 (a) 乃至図 11 (c) は、下側軸受摩擦係数 $C O F 2$ を 0.1 に設定した以外は、図 9 (a) 乃至図 9 (c) に結果が示されるシミュレーションの条件と同一の条件で行われたシミュレーション結果を示すグラフである。図 12 (a) 乃至図 12 (c) は、図 11 (a) 乃至図 11 (c) に結果が示されるシミュレーションの条件と同様の条件で行われたシミュレーション結果を示すグラフである。

40

【 0 1 0 6 】

図 11 (a) 乃至図 11 (c) を参照すると、下側軸受半径 $R 2$ が 24 mm に決定された場合に、下側復元トルク $T R 1$ が 0 以下であり、拡大倍率 K が 1.0 以下であることがわかる。さらに、図 12 (a) 乃至図 12 (c) を参照すると、上側軸受半径 $R 1$ が 28 mm に決定された場合に、上側復元トルク $T R 2$ が 0 以下であることがわかる。したがって、下側軸受摩擦係数 $C O F 2$ を 0.1 に設定しても、上記安定条件式 (1) および (4) が満たされることがわかる。

【 0 1 0 7 】

このように、下側軸受半径 $R 2$ は、上記安定条件式 (1) を満たすように決定される。

50

このとき、拡大倍率 K を考慮して、下側軸受半径 R_2 を決定することが好ましい。さらに、拡大倍率 K が 1.0 を超えるときは、上側軸受半径 R_1 は、上記安定条件式(4)を満たすように決定されるのが好ましい。

【0108】

図13は、下側軸受半径 R_2 が 24 mm に設定され、上側軸受半径 R_1 が 28 mm に設定された連結機構50によって、ドレッサー7がドレッサーシャフト23に連結されている様子を示す模式図である。図14は、図13に示される連結機構50の拡大図である。

【0109】

図14に示す連結機構50を、図3に示す連結機構50と比較すると、図14に示す連結機構50の第1摺接部材53、第2摺接部材54、および第3摺接部材56の各形状は、図3に示す連結機構50の第1摺接部材53、第2摺接部材54、および第3摺接部材56の各形状と異なる。さらに、図14に示す連結機構50の回転中心 CP は、図3に示す連結機構50の回転中心 CP よりも下方に位置していることがわかる。このように、第1摺接部材53、第2摺接部材54、および第3摺接部材56の各形状を適切に設計することにより、上述したシミュレーションで決定された下側軸受半径 R_2 および上側軸受半径 R_1 を有する連結機構50を得ることができる。

10

【0110】

これまでドレッサー7をドレッサーシャフト23に連結する連結機構50の実施形態を説明してきたが、これら実施形態に係る連結機構50を用いて、研磨ヘッド5をヘッドシャフト14に連結してもよい。この場合も、上述した軸受半径決定方法を用いて、下側軸受半径 R_2 および上側軸受半径 R_1 を決定することができる。

20

【0111】

以上本発明の実施形態について説明したが、本発明は上記実施形態に限定されるものではなく、特許請求の範囲に記載された技術的思想の範囲内において種々の変形が可能である。

【符号の説明】

【0112】

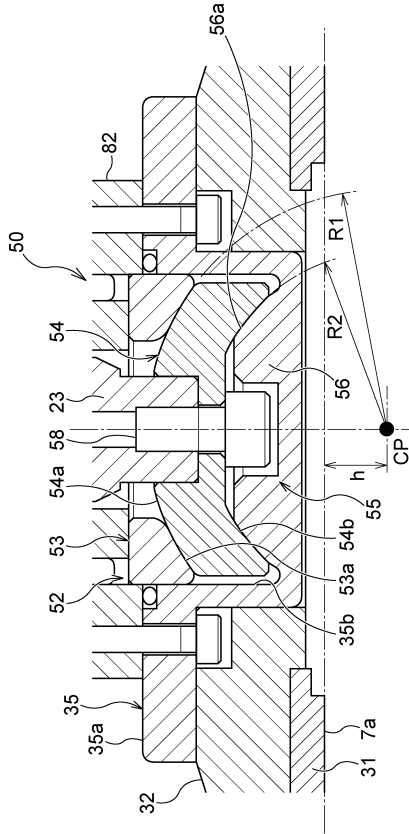
- 1 基板研磨装置
- 2 ドレッシング装置
- 3 研磨テーブル
- 3 a テーブル軸
- 5 研磨ヘッド(回転体)
- 6 研磨液供給ノズル
- 7 ドレッサー(回転体)
- 7 a ドレッシング面
- 10 研磨パッド
- 10 a 研磨面
- 14 ヘッドシャフト(駆動軸)
- 23 ドレッサーシャフト(駆動軸)
- 30 ディスクホルダ
- 31 ドレッサーディスク
- 32 ホルダ本体
- 33 孔
- 35 スリーブ
- 35 a スリーブフランジ
- 35 b 挿入凹部
- 50 連結機構
- 52 上側球面軸受
- 53 第1摺接部材
- 53 a 第1凹状接触面

30

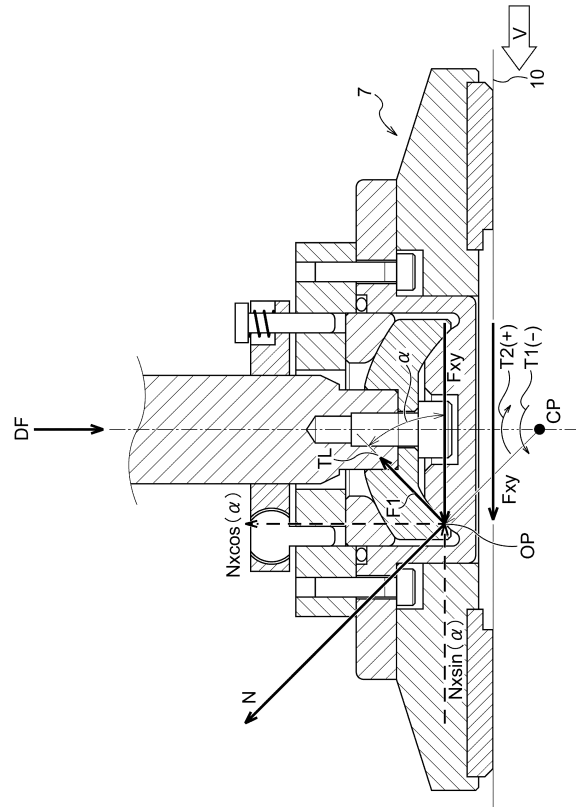
40

50

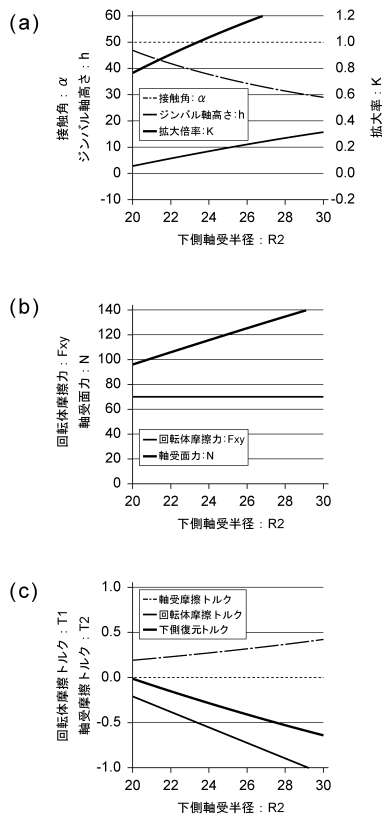
【 図 3 】



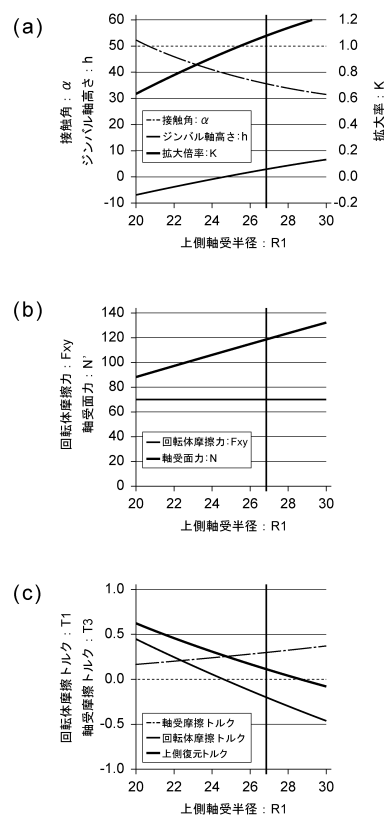
【 図 4 】



【 図 5 】



【 図 6 】



10

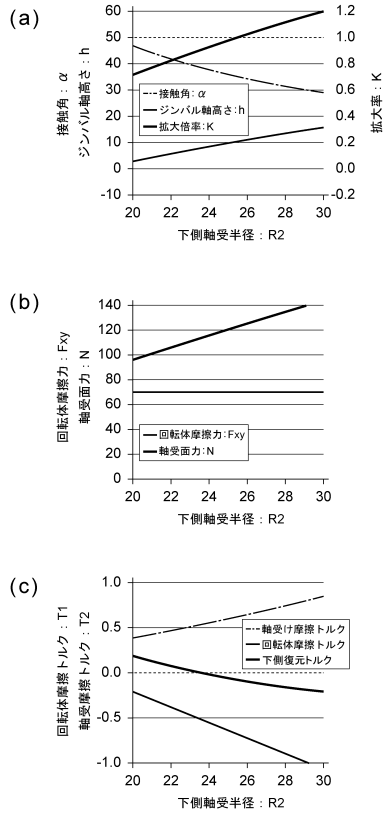
20

30

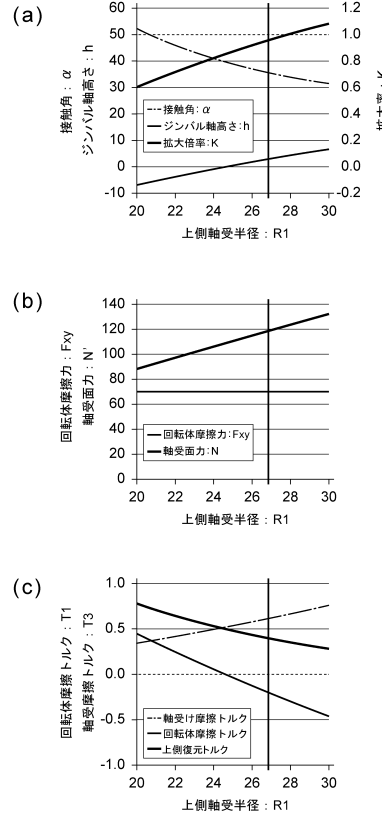
40

50

【図 7】



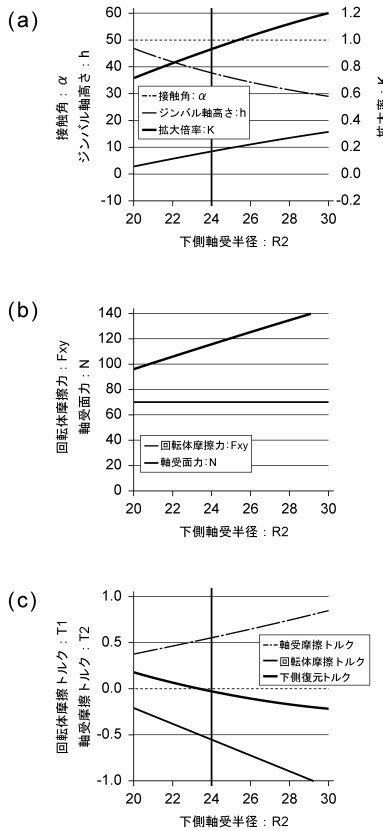
【図 8】



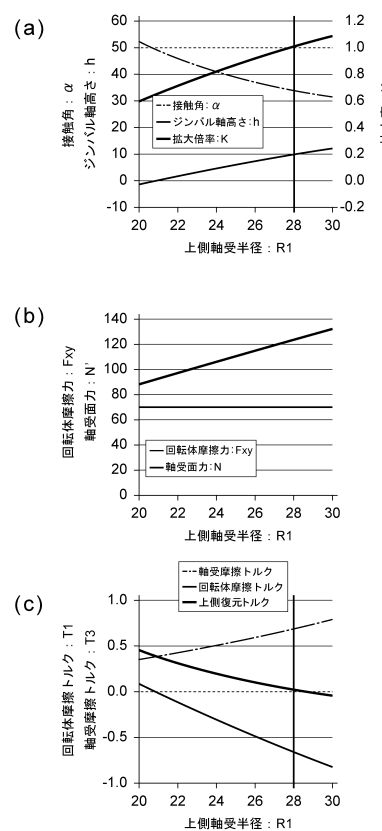
10

20

【図 9】



【図 10】

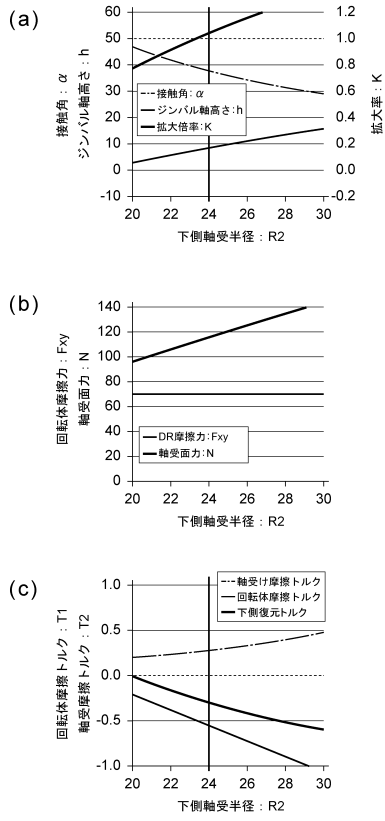


30

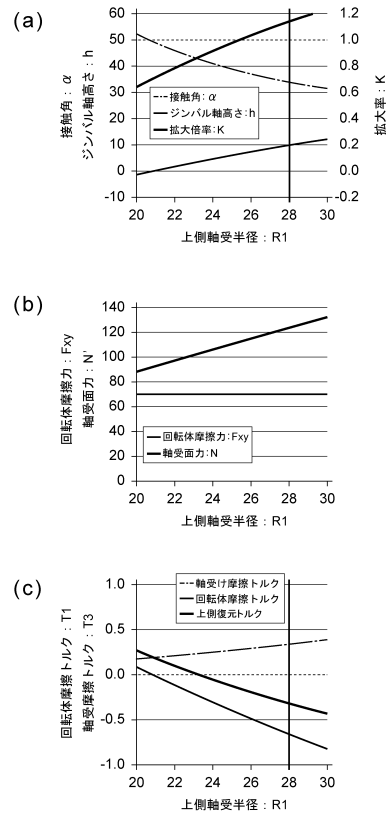
40

50

【図 1 1】



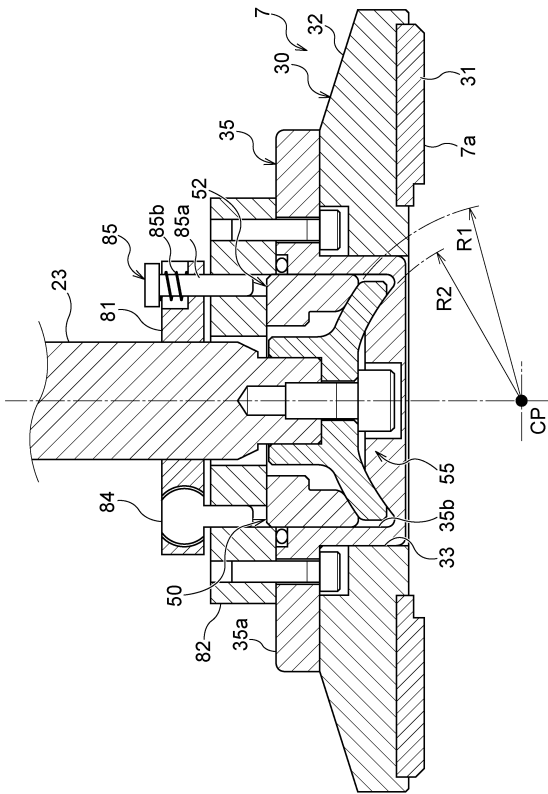
【図 1 2】



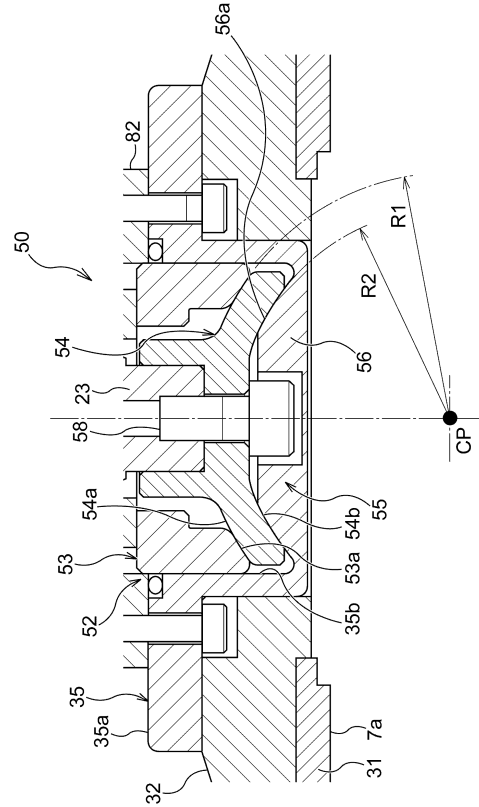
10

20

【図 1 3】



【図 1 4】



30

40

50

フロントページの続き

(51)国際特許分類

F I

H 0 1 L 21/304 6 2 2 M

(56)参考文献 特開 2 0 1 6 - 1 4 4 8 6 0 (J P , A)

(58)調査した分野 (Int.Cl., D B 名)

B 2 4 B 3 7 / 0 0 - 3 7 / 3 4

H 0 1 L 2 1 / 3 0 4

B 2 4 B 5 3 / 0 0 - 5 3 / 1 4