(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第6857258号
(P6857258)
(45)発行日　令和3年4月14日(2021.4.14)　(24)登録日　令和3年3月23日(2021.3.23)

(51)Int.Cl.　F I
A61B 17/29 (2006.01)　A61B 17/29

請求項の数 10　(全 16 頁)

(21)出願番号　特願2019-559422(P2019-559422)
(86)(22)出願日　平成29年12月11日(2017.12.11)
(86)国際出願番号　PCT/JP2017/044275
(87)国際公開番号　WO2019/116415
(87)国際公開日　令和1年6月20日(2019.6.20)
審査請求日　令和2年5月13日(2020.5.13)

(73)特許権者　000000376
オリンパス株式会社
東京都八王子市石川町２９５１番地
(74)代理人　100118913
弁理士　上田　邦生
(74)代理人　100142789
弁理士　柳　順一郎
(74)代理人　100163050
弁理士　小栗　眞由美
(74)代理人　100201466
弁理士　竹内　邦彦
(72)発明者　小林　雅之
東京都八王子市石川町２９５１番地　オリンパス株式会社内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】動力伝達機構および処置具

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
先端側から長手軸に沿って順に配列されたエンドエフェクタ、屈曲または湾曲可能な関節部、および動力を発生する動力発生部を備える処置具に設けられ、前記動力発生部から前記エンドエフェクタに前記動力を伝達する動力伝達機構であって、
前記関節部と前記動力発生部との間に配置され、該動力発生部から与えられた前記動力を伝達するとともに動力伝達効率を変更可能である動力調整部と、
前記関節部を通過して前記エンドエフェクタと前記動力調整部とを接続し、前記動力調整部から与えられた前記動力を前記エンドエフェクタに伝達する駆動部材とを備え、
前記動力調整部は、
前記動力を前記長手軸に沿う方向の回転軸回りの回転力を介して前記長手軸に沿う方向の直線力に変換するとともに、
前記関節部の屈曲または湾曲に伴う前記駆動部材の前記長手軸に沿う方向の変位によって、前記駆動部材の変位量が大きい程、前記動力伝達効率の増加量が大きくなるように、前記動力から前記直線力への変換効率を増大させる動力伝達機構。
【請求項２】
前記動力調整部は、該動力調整部の前記動力伝達効率が前記駆動部材の動力伝達効率の逆数と略等しくなるように、前記動力伝達効率を変化させる請求項１に記載の動力伝達機構。
【請求項３】

前記動力調整部は、前記回転力を前記直線力に変換する円筒カム機構であって、前記回転軸回りの螺旋状のカム溝が形成された円筒面と、前記カム溝内を移動するカムピンとを有し、前記円筒面および前記カムピンの一方が前記回転力によって前記回転軸回りに回転させられるとともに、前記円筒面および前記カムピンの他方が前記駆動部材に対して固定された円筒カム機構を備える請求項１または請求項２の動力伝達機構。

【請求項４】

前記円筒カム機構は、前記カムピンの位置における前記回転軸から前記円筒面までのカム半径が、前記関節部の屈曲または湾曲による前記駆動部材の前記変位量が大きい程、小さくなるように構成されている請求項３に記載の動力伝達機構。

【請求項５】

前記円筒カム機構は、前記カム溝の前記カムピンの位置における接線方向と、前記回転軸を中心とする円周の前記カムピンの位置における接線方向とが成すカム角度が、前記関節部の屈曲または湾曲による前記駆動部材の前記変位量が大きい程、小さくなるように構成されている請求項３または請求項４に記載の動力伝達機構。

【請求項６】

前記円筒カム機構は、前記カム溝の内面と前記カムピンの外面との間のカム摩擦係数が、前記関節部の屈曲または湾曲による前記駆動部材の前記変位量が大きい程、小さくなるように構成されている請求項３から請求項５のいずれかに記載の動力伝達機構。

【請求項７】

前記動力調整部が、前記動力発生部と前記円筒カム機構との間に配置され、前記動力発生部が発生した前記回転軸に沿う方向の前記動力を前記回転力に変換する動力方向変換機構を備える請求項３から請求項６のいずれかに記載の動力伝達機構。

【請求項８】

前記動力方向変換機構が、前記動力を前記回転力に変換するもう１つの円筒カム機構である請求項７に記載の動力伝達機構。

【請求項９】

前記動力調整部は、該動力調整部の前記動力伝達効率が前記駆動部材の動力伝達効率の逆数と略等しくなるように、前記円筒カム機構および前記もう１つの円筒カム機構のカム半径、カム角度、カム摩擦係数のうち、少なくとも１つを変化させる請求項８に記載の動力伝達機構。

【請求項１０】

先端側から長手軸に沿って順に配列されたエンドエフェクタ、屈曲または湾曲可能な関節部、および動力を発生する動力発生部と、

該動力発生部から前記エンドエフェクタに前記動力を伝達する請求項１から請求項９のいずれかに記載の動力伝達機構とを備える処置具。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【０００１】

本発明は、動力伝達機構および処置具に関するものである。

【背景技術】

【０００２】

従来、先端に設けられたエンドエフェクタと、基端に設けられた操作部とを備え、操作者によって操作部に与えられた動力をエンドエフェクタに伝達して該エンドエフェクタに開閉のような動作を行わせる処置具が知られている（例えば、特許文献１，２参照。）。操作部からエンドエフェクタに動力を伝達する動力伝達部材として、特許文献１ではケーブルを使用し、特許文献２ではスライダ部を使用している。

【先行技術文献】

【特許文献】

【０００３】

【特許文献１】特開２０１３－２４０６１２号公報

【特許文献２】特開２００９－２６１９１１号公報
【発明の概要】
【発明が解決しようとする課題】
【０００４】
しかしながら、エンドエフェクタの基端側に屈曲関節が設けられている構成において、屈曲関節が屈曲したときに、動力伝達部材と周辺部材との間の摩擦が増大して動力伝達部材を伝達する動力に損失が生じる。そのため、操作部に与えられた操作力量に対してエンドエフェクタに伝達される動力の大きさが一定にならないという不都合がある。例えば、エンドエフェクタが把持鉗子である場合には、屈曲関節の屈曲角度が大きい程、操作部に与えられる操作力量に対して把持鉗子の把持力が低下する。屈曲関節に限らず、円弧状に湾曲可能な湾曲部や可撓性を有する軟性部を備える処置具においても、湾曲部または軟性部の湾曲に伴い、動力伝達部材において動力の損失が生じる。
【０００５】
本発明は、上述した事情に鑑みてなされたものであって、関節部の屈曲または湾曲に依らずに一定の効率で動力をエンドエフェクタへ伝達することができる動力伝達機構および処置具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】
【０００６】
上記目的を達成するため、本発明は以下の手段を提供する。
本発明の一態様は、先端側から長手軸に沿って順に配列されたエンドエフェクタ、屈曲または湾曲可能な関節部、および動力を発生する動力発生部を備える処置具に設けられ、前記動力発生部から前記エンドエフェクタに前記動力を伝達する動力伝達機構であって、前記関節部と前記動力発生部との間に配置され、該動力発生部から与えられた前記動力を伝達するとともに動力伝達効率を変更可能である動力調整部と、前記関節部を通過して前記エンドエフェクタと前記動力調整部とを接続し、前記動力調整部から与えられた前記動力を前記エンドエフェクタに伝達する駆動部材とを備え、前記動力調整部は、前記動力を前記長手軸に沿う方向の回転軸回りの回転力を介して前記長手軸に沿う方向の直線力に変換するとともに、前記関節部の屈曲または湾曲に伴う前記駆動部材の前記長手軸に沿う方向の変位によって、前記駆動部材の変位量が大きい程、前記動力伝達効率の増加量が大きくなるように、前記動力から前記直線力への変換効率を増大させる動力伝達機構である。
【０００７】
本発明の一態様によれば、動力発生部から動力調整部に入力された動力は、動力調整部によって回転力を介して長手軸に沿う方向の直線力に変換され、直線力が動力調整部から駆動部材を介してエンドエフェクタに伝達されることで、エンドエフェクタに機械的動作を行わせることができる。
この場合に、関節部が屈曲または湾曲したときに、関節部を跨いで配置されている駆動部材も屈曲または湾曲することで、駆動部材には、処置具の長手軸に沿う方向の変位が生じるとともに、動力伝達効率の低下が生じる。そして、駆動部材の変位に応答して、駆動部材の変位が大きい程、動力調整部の動力伝達効率が大きくなるように、動力調整部による動力から直線力への変換効率が増大する。
【０００８】
関節部の屈曲または湾曲の角度が大きい程、駆動部材の変位量および動力伝達効率の低下量は共に大きくなる。したがって、駆動部材の変位量に従って動力調整部の動力伝達効率の増加量を増大させることで、駆動部材の動力伝達効率の低下を動力調整部の動力伝達効率の増大によって良好に補うことができる。これにより、関節部の屈曲または湾曲に依らずに一定の効率で動力をエンドエフェクタへ伝達することができる。
【０００９】
上記態様においては、前記動力調整部は、該動力調整部の前記動力伝達効率が前記駆動部材の動力伝達効率の逆数と略等しくなるように、前記動力伝達効率を変化させてもよい。

動力伝達機構全体の動力伝達効率は、動力調整部の動力伝達効率と駆動部材の動力伝達効率との積として表される。したがって、動力調整部の動力伝達効率が、関節部の屈曲または湾曲によって低下した駆動部材の動力伝達効率の逆数に略等しくなるように増大することで、動力伝達機構全体の動力伝達効率を、関節部の屈曲または湾曲の角度に依らずにさらに正確に一定とすることができる。

【００１０】

上記態様においては、前記動力調整部は、前記回転力を前記直線力に変換する円筒カム機構であって、前記回転軸回りの螺旋状のカム溝が形成された円筒面と、前記カム溝内を移動するカムピンとを有し、前記円筒面および前記カムピンの一方が前記回転力によって前記回転軸回りに回転させられるとともに、前記円筒面および前記カムピンの他方が前記駆動部材に対して固定された円筒カム機構を備えていてもよい。

このようにすることで、簡便な構成で回転力を直線力に変換することができる。

【００１１】

上記態様においては、前記円筒カム機構は、前記カムピンの位置における前記回転軸から前記円筒面までのカム半径が、前記関節部の屈曲または湾曲による前記駆動部材の前記変位量が大きい程、小さくなるように構成されていてもよい。

円筒カム機構の回転力から直線力への動力変換効率は、カム半径が小さい程、大きくなる。したがって、駆動部材の変位によってカム半径が小さくなるように円筒カム機構の円筒面を形成することで、円筒カムの変換効率を増大させることができる。また、カム半径の設計の自由度は高く、所望のカム半径を実現するための設計が容易である。

【００１２】

上記態様においては、前記円筒カム機構は、前記カム溝の前記カムピンの位置における接線方向と、前記回転軸を中心とする円周の前記カムピンの位置における接線方向とが成すカム角度が、前記関節部の屈曲または湾曲による前記駆動部材の前記変位量が大きい程、小さくなるように構成されていてもよい。

円筒カム機構の回転力から直線力への動力変換効率は、カム角度が小さい程、大きくなる。したがって、駆動部材の変位によってカム角度が小さくなるように円筒カム機構のカム溝を形成することで、円筒カムの変換効率を増大させることができる。また、カム溝の設計の自由度は高く、所望のカム角度を実現するための設計が容易である。

【００１３】

上記態様においては、前記円筒カム機構は、前記カム溝の内面と前記カムピンの外面との間のカム摩擦係数が、前記関節部の屈曲または湾曲による前記駆動部材の前記変位量が大きい程、小さくなるように構成されていてもよい。

円筒カム機構の回転力から直線力への動力変換効率は、カム摩擦係数が小さい程、大きくなる。したがって、駆動部材の変位によってカム摩擦係数が小さくなるように円筒カム機構のカム溝の内面を形成することで、円筒カムの変換効率を増大させることができる。また、カム摩擦係数の設計の自由度は高く、所望のカム摩擦係数を実現するための設計が容易である。

【００１４】

上記態様においては、前記動力調整部が、前記動力発生部と前記円筒カム機構との間に配置され、前記動力発生部が発生した前記回転軸に沿う方向の前記動力を前記回転力に変換する動力方向変換機を構えていてもよい。

このようにすることで、動力として長手軸に沿う方向の直線力を発生する動力発生部と好適に組み合わせることができる。

【００１５】

上記態様においては、前記動力方向変換機構が、前記動力を前記回転力に変換するもう１つの円筒カム機構であってもよい。

このようにすることで、簡便な構成で直線力を回転力に変換することができる。

【００１６】

上記態様においては、前記動力調整部は、該動力調整部の前記動力伝達効率が前記駆動

部材の動力伝達効率の逆数と略等しくなるように、前記円筒カム機構および前記もう１つの円筒カム機構のカム半径、カム角度、カム摩擦係数のうち、少なくとも１つを変化させてもよい。

このように、２つの円筒カム機構のカム半径、カム角度およびカム摩擦係数の少なくとも１つを変化させることで、簡易な設計で動力調整部の動力伝達効率を増大させることができる。

【００１７】

本発明の他の態様は、先端側から長手軸に沿って順に配列されたエンドエフェクタ、屈曲または湾曲可能な関節部、および動力を発生する動力発生部と、該動力発生部から前記エンドエフェクタに前記動力を伝達する上記いずれかに記載の動力伝達機構とを備える処置具である。

【発明の効果】

【００１８】

本発明によれば、関節部の屈曲または湾曲に依らずに一定の効率で動力をエンドエフェクタへ伝達することができるという効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【００１９】

【図１】本発明の一実施形態に係る処置具の全体構成図である。

【図２】図１の処置具の動力伝達機構における円筒カム機構を模式的に示す図である。

【図３Ａ】図２の円筒カム機構の構成例を示す図である。

【図３Ｂ】図２の円筒カム機構の他の構成例を示す図である。

【図４】図１の処置具の動力伝達機構の構成図であり、関節部が屈曲していない状態（上段）と関節部が屈曲している状態（下段）との間での動力伝達機構の動作を説明する図である。

【図５】関節部の屈曲角度と第１の駆動部材の変位量との関係を示すグラフである。

【図６】関節部の屈曲角度と、第１の駆動部材の動力伝達効率、円筒カム機構の動力変換効率および動力伝達機構全体の動力伝達効率との関係を示すグラフである。

【図７】円筒カム機構の円筒面の展開図の一例であり、カム角度を説明する図である。

【図８】円筒カム機構の円筒面の側面図であり、カム半径を説明する図である。

【図９】円筒カム機構の変形例における円筒面の側面図である。

【図１０】円筒カム機構の他の変形例における円筒面の展開図である。

【図１１】図１の処置具の変形例の全体構成図である。

【図１２】図１１の処置具の動力伝達機構における２つの円筒カム機構を模式的に示す図である。

【図１３Ａ】図１２の２つの円筒カム機構の構成例を示す図である。

【図１３Ｂ】図１２の２つの円筒カム機構の他の構成例を示す図である。

【図１３Ｃ】図１２の２つの円筒カム機構の他の構成例を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【００２０】

本発明の一実施形態に係る動力伝達機構１および処置具２について、図面を参照して以下に説明する。

本実施形態に係る処置具２は、図１に示されるように、先端側から長手軸Ａに沿って順に配置された、エンドエフェクタ３と、長手軸Ａに直交する屈曲軸Ｂ回りに屈曲可能な関節部４と、体内に挿入可能であり長手軸Ａに沿って延びる細長い挿入部５と、エンドエフェクタ３を駆動するための動力を発生する動力発生部６とを備えている。

また、処置具２は、関節部４および挿入部５内を通ってエンドエフェクタ３と動力発生部６とを接続し、動力発生部６からエンドエフェクタ３に動力を伝達する動力伝達機構１を備えている。

【００２１】

エンドエフェクタ３は、相互に開閉可能な一対の把持片を有する把持鉗子であり、関節

部４の屈曲によって屈曲軸Ｂ回りに揺動可能になっている。エンドエフェクタ３は、動力伝達機構１から伝達される先端側に向かう押圧力によって閉じ、動力伝達機構１から伝達される基端側に向かう牽引力によって開くように構成されている。したがって、エンドエフェクタ３が発生する把持力の大きさは、動力伝達機構１からの押圧力によって制御される。

【００２２】

なお、エンドエフェクタ３は把持鉗子に限定されるものではなく、動力に従って機械的な動作を行う他の種類のエンドエフェクタ（例えば、ナイフ）を採用してもよい。あるいは、動力伝達機構１からの動力によってエンドエフェクタ３に設けられる関節部が駆動されるように構成されていてもよい。

【００２３】

挿入部５の基端には、操作者が把持するための操作部７が接続され、動力発生部６は操作部７の内部に設けられている。操作部７には、操作者によって手動操作されるエンドエフェクタ３の開閉操作用のハンドル７ａと、操作者によって手動操作される関節部４の屈曲操作用のもう１つのハンドル（図示略）とが設けられている。

【００２４】

動力発生部６は、操作者の操作によってハンドル７ａに与えられた操作力から、長手軸Ａに沿う回転軸Ｃ回りの回転トルク（回転力）Ｔを動力として発生させ、回転トルクＴを動力伝達機構１の第２の駆動部材１２（後述）に伝達するように構成されている。動力発生部６は、ハンドル７ａがエンドエフェクタ３の閉方向に操作されたときとエンドエフェクタ３の開方向に操作されたときとで、相互に逆方向の回転トルクＴを発生させる。ハンドル７ａとしては、例えば、レバー式や回転式等の、任意の形態のハンドルを採用することができる。動力発生部６は、ハンドル７ａの形態に応じて設計され、例えば、ハンドル７ａの揺動運動を回転運動に変換する少なくとも１つのギアから構成される。

【００２５】

動力伝達機構１は、長手軸Ａに沿って配置されエンドエフェクタ３に接続された第１の駆動部材１１と、動力発生部６に接続され動力発生部６から与えられた回転トルクＴによって回転軸Ｃ回りに回転可能な第２の駆動部材１２と、第１の駆動部材１１と第２の駆動部材１２とを連結し、第２の駆動部材１２に与えられた回転トルクＴを長手軸Ａに沿う方向の直線力Ｆに変換して第１の駆動部材１１に伝達するとともに回転トルクＴから直線力Ｆへの動力変換効率を変更可能である円筒カム機構（動力調整部）１３とを備えている。

【００２６】

第１の駆動部材１１は、関節部４を通過してエンドエフェクタ３から挿入部５まで長手軸Ａに沿って延びる長尺の部材からなり、第１の駆動部材１１の先端部がエンドエフェクタ３に接続されている。第１の駆動部材１１は、動力を長手方向に高い効率で伝達可能でありつつ、関節部４において屈曲または湾曲可能に構成されている。例えば、第１の駆動部材１１は、互いに揺動可能に連結された複数のリンク、または可撓性を有するワイヤからなる。第１の駆動部材１１が先端側に前進することで、エンドエフェクタ３を閉じさせるための押圧力（動力）をエンドエフェクタ３に与え、第１の駆動部材１１が基端側へ後退することでエンドエフェクタ３を開かせるための牽引力（動力）をエンドエフェクタ３に与えるようになっている。

【００２７】

第２の駆動部材１２は、長手軸Ａに沿って配置された柱状または筒状の部材からなり、第２の駆動部材１２の基端部が動力発生部６に接続されている。第２の駆動部材１２は、その中心軸である回転軸Ｃ回りに回転可能に、かつ、長手方向に移動することができないように、操作部７内で支持されている。第２の駆動部材１２は、動力発生部６から基端部に与えられた回転トルクＴを損失無く先端部まで伝達することができるように剛体から構成されている。

【００２８】

円筒カム機構１３は、図２に示されるように、回転軸Ｃ回りの螺旋状のカム溝１５が形

成されるとともに第２の駆動部材１２と一体的に回転軸Ｃ回りに回転する円筒面１４と、第１の駆動部材１１の基端部に固定され、カム溝１５内に該カム溝１５の延伸方向に移動可能に挿入されるカムピン１６とを備えている。

【００２９】

動力発生部６から加えられた回転トルクＴによって第２の駆動部材１２が回転したときに、カムピン１６に対して螺旋状のカム溝１５が回転軸Ｃ回りに回転することでカムピン１６は長手軸Ａに沿う方向に直線運動し、カムピン１６を介して第１の駆動部材１１の基端部に長手軸Ａに沿う方向の直線運動が加えられる。カム溝１５は、ハンドル７ａがエンドエフェクタ３の閉方向に操作されたときの回転運動を先端側へ向かう直線運動（すなわち、押圧力）に変換し、ハンドル７ａがエンドエフェクタ３の開方向に操作されたときの回転運動を基端側へ向かう直線運動（すなわち、牽引力）に変換するように、形成されている。

【００３０】

図３Ａは、円筒カム機構１３の構成例を示している。図３Ａの例において、円筒面１４は、第２の駆動部材１２の先端部の外面からなる。第１の駆動部材１１の基端面には、長手軸Ａに沿って延びる穴１１ａが形成され、第２の駆動部材１２の先端部は穴１１ａ内に嵌合している。カムピン１６は、第１の駆動部材１１の基端部に固定され、穴１１ａの内面から径方向内方に突出している。

【００３１】

図３Ｂに示されるように、円筒面１４およびカム溝１５が第１の駆動部材１１に対して固定され、カムピン１６が第２の駆動部材１２と共に回転トルクＴによって回転させられるように構成されていてもよい。

図３Ｂの例において、円筒面１４は、第１の駆動部材１１の基端部の外面からなる。第２の駆動部材１２の先端面には、長手軸Ａに沿って延びる穴１２ａが形成され、第１の駆動部材１１の基端部は穴１２ａ内に嵌合している。カムピン１６は、第２の駆動部材１２の先端部に固定され、穴１２ａの内面から径方向内方に突出している。

【００３２】

また、図３Ａおよび図３Ｂの例では、２つの駆動部材１１，１２の内、径方向内側の部材に円筒面１４およびカム溝１５が設けられ、径方向外側の部材にカムピン１６が設けられているが、これに代えて、径方向内側の部材にカムピン１６が設けられ、径方向外側の部材に円筒面１４およびカム溝１５が設けられていてもよい。

【００３３】

次に、関節部４が屈曲軸Ｂ回りに屈曲したときの第１の駆動部材１１および円筒カム機構１３の動作、第１の駆動部材１１の動力伝達効率、ならびに円筒カム機構１３の動力変換効率について説明する。

図４において、上段は、関節部４が屈曲していない状態（エンドエフェクタ３と挿入部５が直線上に一列に配置されている状態）を示し、下段は、関節部４が屈曲した状態を示している。エンドエフェクタ３が閉じ、かつ、関節部４が屈曲していない状態での第１の駆動部材１１の位置を初期位置と定義する。

【００３４】

関節部４が屈曲軸Ｂ回りに屈曲したときに、図４に示されるように、第１の駆動部材１１が配置される経路の長さが変化し、第１の駆動部材１１が初期位置から基端側に変位する。このときに、第１の駆動部材１１の基端部に固定されているカムピン１６も、第２の駆動部材１２を回転させながら基端側へ変位する。第１の駆動部材１１およびカムピン１６の初期位置からの変位量ｄは、図５に示されるように、関節部４の屈曲角度が大きい程、大きくなる。

【００３５】

図６は、関節部４の屈曲角度の変化に対する、第１の駆動部材１１の動力伝達効率、円筒カム機構１３の動力変換効率、および動力伝達機構１全体の動力伝達効率の変化を示している。図６に示されるように、関節部４が屈曲した状態においては、関節部４と共に屈

曲（または湾曲）した第１の駆動部材１１と周辺部材との間の接触が増えて第１の駆動部材１１と周辺部材との間の摩擦が増大することにより、第１の駆動部材１１の動力伝達効率が低下する。第１の駆動部材１１が複数のリンクから構成されている場合には、リンク間の角度に応じた動力伝達効率の低下もさらに生じる。関節部４の屈曲角度が大きい程、第１の駆動部材１１の動力伝達効率の低下量も大きくなる。

【００３６】

一方、動力発生部６から第２の駆動部材１２の基端部に加えられる回転トルクＴの大きさと、円筒カム機構１３から第１の駆動部材１１の基端部に加えられる直線力Ｆとの関係は、下式（１）で表される。

【００３７】

【数１】

$$F = \frac{1-\mu \tan\theta}{\tan\theta+\mu} \cdot \frac{1}{R} \cdot T \qquad (1)$$

【００３８】

式（１）における回転トルクＴの係数α（＝｛（１－μｔａｎθ）／（ｔａｎθ＋μ）｝×１／Ｒ）は、円筒カム機構１３による回転トルクＴから直線力Ｆへの動力変換効率（すなわち、第２の駆動部材１２から第１の駆動部材１１への動力伝達効率）を表している。円筒カム機構１３の動力変換効率αは、カム角度θ、カム半径Ｒおよびカム摩擦係数μに依存する。

【００３９】

図７は、回転軸Ｃに沿う方向に切断した円筒面１４の展開図である。図７において、縦方向が、円筒面１４の周方向に対応し、横方向が、円筒面１４の回転軸Ｃに平行な方向に対応する。図７に示されるように、展開図においてカム溝１５は曲線状であり、カム溝１５の接線の傾きは、カム溝１５の一端から他端に向かって漸次変化している。カム角度θは、２つの接線Ｔ１，Ｔ２が成す角度（０°＜θ＜９０°）である。接線Ｔ１は、カムピン１６の位置におけるカム溝１５の接線である。接線Ｔ２は、回転軸Ｃを中心としカムピン１６を通る円周のカムピン１６の位置における接線であり、展開図においてカムピン１６の位置を通る縦方向の線である。

【００４０】

図８は、第２の駆動部材１２の先端部の円筒面１４の側面図を示している。図８に示されるように、カム半径Ｒは、カムピン１６の位置における円筒面１４の半径である。

カム摩擦係数μは、カム溝１５の内面とカムピン１６の外面との間の摩擦係数である。

【００４１】

式（１）から分かるように、円筒カム機構１３の動力変換効率αは、カム角度θ、カム半径Ｒおよびカム摩擦係数μが小さくなるにつれて増大する。このような動力変換効率αと、カム角度θ、カム半径Ｒおよびカム摩擦係数μとの関係に基づき、円筒カム機構１３は、関節部４の屈曲によるカムピン１６の変位によって動力変換効率αが増大するように、かつ、カムピン１６の変位量ｄが大きい程、動力変換効率αの増加量が大きくなるように、構成されている。

【００４２】

具体的には、第１の駆動部材１１が初期位置に配置されているとき、カムピン１６はカム溝１５内の所定の基準位置に配置される。関節部４の屈曲によってカムピン１６が基準位置から変位しているときのカム角度θ_dが、カムピン１６が基準位置に配置されているときのカム角度θ_0よりも小さくなるように、かつ、カムピン１６の基端側への変位量ｄが大きい程、カム角度θ_dが小さくなるように、カム溝１５の曲線形状が設計されている。

また、カム溝１５内のカムピン１６の位置に関わらず、カム半径Ｒおよびカム摩擦係数μが一定となるように、円筒面１４およびカム溝１５が形成されている。

【００４３】

さらに、関節部４のいずれの屈曲角度においても円筒カム機構１３の動力変換効率αが第１の駆動部材１１の動力伝達効率の逆数と略等しくなるように、円筒カム機構１３の動力変換効率αの増加量は、第１の駆動部材１１の動力伝達効率の低下量を考量して設計されている。動力伝達機構１全体の動力伝達効率は、第１の駆動部材１１の動力伝達効率と円筒カム機構１３の動力変換効率αとの積として表される。したがって、図６に示されるように、動力伝達機構１全体での動力伝達効率が、関節部４の屈曲角度に依らずに一定に維持されるようになっている。

【００４４】

次に、このように構成された動力伝達機構１および処置具２の作用について説明する。

本実施形態に係る処置具２を用いて患部の処置を行うためには、挿入部５を体内に挿入して先端のエンドエフェクタ３を患部の近傍に配置し、操作部７の屈曲操作用のハンドルを操作して関節部４を屈曲させることにより患部に対するエンドエフェクタ３の姿勢を調節する。

【００４５】

次に、ハンドル７ａを開方向に操作してエンドエフェクタ３を開き、一対の把持片の間に患部を配置し、ハンドル７ａを閉方向に操作してエンドエフェクタ３を閉じることによって、患部を把持する。このときに、ハンドル７ａに与えられた閉方向の操作力量に相当する回転トルクＴが動力発生部６から第２の駆動部材１２に入力され、円筒カム機構１３によって回転トルクＴが直線力Ｆに変換され、直線力Ｆが第１の駆動部材１１からエンドエフェクタ３に伝達される。これにより、ハンドル７ａに加えられた操作力量に相当する大きさの把持力でエンドエフェクタ３は患部を把持する。

【００４６】

この場合に、図６に示されるように、関節部４が屈曲した状態においては第１の駆動部材１１の動力伝達効率が低下し、関節部４の屈曲角度が大きい程、第１の駆動部材１１の動力伝達効率の低下量も大きくなる。その一方で、関節部４が屈曲した状態においては、カムピン１６の基準位置からの変位によって円筒カム機構１３のカム角度θが小さくなることで、円筒カム機構１３による動力変換効率αが増大する。関節部４の屈曲角度が大きい程、カム角度θは小さくなり、円筒カム機構１３の動力変換効率αの増加量は大きくなる。

【００４７】

このように、関節部４の屈曲に伴う第１の駆動部材１１の動力伝達効率の低下が円筒カム機構１３の動力変換効率αの増大によって補われることで、動力伝達機構１全体の動力伝達効率は、関節部４の屈曲角度に依らずに一定となる。すなわち、関節部４の屈曲角度に関わらず、ハンドル７ａに与えられる操作力量とエンドエフェクタ３の把持力との間の関係が一定に維持される。したがって、操作者は、ハンドル７ａに与える操作力量によって把持力を正確に制御することができるという利点がある。

また、円筒カム機構１３のカム角度θ、カム半径Ｒおよびカム摩擦係数μは、相互に独立に設計可能であるとともに、それぞれ設計の自由度が高い。したがって、所望のカム角度θを実現するための設計が容易であるという利点がある。

【００４８】

本実施形態においては、エンドエフェクタ３が、押圧力によって閉じ、牽引力によって開くこととしたが、これに代えて、エンドエフェクタ３が、牽引力によって閉じ、押圧力によって開くように構成され、エンドエフェクタ３が発生する把持力の大きさが、動力伝達機構１からの牽引力によって制御されるように構成されていてもよい。

この場合には、動力調整部１３は、ハンドル７ａが閉方向に操作されたときの動力発生部６からの回転トルクＴを牽引力Ｆに変換するように構成される。このような変換は、例えば図２を参照すると、カム溝１５を、回転軸Ｃに対して、図２の示される方向とは反対

方向に傾斜させることによって実現される。

【００４９】

本実施形態においては、関節部４の屈曲による第１の駆動部材１１の変位によってカム角度θが小さくなることとしたが、これに代えて、カム半径Ｒが小さくなってもよい。

カムピン１６は、関節部４の屈曲によって変位した状態において、カム溝１５の内面に接触する。このときのカムピン１６とカム溝１５の内面との接点の回転軸Ｃからの距離、すなわちカム半径Ｒに応じて、回転トルクＴから直線力Ｆへの変換効率が変化する。

【００５０】

関節部４の屈曲によるカムピン１６の移動方向にカム半径Ｒが漸次小さくなるように、円筒面１４の曲率半径が設計される。これにより、図９に示されるように、関節部４の屈曲によってカムピン１６が基準位置から変位しているときのカム半径R_dが、カムピン１６が基準位置に配置されているときのカム半径R_0よりも小さくなるように、かつ、カムピン１６の基端側への変位量ｄが大きい程、カム半径R_dが小さくなるように、カム半径Ｒを変化させることができる。

【００５１】

あるいは、カム角度θに代えて、カム摩擦係数μが小さくなってもよい。

具体的には、カム摩擦係数μは、関節部４の屈曲によるカムピン１６の移動方向に漸次小さくなるように設計される。これにより、図１０に示されるように、関節部４の屈曲によってカムピン１６が基準位置から変位しているときのカム摩擦係数μ_dが、カムピン１６が基準位置に配置されているときのカム摩擦係数μ_0よりも小さくなるように、かつ、カムピン１６の基端側への変位量ｄが大きい程、カム摩擦係数μ_dが小さくなるように、カム摩擦係数μを変化させることができる。

【００５２】

カム角度θ、カム半径Ｒおよびカム摩擦係数μの３つのパラメータのうち２つ以上が関節部４の屈曲によって同時に変化するように円筒カム機構１３が構成されていてもよい。

この場合、２つ以上のパラメータの全てが関節部４の屈曲によって小さくなることは必ずしも必要でなく、下式（２）が成立するように２つ以上のパラメータが変化すればよい。例えば、２つのパラメータのうち、一方が関節部４の屈曲によって低下し、他方が関節部４の屈曲によって増加するように構成されていてもよい。

【００５３】

【数２】

$$\frac{1-\mu_0 \tan\theta_0}{\tan\theta_0+\mu_0}\cdot\frac{1}{R_0}<\frac{1-\mu_d \tan\theta_d}{\tan\theta_d+\mu_d}\cdot\frac{1}{R_d} \qquad (2)$$

【００５４】

本実施形態においては、動力発生部６が回転トルクＴを動力として発生させ、単一の円筒カム機構１３によって回転トルクＴを直線力Ｆに変換することとしたが、これに代えて、動力発生部６が、直線力を動力として発生させてもよい。

図１１は、直線力を発生させる動力発生部６の一例を示している。この例において、動力発生部６は、ハンドル７ａの揺動によって伸縮することで直線力Ｆｉｎを発生するバネを備えている。動力発生部６が直線力Ｆｉｎを発生させる場合、直線力Ｆｉｎを回転トルクＴに変換する動力方向変換機構（動力調整部）がさらに設けられる。動力方向変換機構は、例えば、ギアまたは円筒カム機構からなる。

【００５５】

図１２には、動力方向変換機構の一例として、円筒カム機構（第１の円筒カム機構）１３とは別のもう１つの円筒カム機構（動力調整部、第２の円筒カム機構）２３の構成を示している。

第１の駆動部材１１と第２の駆動部材１２との間に回転軸Ｃ回りに回転可能な回転部材１７が配置され、第１の駆動部材１１と回転部材１７とが第１の円筒カム機構１３によって連結され、回転部材１７と第２の駆動部材１２とが第２の円筒カム機構２３によって連結されている。

【００５６】

第１の円筒カム機構１３は、回転部材１７の先端部の円筒状の外面からなりカム溝１５が形成された円筒面１４と、第１の駆動部材１１に固定されたカムピン１６とを備える。

第２の円筒カム機構２３は、回転部材１７の基端部の円筒状の外面からなり回転軸Ｃ回りの螺旋状のカム溝２５が形成された円筒面２４と、第２の駆動部材１２に固定されカム溝２５内に移動可能に挿入されたカムピン２６とを備える。

【００５７】

動力発生部６から第２の駆動部材１２に加えられた直線力Ｆｉｎは、第２の円筒カム機構２３によって回転トルクＴに変換され、続いて、回転トルクＴが第１の円筒カム機構１３によって直線力Ｆｏｕｔに変換される。

このようなダブル円筒カム方式において、動力発生部６から第２の駆動部材１２に加えられる直線力Ｆｉｎの大きさと、第１の円筒カム機構１３から第１の駆動部材１１の基端部に加える直線力Ｆｏｕｔの大きさとの関係は、下式（３）で表される。

【００５８】

【数３】

$$F_{out}=\frac{(tan\theta_2-\mu_2)(1-\mu_1 tan\theta_1)}{(tan\theta_1-\mu_1)(1-\mu_2 tan\theta_2)}\cdot\frac{R_2}{R_1}\cdot F_{in} \qquad (3)$$

【００５９】

式（３）において、θ１、Ｒ１およびμ１はそれぞれ、上述した第１の円筒カム機構１３のカム角度θ、カム半径Ｒおよびカム摩擦係数μである。

θ２、Ｒ２およびμ２はそれぞれ、第２の円筒カム機構２３のカム角度、カム半径およびカム摩擦係数である。カム角度θ２は、カムピン２６の位置におけるカム溝２５の接線と、回転軸Ｃを中心としカムピン２６を通る円周のカムピン２６における接線と、が成す角度である。カム半径Ｒ２は、カムピン２６の位置における円筒面２４の半径である。カム摩擦係数μ２は、カム溝２５の内面とカムピン２６の外面との間の摩擦係数である。

【００６０】

２つの円筒カム機構１３，２３全体としての直線力Ｆｉｎから直線力Ｆｏｕｔへの動力変換効率は、式（３）における直線力Ｆｉｎの係数あり、θ１，θ２，Ｒ１，Ｒ２，μ１，μ２の６つのパラメータに依存する。第２の円筒カム機構２３の直線力Ｆｉｎから回転トルクＴへの動力変換効率は、カム角度θ２、カム半径Ｒ２およびカム摩擦係数μ２が大きくなるにつれて増大する。

【００６１】

関節部４の屈曲による第１の駆動部材１１の変位によって円筒カム機構１３，２３全体の動力変換効率が増大するように、好ましくは円筒カム機構１３，２３全体の動力変換効率が第１の駆動部材１１の動力伝達効率の逆数と略等しくなるように、６つのパラメータθ１，θ２，Ｒ１，Ｒ２，μ１，μ２のうち少なくとも１つが設計される。

例えば、カム角度θ１を小さい値に設計することで回転部材１７の回転ストロークを増大し、関節部４の屈曲によってカム半径Ｒ２およびカム角度θ２が増大するように設計することができる。

【００６２】

図１３Ａから図１３Ｃは、駆動部材１１，１２および回転部材１７の配置を模式的に示している。

図１３Ａの例において、第１および第２の駆動部材１１，１２の径方向外側に筒状の回転部材１７が配置されている。図１３Ｂの例において、第１および第２の駆動部材１１，１２の径方向内側に柱状の回転部材１７が配置されている。図１３Ｃの例において、第２の駆動部材１２の径方向内側に筒状の回転部材１７が配置され、回転部材１７の径方向内側に第１の駆動部材１１が配置されている。

【００６３】

円筒面１４，２４およびカム溝１５，２５は、径方向内側の部材および径方向外側の部材の一方に設けられ、カムピン１６，２６は、径方向内側の部材および径方向外側の部材の他方に設けられる。好ましくは、内側の部材に円筒面１４，２４およびカム溝１５，２５が設けられ、外側の部材にカムピン１６，２６が設けられる。

【００６４】

本実施形態においては、１つの屈曲軸Ｂを有する関節部４を備えることとしたが、関節部４の具体的な形態はこれに限定されるものではなく、挿入部５の長手軸に交差する方向に屈曲または湾曲可能である他の形態の関節部を採用してもよい。

例えば、関節部は、長手軸Ａに沿う方向に配列し互いに平行な複数の屈曲軸を有し比較的大きな曲率半径で湾曲可能な湾曲部であってもよく、可撓性によって湾曲可能な湾曲部であってもよい。

【００６５】

また、関節部が可撓性を有する挿入部５であり、体内での挿入部５の湾曲角度に応じて動力伝達機構１が動力伝達効率を増大するように構成されていてもよい。挿入部５が直線形状から湾曲形状に変形したときに、挿入部５内を通るワイヤのような第１の駆動部材１１の経路長が変化して第１の駆動部材１１が長手方向に変位する。したがって、例えば、挿入部５のうち体外に配置される基端部分に動力伝達機構１を設けることで、第１の駆動部材１１の変位に応じて、挿入部５の湾曲に伴う第１の駆動部材１１の動力伝達効率の低下を動力伝達機構１の動力伝達効率の増大によって補うことができる。

【００６６】

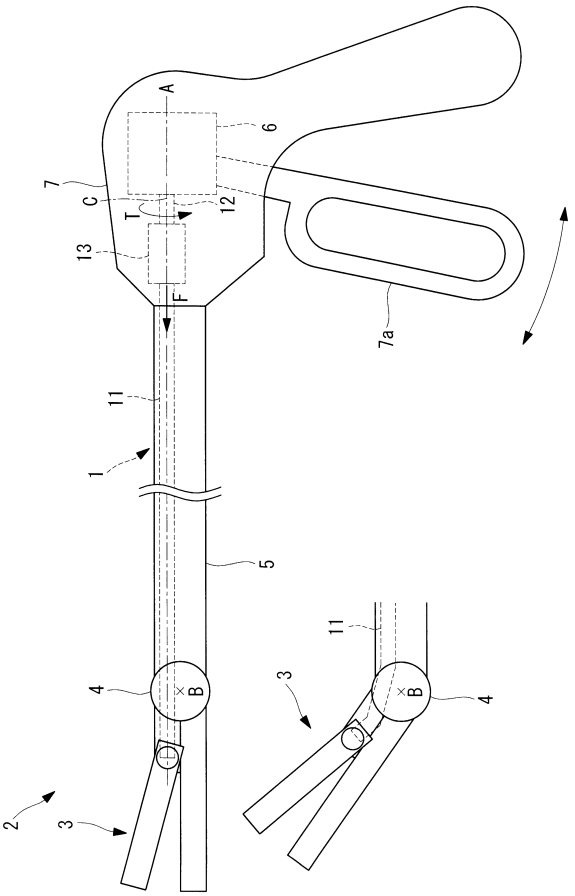
本実施形態においては、操作者による手動操作によって動力を発生する操作部７を備えることとしたが、これに代えて、電動モータによって動力を発生する駆動部を動力発生部として採用してもよい。例えば、処置具２とは別体の操作入力装置（図示略）が設けられ、エンドエフェクタ３を動かすための操作信号が操作者によって操作入力装置に入力されると、入力された操作信号が操作入力装置から駆動部に送信され、操作信号に対応する動力を電動モータが発生するように、構成されていてもよい。

【符号の説明】

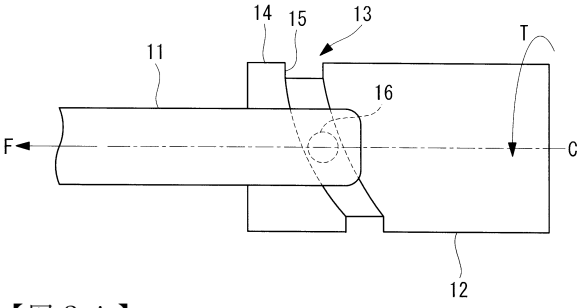
【００６７】

１　動力伝達機構
２　処置具
３　エンドエフェクタ
４　関節部
５　挿入部
６　動力発生部
７　操作部
７ａ　ハンドル
１１　第１の駆動部材（駆動部材）
１２　第２の駆動部材
１３　円筒カム機構（動力調整部）
２３　円筒カム機構（動力調整部、動力方向変換機構）
１４，２４　円筒面
１５，２５　カム溝
１６，２６　カムピン
１７　回転部材

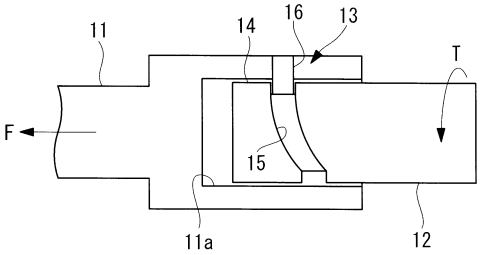
【図１】



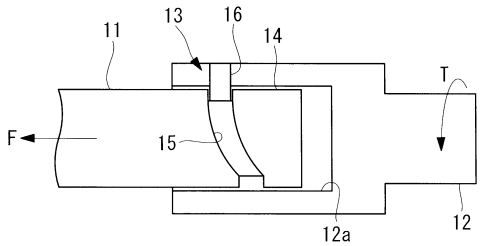
【図２】



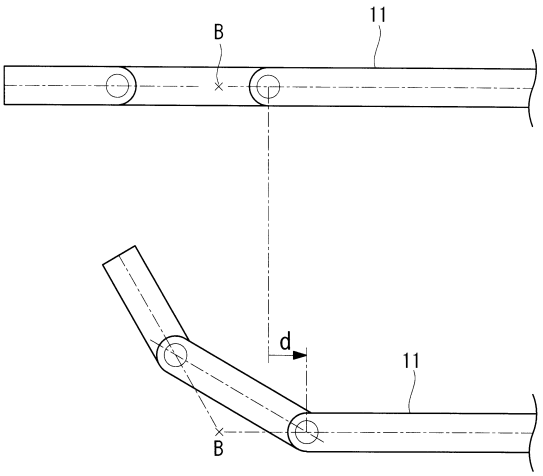
【図３Ａ】



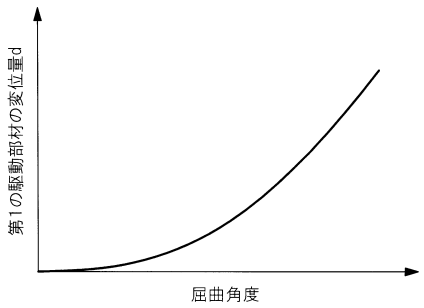
【図３Ｂ】



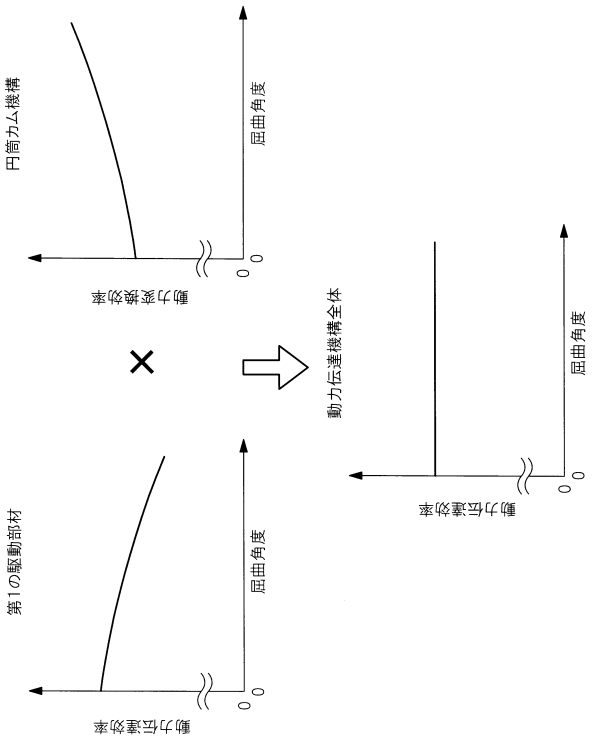
【図４】



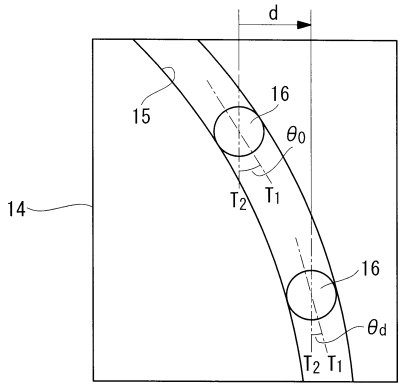
【図５】



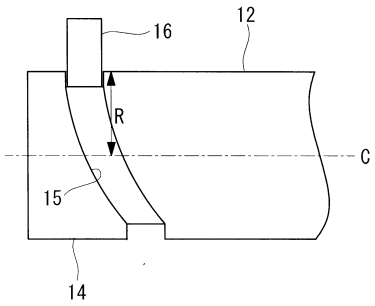
【図６】



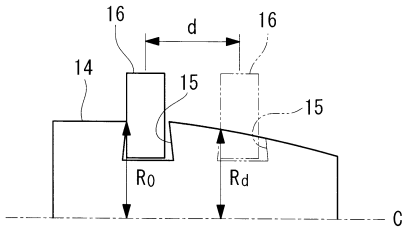
【図７】



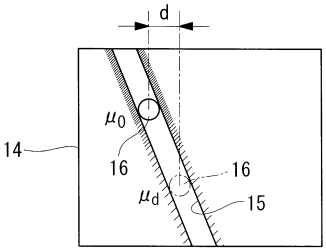
【図８】



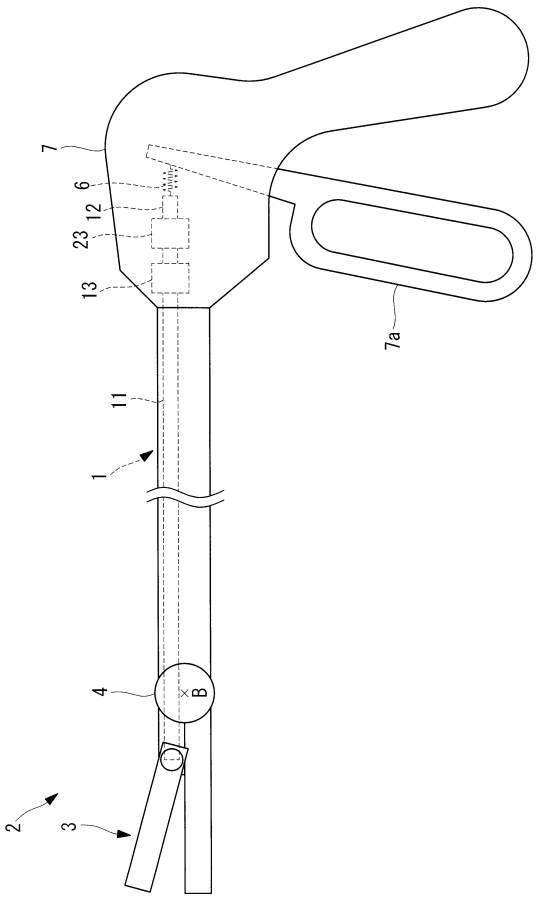
【図９】



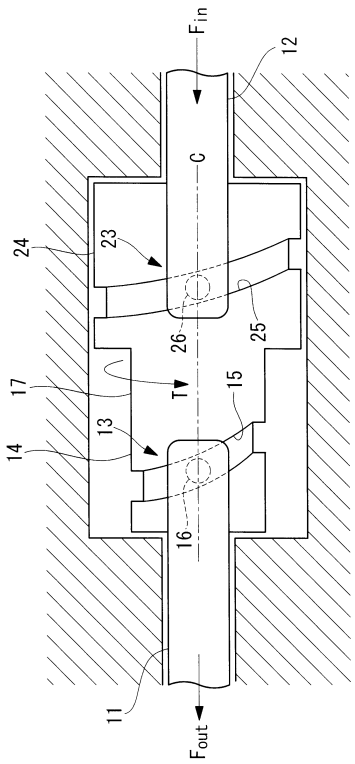
【図１０】



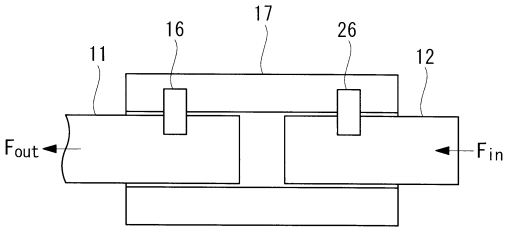
【図１１】



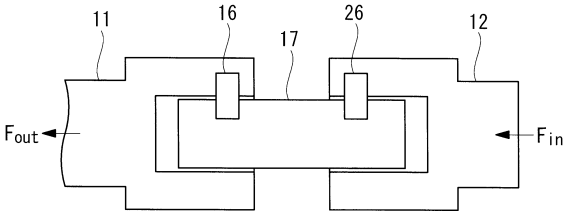
【図１２】



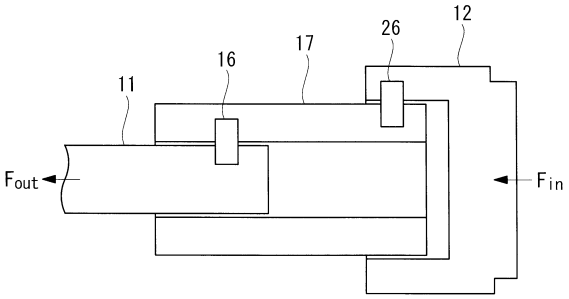
【図１３Ａ】



【図１３Ｂ】



【図１３Ｃ】



フロントページの続き

(72)発明者　山中　紀明
東京都八王子市石川町２９５１番地　オリンパス株式会社内

審査官　宮崎　敏長

(56)参考文献　特開２０１１－２４５３０３（ＪＰ，Ａ）
特開平１１－０００３０７（ＪＰ，Ａ）
特開平０５－２９６８８４（ＪＰ，Ａ）
国際公開第２０１６／１６６８９８（WO，Ａ１）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
Ａ６１Ｂ　１７／２９　－　Ａ６１Ｂ　１７／２９５