

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2018年9月7日(07.09.2018)



(10) 国際公開番号

WO 2018/159263 A1

(51) 国際特許分類:

F16H 63/32 (2006.01) *F16H 3/089* (2006.01)
F16C 23/04 (2006.01) *F16H 57/04* (2010.01)
F16C 23/08 (2006.01)

県神戸市中央区脇浜海岸通二丁目
2番4号 Hyogo (JP).

(21) 国際出願番号: PCT/JP2018/004613

(22) 国際出願日: 2018年2月9日(09.02.2018)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:

特願 2017-039568 2017年3月2日(02.03.2017) JP

(71) 出願人: 株式会社神戸製鋼所 (KABUSHIKI KAISHA KOBE SEIKO SHO (KOBE STEEL, LTD.)) [JP/JP]; 〒6518585 兵庫

(72) 発明者: 秋山 宗之(AKIYAMA, Hiroyuki). 吉井 康雄(YOSHII, Yasuo). 小西 祐司(KONISHI, Yuji). 山口 和郎(YAMAGUCHI, Kazuo). 入谷 一夫(IRITANI, Kazuo).

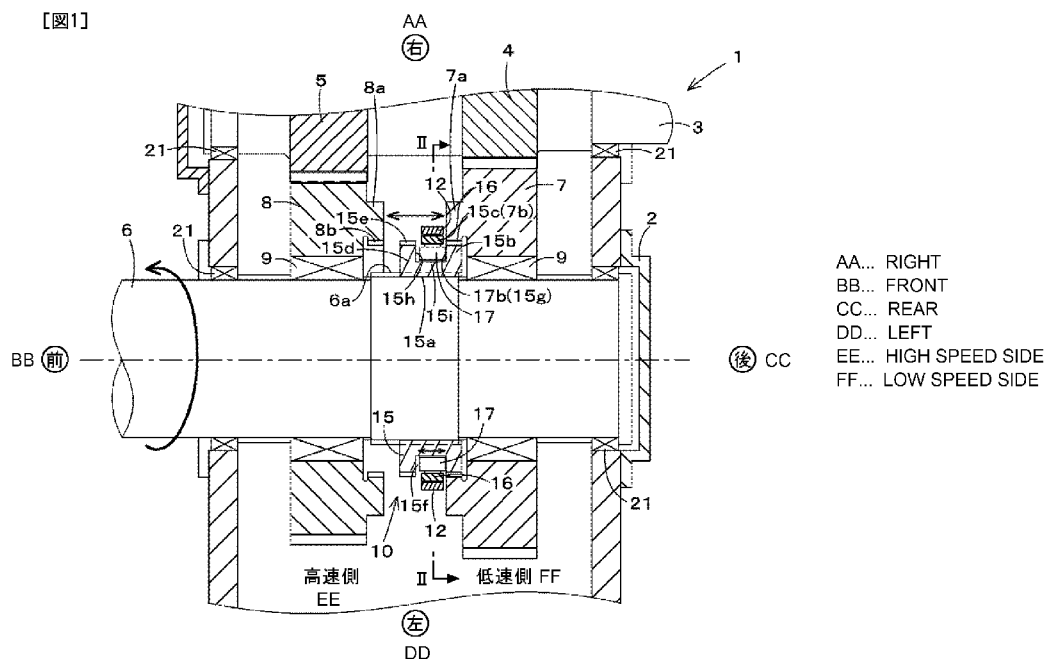
(74) 代理人: 小谷 悦司, 外(KOTANI, Etsuji et al.); 〒5300005 大阪府大阪市北区中之島2丁目2番2号大阪中之島ビル2階 Osaka (JP).

(81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,

(54) Title: SPEED-SWITCHABLE REDUCTION GEAR

(54) 発明の名称: 速度切換が可能な減速機

[図1]



(57) Abstract: Provided is a reduction gear (1) with which it is possible to reliably reduce speed and switch speed, and to minimize heat generation and wear. A reduction gear (1) comprises a plurality of gears (7, 8) rotatably supported on an output shaft, a shifter (15) that engages with an engaging gear selected from the plurality of gears (7, 8) and links the engaging gear to an output shaft (6), a plurality of bushes (17) that are disposed in an annular groove (15f) formed in the shifter (15) and that cause the shifter (15) to move toward the engaging gear and engage with the engaging gear, and bush



HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH,
KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY,
MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ,
NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT,
QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL,
SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA,
UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類：

- 一 国際調査報告（条約第21条(3)）

support bodies (16, 11) that swingably support the plurality of bushes (17) separately.

(57) 要約：確実な減速及び速度切換と、発熱及び摩耗の抑制が可能な減速機（１）が提供される。減速機（１）は、出力軸に回転可能に支持される複数の歯車（７，８）と、複数の歯車（７，８）の中から選ばれる係合歯車に係合して当該係合歯車を出力軸（６）に連結するシフター（１５）と、シフター（１５）に形成された環状溝（１５ｆ）内に配置され、当該シフター（１５）を前記係合歯車に向けて移動させて当該係合歯車に係合させる複数のブッシュ（１７）と、前記複数のブッシュ（１７）を個別に揺動自在に支持するブッシュ支持体（１６，１１）と、を備える。

明 細 書

発明の名称：速度切換が可能な減速機

技術分野

[0001] 本発明は、入力軸及び出力軸を有し、かつ、出力軸の回転速度を切換えることが可能な減速機に関する。

背景技術

[0002] モータなどの動力装置により生成される回転駆動力を従動回転軸に伝える手段として、例えば、特許文献1に開示されているような減速機が知られている。この減速機は、入力軸に与えられる回転駆動力を出力軸に伝える歯車機構を備え、かつ、当該出力軸の回転速度を切り換えることが可能なものであり、混練押出機、連続混練機、圧延機などの減速機として用いられる。

[0003] 前記特許文献1の段落[0002]～[0008]には、混練押出機や連続混練機について記載がある。当該混練押出機や連続混練機は、電動モータと、当該電動モータの回転を減速してトルクを高めてからロータ或いはスクリュ軸に伝達する減速機と、を備え、前記ロータ或いはスクリュ軸は回転駆動されることにより樹脂やゴムなどを混練する。当該混練押出機や連続混練機では、混練物の処理量の調整が必要であり、その調整のためにはロータやスクリュ軸の回転速度が可変であることが望まれる。その他、例えば圧延機においても、多品種の圧延製品を製造するためにはその圧延速度を切換えることが可能であることが好ましい。

[0004] 例えば、混練押出機や連続混練機において、ロータやスクリュ軸の回転速度を調整するためには、可変速の駆動装置が必要になるが、駆動装置を構成する電動モータの一次周波数制御による可変速運転はコスト面で不利になるため、大型機の場合には、2速切換減速装置が用いられることが多い。この減速装置は、入力軸の回転速度が一定であるにもかかわらず出力軸の回転速度を低速と高速の二通りの回転速度に切り換えることを可能にするクラッチなどの回転速度切換装置を有する。同様に、圧延機においても二速切換減速

装置が用いられることが多い。

[0005] 特許文献１の図１１には、従来から混練押出機、連続混練機、圧延機などの減速機として用いられている二速切換減速装置が示されている。この二速切換減速装置は、図１５に示されるように、電動モータにより回転駆動される入力軸１０１と、当該入力軸の外周面に互いに所定の間隔を隔てて固定された低速用小歯車１０２及び高速用小歯車１０３と、前記低速用小歯車１０２に噛み合う低速用大歯車１０５と、前記高速用小歯車１０３に噛み合う高速用大歯車１０６と、前記入力軸１０１から所定の間隔を隔てて回転自在に配置された出力軸１０４と、回転速度切換装置１０７と、を備える。当該回転速度切換装置１０７は、低速用大歯車１０５及び高速用大歯車１０６を有し、そのうちの一方が前記出力軸１０４の外周面に固定されている。当該回転速度切換装置１０７は、前記出力軸１０４の回転速度を低速及び高速の二通りの回転速度に切換えて回転させる機能を有する。

[0006] 前記回転速度切換装置１０７は、前記出力軸１０４の軸方向中央部に形成された所定長さをもつ外歯スプライン１０４aと、前記低速用大歯車１０５と前記高速用大歯車１０６との間で前記外歯スプライン１０４aに外嵌されるシフター１０８であって当該シフター１０８の中間部の外周に環状の溝が形成されたものと、前記溝内に設けられ、前記シフター１０８を前記低速用大歯車１０５或いは前記高速用大歯車１０６に向けて移動させることで当該シフター１０８を当該低速用大歯車１０５或いは当該高速用大歯車１０６に連結するカムフォロア１１８と、当該カムフォロア１１８を揺動自在に支持するクラッチと、を有する。

[0007] 図１５は、前記シフター１０８が前記低速用大歯車１０５及び前記高速用大歯車１０６のいずれにも連結されていないニュートラルの状態を示している。図示しない切換レバーが操作されて前記クラッチが手動で動かされることにより、前記シフター１０８は図１５に示される位置から前記低速用大歯車１０５或いは前記高速用大歯車１０６に向かって移動することが可能である。当該シフター１０８は、前記出力軸１０４の外歯スプライン１０４aに

外嵌されたまま前記低速用大歯車 105 或いは高速用大歯車 106 に連結される。

[0008] 前記電動モータにより前記入力軸 101 に与えられる回転力は、前記低速用小歯車 102 を介して前記低速用大歯車 105 に伝達されるとともに、前記高速用小歯車 103 を介して前記高速用大歯車 106 に伝達される。さらに、前記低速用大歯車 105 と前記高速用大歯車 106 のうち一方が前記シフター 108 を介して選択的に前記出力軸 104 と連結されることにより、当該出力軸 104 は、前記低速用大歯車 105 と連結されている場合は低速で、前記高速用大歯車 106 と連結されている場合は高速で回転する。こうして、前記出力軸 104 の回転速度が低速と高速との間で切換えられる。

[0009] しかしながら、前記シフター 108 を前記低速用大歯車 105 或いは高速用大歯車 106 と連結するための操作力は、前記クラッチで支持されたカムフォロア 118 が前記シフター 108 を押圧する力のみであり、かつ、その押圧は点接触乃至線接触による。従って、その押圧は十分ではなく、特に二速切換減速装置が大型の場合は切換操作がうまくできないおそれがある。また、減速装置の大型化、伝達動力の増加に伴い、前記カムフォロア 118 の許容回転数や負荷容量、寿命が課題となっている。

[0010] 前記課題を解決するための手段として、前記特許文献 1 は、前記カムフォロア 118 と前記シフター 108 との接触を前記のような点接触乃至は線接触に代えて面接触にすることを開示する。この技術は、前記出力軸 104 の回転速度を確実に切り換えることを可能にする。更に、カムフォロア 118 とシフター 108 との面接触は、許容負荷容量を大きくすることを可能にする。また、各部品の許容回転数や寿命等の影響を受けるようなこともないため、寿命が長くなると考えられる。

[0011] 具体的に、前記特許文献 1 では、図 15 に示されるカムフォロア 118 に代えて板状のブッシュを用いることを開示する。当該ブッシュは、側面視で、単一の円弧形状乃至は上下に離れた複数の略半円弧からなる形状、乃至は、完全な円環形状を有する。当該ブッシュは押圧面を有し、当該押圧面がシ

フター１０８の対向面を押圧することにより、シフター１０８を低速用大歯車１０５又は高速用大歯車１０６のいずれかに向けて移動させてこれと連結することで、出力軸１０４の回転速度の切り換えを行う。

[0012] しかし、近年では、混練機などが大型化されてきており、それに備え付けられる二速切換減速機においてもさらなる大型化がなされていて、それにより伝達動力が増加するといった装置に対する負荷が大きくなってきている。それに伴い、特許文献１に記載される技術では、ブッシュの押圧面とシフターの対向面との面接触によってシフター１０８を押圧する際におけるブッシュの許容負荷容量を増加させる必要がある。当該許容負荷容量は、前記ブッシュの押圧面の面積を大きくすればよいが、このことはシフター１０８の半径方向についての前記ブッシュの大型化、すなわち側面視でのブッシュの径方向の厚みの増加、を伴う。このことは、二速切換減速機全体の大型化及び製造コストの増大を招いてしまう。一方、単一のブッシュをシフター１０８の周方向に大型化する、例えばブッシュを側面視で略半円弧形状とする、又は、完全な円環形状とすることは、ブッシュのシフター１０８の半径方向の長さに対してシフター１０８の周方向長さを大きくする。このことは、対向面と押圧面を隔てる潤滑油膜の形成を困難にし、シフター１０８の回転に伴うブッシュの異常な発熱、摩耗や、二速切換減速機の運転不良を招く虞がある。

[0013] また、伝達動力が増加すると、連結されている低速用大歯車１０５又は高速用大歯車１０６からシフター１０８を離れさせようとする荷重が大きくなる。この荷重がブッシュの負荷容量を上回ると異常摩耗を引き起こして最悪の場合シフター１０８が低速用大歯車１０５又は高速用大歯車１０６から外れる虞がある。

先行技術文献

特許文献

[0014] 特許文献１：特開２０１１－１３７４９６号公報

発明の概要

[0015] 本発明は、出力軸の速度を切換えるためのシフターと当該シフターを押圧して減速用の歯車に係合させるブッシュとを備えた減速機であって、前記シフターと前記歯車との係合を確実に維持しながら前記ブッシュとシフターとの面接触による発熱及び摩耗を抑制することができる減速機を提供することを目的とする。

[0016] 提供される減速機は、入力軸と、出力軸と、前記出力軸に回転自在に支持される複数の歯車と、前記複数の歯車のそれぞれと択一的に係合可能となるように前記出力軸に対して当該出力軸の軸方向に移動可能に取付けられるシフターであって、前記出力軸に外嵌する円環状をなし、前記複数の歯車のうち前記シフターに係合する係合歯車を前記出力軸に連結することにより前記入力軸の回転駆動力が前記係合歯車を介して前記出力軸に伝達されることを可能にするシフターと、当該シフターを前記係合歯車に向けて押圧して移動させることにより当該シフターを当該係合歯車に係合させる複数のブッシュと、当該複数のブッシュを支持するブッシュ支持体と、を備える。前記シフターの外周面には、当該シフターの周方向に延び、当該シフターの径方向外側に開放された環状溝が形成されている。前記複数のブッシュは、前記シフターの周方向に間隔をおいて並ぶように前記環状溝の内部に配置され、前記複数のブッシュのそれぞれは前記シフターに面接触して当該シフターを前記出力軸の軸方向と平行な方向に押圧する押圧面を有する。前記ブッシュ支持体は、前記複数のブッシュのそれぞれが当該ブッシュ支持体に対して少なくとも前記軸方向と平行な方向に個別に揺動自在となるように当該複数のブッシュを支持する。

図面の簡単な説明

[0017] [図1]本発明の実施の形態に係る減速機の断面平面図である。

[図2]図1のⅠ－Ⅰ線に沿った断面を示す正面図である。

[図3]図2のⅡ－Ⅱ線に沿った断面において前記減速機のシフターが低速用大歯車側に移動した状態を示した正面図である。

[図4]図2のⅢ－Ⅲ線に沿った断面において前記シフターが高速用大

歯車側に移動した状態を示した正面図である。

[図5]図2のうち前記減速機のブッシュ及び潤滑剤供給部を含む部分を拡大して示した正面図である。

[図6]前記ブッシュに球面滑り軸受が挿入された例を示した平面図である。

[図7]図6に示されるブッシュの正面図である。

[図8]図6に示されるブッシュの右側面図である。

[図9]前記ブッシュに自動調心軸受が挿入された例を示した平面図である。

[図10]図9に示されるブッシュの正面図である。

[図11]図9に示されるブッシュの右側面図である。

[図12]図5のXⅠⅠ-XⅠⅠ線に沿った断面において前記ブッシュの押圧面と前記シフターの対向面との隙間を拡大して示した図である。

[図13]複数のブッシュを支持するブッシュ支持体の変形例を模式的に示した図である。

[図14]図13に示される支持体が対向面の形状に応じて変形した状態を模式的に示した図である。

[図15]従来の減速機を示す断面正面図である。

発明を実施するための形態

[0018] 以下、本発明の実施の形態を、図面に基づき説明する。なお、以下に説明する実施形態は、本発明を具体化した一例であって、その具体例をもって本発明の構成を限定するものではない。

[0019] 図1は、本発明の実施の形態に係る減速機1を示す。この減速機1は、入力軸3と、出力軸6と、前記入力軸3に取付けられる複数の入力側歯車と、前記出力軸6に回転自在に支持されて前記複数の入力側歯車にそれぞれ噛み合う複数の出力側歯車と、シフター15と、ハウジング2と、を備える。前記シフター15は、前記複数の出力側歯車の中から任意に選ばれる係合歯車と係合することができるように、前記出力軸6の軸心方向に移動となるように当該出力軸6に取付けられる。当該シフター15は、前記係合歯車と係合することにより当該係合歯車を前記出力軸6に連結し、これにより、入力軸

3の回転駆動力が前記係合歯車を介して前記出力軸6に伝達されることを可能にする。

[0020] 前記複数の出力側歯車の中からの前記係合歯車の選択は、前記入力軸3の回転数に対する前記出力軸6の回転数の比である減速比の切換を可能にする。つまり、入力軸3の回転速度が一定である場合において出力軸6の回転速度を互いに異なる複数の回転速度に切換えることを可能にする。

[0021] 本実施形態に係る減速機1は、前記出力軸6の回転速度を高速及び低速の間で切換えることが可能な二段変速式の減速機である。まず、当該減速機1の基本的な構成について、図面を参照しながら説明する。以下の説明において、減速機1の右左方向（幅方向）は図1の紙面上下方向に対応し、減速機1の前後方向は図1の紙面左右方向に対応し、減速機1の上下方向は図1の紙面奥行方向に対応する。また、図1の紙面上側及び下側がそれぞれ入力軸側及び出力軸側と呼ばれることがある。

[0022] 図1に示される切換減速機1には図1の紙面右上側から回転駆動力が入力され、当該切換減速機1から図1の紙面左下側へ回転駆動力が出力される。すなわち、図1の紙面右側の上流に図示されない駆動源が配置されて当該駆動源が入力軸3に回転駆動力を付与する。当該入力軸3の回転速度は減速機1で所定の減速比で減じられ、出力軸6が前記入力軸3の回転速度よりも低い速度で回転する。前記減速機1は、様々な動力装置に導入されることが可能な機器である。

[0023] この実施の形態において、前記複数の入力側歯車は低速用小歯車4と高速用小歯車5とを含み、前記複数の出力側歯車は低速用大歯車7と高速用大歯車8とを含む。前記低速用小歯車4は前記低速用大歯車7と常に噛み合い、前記高速用小歯車5は前記高速用大歯車8と常に噛み合う。前記シフター15は前記低速用大歯車7及び前記高速用大歯車8のいずれに対しても選択的に係合可能となるように当該低速用大歯車7と高速用大歯車8との間に配置される。つまり、この実施形態に係る前記減速機1は、常時噛み合い式の減速機でありながら、前記シフター15が前記大歯車7、8と選択的に係合す

ることによって、前記出力軸 6 の回転速度が低速と高速との間で切換えられることが可能となっている。

[0024] 前記ハウジング 2 は、前記入力軸 3 及び前記出力軸 6 を回転可能に支持するとともに、前記各歯車 4, 5, 7, 8 及び前記シフター 15 を収容する。従って、前記動力源が生成する回転駆動力は前記入力軸 3 を通じてハウジング 2 内に導入され、当該ハウジング 2 内の前記シフター 15 が前記二つの出力側歯車である大歯車 7, 8 の中から選ばれる係合歯車に係合して当該係合歯車を前記出力軸 6 に連結することにより、前記入力軸 3 の回転が所定の速度まで減速されて出力軸 6 に伝達される、つまり前記回転駆動力が出力軸 6 からハウジング 2 の外部へ出力される、ことを可能にする。

[0025] 前記ハウジング 2 は箱状をなし、これを前記入力軸 3 及び出力軸 6 がそれぞれの軸方向に貫通した状態で当該入力軸 3 及び当該出力軸 6 を回転可能に支持する。また、当該ハウジング 2 は、前記入力軸 3 に取付けられている前記小歯車 4, 5 及び前記出力軸 6 に取付けられている前記大歯車 7, 8 及び前記シフター 15 を格納する。前記入力軸 3 は、前記動力源からの回転駆動力（トルク）の入力に対応可能な外径を有する。当該入力軸 3 は、例えば鋼材などで形成された長尺の棒材であり、当該入力軸 3 の軸心が水平方向であって前後方向を向くように前記ハウジング 2 に支持されている。当該入力軸 3 は、当該ハウジング 2 に取り付けられている軸受 21 を介して当該ハウジング 2 に回転自在に支持されている。

[0026] 図 1 に示すように、前記入力軸 3 の両端部のうちの一方の端部（図 1 の紙面では右上側に位置する端部）は、入力端部であり、ハウジング 2 から後方に突出して当該ハウジング 2 の外部（上流）に配置された図示されない電動モータなどの駆動源に接続されている。前記入力軸 3 は、前記駆動源からの回転駆動力の付与を受けて回転し、その回転駆動力をハウジング 2 内に入力する。前記低速用小歯車 4 及び前記高速用小歯車 5 は、前記入力軸 3 の軸方向に所定の間隔を開けて当該入力軸 3 の外周面に取り付けられている。

[0027] 前記低速用小歯車 4 は、円盤状の部材からなり、所定の数の歯が形成され

た外周面を有する。当該低速用小歯車 4 を軸心方向から見たときの当該低速用小歯車の中央部には、前記入力軸 3 が挿通される貫通孔が形成されている。本実施形態においては、前記低速用小歯車 4 の前側に前記高速用小歯車 5 が配置されている。当該高速用小歯車 5 も円盤状の部材であり所定の数の歯が形成された外周面を有する。しかし、当該高速用小歯車 5 は前記低速用小歯車 4 の外径よりも大きな外径を有し、前記低速用小歯車 4 の歯数と異なる歯数を有する。当該高速用小歯車 5 を軸心方向から見たときの当該高速用小歯車 5 の中央にも前記入力軸 3 が挿通される貫通孔が形成されている。前記低速用小歯車 4 及び前記高速用小歯車 5 のそれぞれの軸心は前記入力軸 3 の軸心と一致している。

[0028] 前記低速用小歯車 4 及び前記高速用小歯車 5 は、それぞれの貫通孔に前記入力軸 3 が挿通されることにより、当該入力軸 3 と供回りするように当該入力軸 3 と嵌合されている。前記出力軸 6 は、前記入力軸 3 とほぼ同様の形状及び材質をもつ長尺の棒材であり、軸心が水平方向で前後方向を向くように配置されている。この出力軸 6 は、前記ハウジング 2 に取り付けられている軸受 21 を介して、回転自在で且つ入力軸 3 と平行する状態で前記ハウジング 2 に支持されている。すなわち、出力軸 6 は、その軸心が入力軸 3 の軸心と平行となる姿勢で、前記入力軸 3 と右左方向の間隔をおいて当該入力軸 3 の左側に配置されている。

[0029] 本実施形態において、前記出力軸 6 の両端部のうちの一方の端部（図 1 の紙面では左下側に位置する端部）、つまり前記入力軸 3 の入力端部とは前後方向において反対側の端部、は前記ハウジング 2 から前方に突出する出力端部であり、当該ハウジング 2 の外部（下流）に配置された駆動対象に接続されている。つまり、当該出力軸 6 は、前記入力軸 3 から所定の減速比で当該出力軸 6 に伝達された回転駆動力を外部の駆動対象に付与する。当該出力軸 6 の出力端部は、前記入力軸 3 の入力端部が前記ハウジング 2 から突出する方向と同じ方向に前記ハウジング 2 から突出していてもよい。例えば、入力軸 3 の入力端部及び出力軸 6 の出力端部がともに前記ハウジング 2 から前方

に突出していてもよい。

[0030] 前記低速用大歯車 7 及び前記高速用大歯車 8 は、前記出力軸 6 の軸方向に所定の間隔を開けて当該出力軸 6 の外周面上に配置されている。本実施形態においては、前記低速用大歯車 7 の前側に前記高速用大歯車 8 が配置されている。前記低速用大歯車 7 と前記高速用大歯車 8 の間で前記出力軸 6 の外周面に外歯スプライン 6 a が形成されている。

[0031] 前記外歯スプライン 6 a の外歯の前後方向の長さは、前記低速用大歯車 7 と前記高速用大歯車 8 との距離にほぼ対応している。詳しくは、前記外歯スプライン 6 a の前後方向の両端部は、前記低速用大歯車 7 に形成された円環状の突出部（後側突出部）7 a の内部と、前記高速用大歯車 8 に形成された円環状の突出部（前側突出部）8 a の内部と、にそれぞれ位置している。

[0032] 前記シフター 15 は、前記出力軸 6 の外周面を全周にわたり覆うように当該出力軸 6 の周囲に配置されている。当該シフター 15 の内周面には内歯スプライン 15 a が形成され、当該内歯スプライン 15 a と前記出力軸 6 の外歯スプライン 6 a とが互いに歯合されている。

[0033] 前記出力側歯車である前記低速用大歯車 7 は、当該低速用大歯車 7 の外周面に形成されている歯が前記入力側歯車である前記低速用小歯車 4 の外周面に形成されている歯と常に噛み合うように、当該低速用小歯車 4 と対面する位置に配置されている。同様に、前記出力側歯車である前記高速用大歯車 8 は、当該高速用大歯車 7 の外周面に形成されている歯が前記入力側歯車である前記高速用小歯車 5 の外周面に形成されている歯と常に噛み合うように、当該高速用小歯車 5 と対面する位置に配置されている。

[0034] 従って、前記出力軸歯車である前記低速用大歯車 7 及び前記高速用大歯車 8 の間隔は、前記入力側歯車である前記低速用小歯車 4 及び前記高速用小歯車 5 の間隔と略同等である。

[0035] 前記出力側歯車である前記低速用大歯車 7 及び前記高速用大歯車 8 は、図 1 に一点鎖線で示される前記出力軸 6 の軸心と平行な方向すなわち当該出力軸 6 の軸方向と平行な方向に互いに間隔をおいて、それぞれ軸受 9 を介して

回動自在に前記出力軸 6 の外周面に取り付けられている。

[0036] 前記低速用大歯車 7 は、円盤状の部材であって、所定の数の歯が形成された外周面を有する。当該低速用大歯車 7 は、前記入力側歯車である前記低速用小歯車 4 の幅と同じ幅を有する。前記低速用大歯車 7 をその軸心方向からみて当該低速用大歯車 7 の中央には、前記出力軸 6 が挿通される貫通孔が形成されている。この貫通孔に前記軸受 9 が嵌め込まれている。当該軸受 9 は、前記貫通孔を囲む前記低速用大歯車 7 の内周面に固定されるアウターレースと、前記出力軸 6 の外周面に固定されるインナーレースと、を有する。すなわち、前記低速用大歯車 7 は前記軸受 9 を介して前記出力軸 6 に回動自在に取り付けられている。

[0037] 前記後側突出部 7 a は、前記低速用大歯車 7 の両側壁面のうち前方を向く（つまり高速用大歯車 8 を向く）前側壁面から前方に突出する部分であり、当該出力軸 6 の軸心方向から見て当該出力軸 6 の軸心を中心とする円環状をなす。この後側突出部 7 a は、前記出力軸 6 を全周に亘り囲む内周面を有し、当該内周面に内歯スプライン 7 b が形成されている。

[0038] 前記高速用大歯車 8 も円盤状の部材であり、所定の数の歯が形成された外周面を有するが、前記低速用大歯車 7 の外径よりも小さい外径を有し、前記低速用大歯車 7 の歯数と異なる歯数を有する。この高速用大歯車 8 は、入力側歯車である前記高速用小歯車 5 の幅と同じ幅を有する。前記高速用大歯車 8 及び前記低速用大歯車 7 の軸心はそれぞれ前記出力軸 6 の軸心と一致している。

[0039] 前記高速用大歯車 8 をその軸心方向から見た当該高速用大歯車 8 の中央には、前記出力軸 6 が挿通される貫通孔が形成されている。この貫通孔に前記軸受 9 が嵌め込まれている。この軸受 9 は、前記貫通孔を囲む前記高速用大歯車 8 の内周面に固定されるアウターレースと、前記出力軸 6 の外周面に固定されるインナーレースと、を有する。当該軸受 9 を介して前記高速用大歯車 8 が出力軸 6 に対して回動自在となるように当該出力軸 6 に取り付けられている。

- [0040] 前記前側突出部 8 a は、前記高速用大歯車 8 の両側壁面のうち後方を向く（低速用大歯車 7 を向く）後側壁面から後方に突出し、前記出力軸 6 の軸心方向から見て当該軸心を中心とする円環状をなす。この前側突出部 8 a は、前記出力軸 6 を全周に亘り囲む内周面を有し、この内周面にその全周にわたって内歯スプライン 8 b が形成されている。当該内歯スプライン 8 b は、前記低速用大歯車 7 に形成されている前記内歯スプライン 7 b と同じピッチ径を有する。つまり、後側突出部 7 a の内径と前側突出部 8 a の内径は互いに同一である。前記後側突出部 7 a 及び前記前側突出部 8 a は、ともに円環状をなしてそれらの軸心が互いに合致するように対向している。
- [0041] 前記入力軸 3 に取り付けられている前記低速用小歯車 4 と前記高速用小歯車 5 との軸方向の間隔と、前記出力軸 6 に取り付けられている前記低速用大歯車 7 と前記高速用大歯車 8 との軸方向の間隔は、略同一であることが望ましい。当該間隔は、少なくとも、低速用小歯車 4 と低速用大歯車 7 との噛み合い、及び、高速用小歯車 5 と高速用大歯車 8 との噛み合い、をそれぞれ可能にするように設定される。
- [0042] 前記入力軸 3 に前記小歯車 4, 5 が取付けられ、前記出力軸 6 に前記大歯車 7, 8 が取付けられてるのは、前記入力軸 3 の回転速度よりも低い速度でかつ前記入力軸 3 のトルクよりも高いトルクで出力軸 6 を回転させるためである。具体的に、入力側歯車のそれぞれは、その入力側歯車と出力側歯車とが噛み合うように当該出力側歯車の外径より小さい外径を有する。入力側歯車の「小歯車 4, 5」という名称及び出力側歯車の「大歯車 7, 8」という名称は両者の外径の相対的な大小関係を示している。
- [0043] また、入力側歯車について、前記低速用小歯車 4 は前記高速用小歯車 5 の外径より小さい外径を有する。一方、出力側歯車について、前記低速用大歯車 7 は前記高速用大歯車 8 の外径よりも大きい外径を有する。
- [0044] 図 1 ～図 4 に示される前記減速機 1 は、さらに、複数のブッシュ 17 と、当該複数のブッシュ 17 を支持する右左一对の支持部材 16 と、当該支持部材 16 とともに前記複数のブッシュ 17 を移動させるクラッチ 11 と、を備

える。前記支持部材 1 6 及び前記クラッチ 1 1 は、前記複数のブッシュ 1 7 を移動可能に支持するブッシュ支持体を構成し、当該ブッシュ支持体及び前記複数のブッシュ 1 7 は、前記シフター 1 5 とともに、前記出力軸 6 の回転速度を切り換える速度切換手段 1 0 を構成する。

[0045] 前記シフター 1 5 は、前記低速用大歯車 7 と前記高速用大歯車 8 の間を移動してその一方である係合歯車と係合することにより当該係合歯車を出力軸 6 に連結する。前記複数のブッシュ 1 7 は、前記シフター 1 5 を軸方向に押圧して前記大歯車 7, 8 のうちの一方（係合歯車）へ移動させる。前記クラッチ 1 1 は、前記出力軸 6 の外周面上で前記シフター 1 5 を前記支持部材 1 6 とともに前記軸方向に動かす。すなわち、前記速度切換手段 1 0 は、前記シフター 1 5 の前記低速用大歯車 7 及び前記高速用大歯車 8 のいずれか一方である係合歯車への移動及び当該係合歯車との連結により、前記回転駆動力の伝達経路を前記低速用大歯車 7 と前記高速用大歯車 8 との間で切換えることにより前記出力軸 6 の回転速度を変更する手段である。

[0046] 図 2 に示すように、前記クラッチ 1 1 は、右左一対のアーム部材 1 2 と、本体部 1 3 と、クラッチレバー 1 4 と、を有する。前記アーム部材 1 2 は、前記出力軸 6 の右側及び左側にそれぞれ配置され、後に詳述するように前記複数のブッシュ 1 7 を支持する前記支持部材 1 6 をそれぞれ支持する。前記本体部 1 3 は、前記出力軸 6 の下方の位置で前記アーム部材 1 2 を支持する。具体的に、当該本体部 1 3 は、回転軸 1 3 a 及び回転筒 1 3 b を有する。前記回転軸 1 3 a は、前記ハウジング 2 の底壁上で立設された右左一対の支持壁 2 3 により回転可能に支持される。前記回転筒 1 3 b は、前記一対の支持壁 2 3 同士の間領域で前記回転軸 1 3 a の周囲に配置され、かつ、当該回転軸 1 3 a と一体に回転するように当該回転軸 1 3 a に固定される。前記アーム部材 1 2 のそれぞれは前記回転筒 1 3 b と一体に回転するように当該回転筒 1 3 b に連結されている。前記レバー部材 1 4 は、前記本体部 1 3 を出力軸 6 の軸心方向に移動させるための操作を受けるレバー部材である。

[0047] 前記アーム部材 1 2 のそれぞれは、前記本体部 1 3 の回転筒 1 3 b から上

方へ延びるように配置された棒状の部材である。当該アーム部材 12 のそれぞれは上端部を有し、当該上端部に前記支持部材 16 が取り付けられている。前記アーム部材 12 は、前記出力軸 6 を挟んで右左方向に相対向する位置に配置されている。

[0048] 前記本体部 13 の回転軸 13a は、前記出力軸 6 の下方で左右方向に延びる棒状の部材であり、前記回転筒 13b とともに、前記アーム部材 12 のそれぞれをその下方の位置で支持する。前記回転軸 13a の左右両端部のうちの一方（この実施形態では右側端部）は、前記ハウジング 2 の側壁から当該ハウジング 2 の外部（この実施形態では右側）に突出し、その突出する端部の先端に前記クラッチレバー 14 の基端が取り付けられている。

[0049] 前記クラッチレバー 14 は、前記回転軸 13a の前記端部の先端から上方に延びる棒状をなす。前記クラッチレバー 14 は上端部を有し、当該上端部は球状のグリップを形成している。前記クラッチレバー 14 にこれを後側に倒す操作が与えられると、前記回転軸 13a 及び前記回転筒 13b が水平軸回りに回転して前記アーム部材 12 が後側に移動（回動）し、前記複数のブッシュ 17 が前記シフター 15 を後側に押圧してそのシフター 15 を低速用大歯車 7 に係合させる。一方、クラッチレバー 14 にこれを前側に倒す操作が与えられると、前記回転軸 13a 及び前記回転筒 13b が水平軸回りに回転して前記アーム部材 12 が前側に移動（回動）し、前記複数のブッシュ 17 が前記シフター 15 を前側に押圧して前記高速用大歯車 8 に係合させる。

[0050] 前記シフター 15 は、円環状（リング状）の部材であって、前記出力軸 6 の外周面を囲うように配置されている。当該シフター 15 の軸心と、当該出力軸 6 の軸心は、一致している。

[0051] 前記シフター 15 は、径方向外側に開放された形状、例えば略 U 字状、の断面を有する。一方、当該シフター 15 の内周面（前記出力軸 6 を向く周面）には、その全周に亘って内歯スプライン 15a が形成されている。当該内歯スプライン 15a は、前記出力軸 6 の外周面に形成された外歯スプライン 6a のピッチ径と同じピッチ径を有し、当該外歯スプライン 6a と常に噛み

合っている。つまり、シフター 15 の内径と出力軸 6 の外径とは、ほぼ同等である。

[0052] このように、前記シフター 15 の内歯スプライン 15 a と前記出力軸 6 の外歯スプライン 6 a が互いに噛み合いながら前記シフター 15 が前記出力軸 6 の外側の位置で当該出力軸 6 と嵌合しているので、当該シフター 15 は当該出力軸 6 に対する相対回転を規制されながら前記外歯スプライン 6 a が延びる方向つまり軸心方向に沿って移動することが許容されている。

[0053] シフター 15 の軸心方向の前端部及び後端部は、それぞれ前後一对の前側突出部 15 d 及び後側突出部 15 b を構成する。当該前側突出部 15 d 及び後側突出部 15 b は、これらの間の中間部よりも前記出力軸 6 の径方向の外側に向かって突出する。

[0054] 前記後側突出部 15 b は、前記低速用大歯車 7 の前記後側突出部 7 a の内側の後側係合位置まで移動することが可能であり、当該後側係合位置で当該後側突出部 7 a に嵌合する。同様に、前記前側突出部 15 d は、前記高速用大歯車 8 の前記前側突出部 8 a の内側の前側係合位置まで移動することが可能であり、当該前側係合位置で当該前側突出部 8 a に嵌合する。前記各突出部 15 b, 15 d は、前後方向について、前記各突出部 7 a, 8 a と同じ略同じ厚みを有する。

[0055] 具体的に、前記後側突出部 15 b は外周面を有し、当該外周面にその全周に亘って外歯スプライン 15 c が形成されている。当該外歯スプライン 15 c は、前記後側突出部 7 a に形成された前記内歯スプライン 7 b のピッチ径と同じピッチ径を有し、前記後側突出部 15 b が前記後側係合位置まで移動したときに前記内歯スプライン 7 b と噛み合う。つまり前記後側突出部 7 a が前記後側突出部 15 b に係合する。

[0056] 同様に、前記前側突出部 15 d も外周面を有し、当該外周面にその全周に亘って外歯スプライン 15 e が形成されている。当該外歯スプライン 15 e は、前記前側突出部 8 a に形成された前記内歯スプライン 8 b のピッチ径と同じピッチ径を有し、前記前側突出部 15 d が前記前側係合位置まで移動し

たときに前記外歯スプライン 15 e と噛み合う。つまり当該前側突出部 8 a が当該前側突出部 15 d と係合する。つまり、前記シフター 15 の後側突出部 15 b 及び前側突出部 15 d は、前記低速用大歯車 7 の後側突出部 7 a の内径及び前記高速用大歯車 8 の前側突出部 8 a の内径とほぼ同じ外径を有する。また、前記後側突出部 15 b の外歯スプライン 15 c と、前記前側突出部 15 d の外歯スプライン 15 e は、互いに同じピッチ径を有しているといよい。

[0057] 図 1 ～図 4 に示すように、前記シフター 15 の外周面にはその全周に亘って連続する環状溝 15 f が形成されている。当該環状溝 15 f は、前記シフター 15 の前後方向中央の部位において、径方向外側に向かって開放された断面形状を有する。当該環状溝 15 f は、前記シフター 15 の断面において、前記後側突出部 15 b と前記前側突出部 15 d との間で当該突出部 15 b , 15 d に対して相対的に径方向内側に例えば略 U 字状に窪んでいる部分である。すなわち、環状溝 15 f は、前記前側突出部 15 d の後側側面である円環状の前側壁面 15 h と、前記後側突出部 15 b の前側壁面である円環状の後側壁面 15 g と、前記突出部 15 d , 15 b の間におけるシフター 15 の外周面である底面 15 i とによって画定されている。当該環状溝 15 f は、前記複数のブッシュ 17 を受け入れることが可能な大きさの幅（つまり前後方向の寸法）及び深さ（つまり径方向の寸法）を有する。

[0058] 前記前側壁面 15 h は、前記複数のブッシュ 17 の押圧方向の前側面と対向する、前記シフター 15 の前側の対向面を構成する。前記後側壁面 15 g は、前記複数のブッシュ 17 の押圧方向の後側面と対向する、前記シフター 15 の後側の対向面を構成する。

[0059] 図 1 ～図 5 に示すように、前記複数のブッシュ 17 は、前記シフター 15 を前記出力軸 6 の軸方向に押圧して当該方向に当該シフター 15 を当該出力軸 6 の外周面上でスライドさせることにより、前記低速用大歯車 7 及び高速用大歯車 8 の中から任意に選ばれる係合歯車に向けて移動させる部材である。当該複数のブッシュ 17 は、当該シフター 15 の周方向に互いに間隔をお

いて並ぶように前記環状溝 15 f の内部に配置されている。

[0060] 前記右左の支持部材 16 は、前記複数のブッシュ 17 のそれぞれを個別にかつ揺動自在に支持する。図 2 に示すように、前記支持部材 16 のそれぞれは、前記出力軸 6 の周方向に沿って延びる部材で形成されている。これらの支持部材 16 は、前記出力軸 6 を挟んで互いに対向するように当該出力軸 6 の右側及び左側にそれぞれ配置されている。本実施形態において、前記支持部材 16 は第 1 の支持体に相当し、前記クラッチ 11 のアーム部材 12 は第 2 の支持体に相当する。

[0061] 前記支持部材 16 のそれぞれは、前記出力軸 6 の軸方向の中央位置において、前記クラッチ 11 のアーム部材 12 のそれぞれにより支持されている。前記支持部材 16 の上下両端部は、前記複数のブッシュ 17 のそれぞれを個別に揺動自在に支持する支持部 16 a を構成する。

[0062] 前記支持部 16 a には、例えば、図 5 に示されるように、前記支持部材 16 の上端部または下端部から前記シフター 15 の環状溝 15 f の底面 15 i に向かって突出するように前記上端部又は下端部に固定される突出部材と、当該突出部材の先端に固定されて前記ブッシュ 17 を揺動自在に支持する軸受 18 と、が取付けられ、当該突出部材及び当該軸受 18 が前記支持部材 16 とともに、前記複数のブッシュ 17 を個別に揺動自在に支持する第 1 の支持部を構成する。また、前記クラッチ 11 は、前記右左の支持部材 16 を含む前記第 1 の支持部を揺動可能に支持する第 2 の支持部を構成する。

[0063] 前記支持部 16 a と前記ブッシュ 17 とは、当該ブッシュ 17 が上下方向及び水平（左右）方向を含む任意の方向に揺動可能となるように、つまり、自由に立体的な揺動が可能となるように、連結されることが好ましい。例えば、ボールジョイントなどのように前記ブッシュ 17 が球体回りに回転することを許容するような連結が好ましい。

[0064] 本実施形態における前記支持部材 16 は、前記支持軸 16 の軸方向から見て、円環状のシフター 15 の周方向に沿う湾曲形状、例えば円弧状、をなす。しかし、当該支持部材 16 の形状は、上下に間隔をおいて並ぶブッシュ 1

7のそれぞれを支持できるものであれば、特に限定されない。あるいは、前記支持部材16の長手方向中間部が前記アーム部材12により揺動自在に支持されていてもよい。この場合も、前記アーム部材12と前記支持部材16との連結について、前記支持部材16と前記ブッシュ17との連結のための構造と同様の構造を適用することが可能である。例えば、アーム部材12の上端部に球体が設けられ、前記支持部材16の長手方向中央部が前記球体回りに回転可能となるように当該球体に連結されることによって、当該支持部材16は上下方向及び水平方向を含む任意の方向に自由に揺動することが可能である。

[0065] 前記複数のブッシュ17は、前記環状溝15fの内部において、前記シフター15の周方向に並ぶように配置され、かつ、当該シフター15の前側対向面15hと後側対向面15gとの間で前記出力軸6の外周面上を前後方向に移動することが可能である。例えば、前記出力軸6の右側（図2では紙面左側）に配置されている2つのブッシュ17を参照すると、当該ブッシュ17は上下方向の中央位置を挟んでほぼ均等な間隔で上下に配置され、かつ、それぞれが右側の支持部材16によって個別に支持されている。同様に、前記出力軸の左側（図2では紙面右側）に配置されている2つのブッシュ17も、上下方向の中央位置を挟んでほぼ均等な間隔となるように上下に配置され、かつ、それぞれが左側の支持部材16によって個別に支持されている。

[0066] つまり、本実施形態に係る前記複数のブッシュ17は、それぞれの支持部材16の上下両端部に支持されているとともに、前記出力軸6を挟んで互いに右左方向に対向する位置に配置されている。このようにして、前記複数のブッシュ17のそれぞれは、各支持部材16の上下の支持部16aにより互いに独立した状態で支持されている。このように、シフター15の周方向に並ぶように配置された複数のブッシュ17のそれぞれが前記シフター15を押圧することは、当該複数のブッシュ17が当該シフター15に押圧力を付加する面積を大きくして許容負荷容量を増大させることを可能にする。

[0067] 前記のような複数のブッシュ17の分散配置は、単一のブッシュを大型化

するよりも、１個のブッシュ１７におけるシフター１５の周方向についての長さに対するシフター１５の半径方向についての長さの比を大きくして許容負荷容量を増大させることを可能にする。

[0068] 図５、図６に示すように、前記複数のブッシュ１７のそれぞれは、略矩形状の板片で形成されていて、前側押圧面１７ａ及び後側押圧面１７ｂを含む複数の側壁面を有する。前記前側押圧面１７ａは、前記シフター１５の前側対向面１５ｈ（環状溝１５ｆの前側壁面）と向かい合い且つ面接触して押圧することが可能な面である。前記後側押圧面１７ｂは、前記シフター１５の後側対向面１５ｇ（環状溝１５ｆの後側壁面）と向かい合い且つ面接触して押圧することが可能な面である。

[0069] それぞれのブッシュ１７の前側押圧面１７ａ及び後側押圧面１７ｂは前後方向で互いに対向する。前記前側押圧面１７ａ及び前記後側押圧面１７ｂのそれぞれは所定の面積を有する。

[0070] 前記ブッシュ１７の押圧面１７ａ、１７ｂと、前記シフター１５の対向面１５ｇ、１５ｈと、のうちのいずれか一方の面（押圧面乃至は対向面）は、鉄鋼材料で形成され、他方の面（対向面乃至は押圧面）は非鉄金属で形成されていると好ましい。例えば、ブッシュ１７の前側押圧面１７ａ及び後側押圧面１７ｂが非鉄金属で形成されている場合、シフター１５の後側対向面１５ｇ及び前側対向面１５ｈは鉄鋼材料で形成されていることが望ましい。

[0071] このように、ブッシュ１７の押圧面１７ａ、１７ｂ及びシフター１５の対向面１５ｇ、１５ｈのうちの一方の面（押圧面乃至は対向面）を鉄鋼材料で形成し、他方の面（対向面乃至は押圧面）を非鉄金属で形成することで、対向面１５ｇ、１５ｈと押圧面１７ａ、１７ｂとの間の凝着力が小さくなり、それぞれの面の摩耗を抑制することができる。前記非鉄金属としては、例えばアルミ青銅を用いることが推奨される。

[0072] 前記ブッシュ１７の中心には当該ブッシュ１７を厚み方向すなわち前記シフター１５の径方向に貫通した貫通孔が形成されていて、その貫通孔に前記軸受１８が配備される。前記複数のブッシュ１７のそれぞれは、前記軸受１

8を介して、支持部材16aに取り付けられ、これにより、前記支持部材16によって個別に揺動自在に支持されている。図2～図4に示すように、前記ブッシュ17のそれぞれは、前記出力軸6の軸方向（前後方向）に揺動するとともに、出力軸6の回転接線方向と平行な軸心（シフター15の前側対向面15h及び後側対向面15gに平行な方向の軸心）回りに揺動する。つまり、前記ブッシュ17は、支持部16aの回りを任意の方向に自由に立体的に揺動（球体の回りを回るような揺動）することが可能である。

[0073] 前記のように個別に揺動自在に支持されている前記複数のブッシュ17は、それぞれ、前記出力軸6の軸方向において、振り子のように動くようになっているとよい。つまり、前記支持部材16は、前記シフター15の周方向に延びる当該支持部材16の長手方向の中央部を中心として前後方向に揺動するように前記支持アーム12に支持されているのがよい。例えば、シフター15が低速用大歯車7に係合されている状態で当該シフター15に対する上側のブッシュ17の押圧が強くなった場合、支持部材16がその長手方向中央部を中心として揺動することにより、前記支持部材16に支持されている前記上側のブッシュ17を前側に、下側のブッシュ17を後側に、それぞれ移動させることができる。

[0074] このように、上下のブッシュ17のいずれかの押圧面17a, 17bによるシフター15への押圧が強くなった場合、支持部材16がその長手方向中央部を中心として揺動して前記押圧が強いほうのブッシュ17を対向面15gまたは対向面15hから遠ざける方向、すなわち他方のブッシュ17を対向面15hまたは15gに近づける方向に移動させ、これにより、上下のブッシュ17の押圧面17a, 17bの圧力を均等化する。

[0075] 前記複数のブッシュ17のそれぞれと前記支持部材16との間に介在して当該ブッシュの揺動を可能にする前記軸受18としては、図6～図8に示すような球面滑り軸受18a又は図9～図11に示すような自動調心軸受18bなどが好ましい。すなわち、前記複数のブッシュ17のそれぞれと前記支持部材16との間に介在する部材としては、当該支持部材16に対して当該

ブッシュ 17 が任意の方向に立体的に揺動することを可能にするものが好ましい。図 6～図 8 に示されるブッシュ 17 は貫通孔を囲む被支持部 17 c を有し、その貫通孔内に前記球面滑り軸受 18 a が挿入されている。図 9～図 11 に示されるブッシュ 17 も同様の貫通孔を囲む被支持部 17 c を有し、その貫通孔内に自動調心軸受 18 b が挿入されている。

[0076] 図 6～図 8 及び図 9～図 11 にそれぞれ示される球面滑り軸受 18 a 及び自動調心軸受 18 b は、いずれも、当該軸受 18 a, 18 b が挿入されている被支持部 17 c をもつ前記ブッシュ 17 が、前記シフター 15 の前側対向面 15 h 及び後側対向面 15 g に平行な軸心であって前記出力軸 6 の回転接線方向と平行な方向の軸心回り揺動可能となるように当該ブッシュ 17 と支持部材 16 a とを連結し、これにより、図 12 に示されるように、シフター 15 の回転方向上流側（図 12 では上側）におけるシフター 15 の対向面（前側対向面 15 h または後側対向面 15 g）とブッシュ 17 の押圧面（前側押圧面 17 a または後側押圧面 17 b）との隙間の寸法（例えば図 12 に示される最大寸法 X_{max} ）を、前記シフター 15 の回転方向下流側（図 12 では下側）の隙間の寸法（例えば図 12 に示される最小寸法 X_{min} ）より大きくすることができる。

[0077] 例えば、前記シフター 15 が前記低速用大歯車 7 と連結されて当該低速用大歯車 7 とともに回転することにより前記ブッシュ 17 の後側押圧面 17 b に対して前記シフター 15 の後側対向面 15 g が面接触しながら前記シフター 15 の回転方向に撓動する場合、前記ブッシュ 17 は、前記シフター 15 の後側対向面 15 g に対して平行な軸心回りに揺動することにより、前記シフター 15 の回転方向上流側における前記ブッシュ 17 の後側押圧面 17 b と前記シフター 15 の後側対向面 15 g との隙間を、当該シフター 15 の回転方向下流側における前記後側押圧面 17 b と前記後側対向面 15 g との隙間よりも大きくすることができる。

[0078] 一方、前記シフター 15 が前記高速用大歯車 8 と連結されて当該高速用大歯車 8 とともに回転することにより前記ブッシュ 17 の前側押圧面 17 a に

対して前記シフター 15 の前側対向面 15 h が面接触しながら摺動する場合、前記ブッシュ 17 は、前記シフター 15 の前側対向面 15 h に対して平行な軸心回りに揺動することにより、前記シフター 15 の回転方向上流側における前記ブッシュ 17 の前側押圧面 17 a と前記シフター 15 の前側対向面 15 h との隙間の寸法を、当該シフター 15 の回転方向下流側における前側押圧面 17 a と前記対向面 15 h との隙間の寸法よりも大きくすることができる。すなわち、前記ブッシュ 17 に対して前記シフター 15 に所定の傾きを与えることができる。このことは、前記シフター 15 の回転時において、前記後側押圧面 17 b と前記後側対向面 15 g との楔効果、及び、前側押圧面 17 a と前側対向面 15 h との楔効果、を高めて許容負荷容量を増大させることを可能にする。

[0079] また、前記後側押圧面 17 b と前記後側対向面 15 g との間、乃至は、前記前側押圧面 17 a と前記対向面 15 h との間、に所定の傾きが存在する状態で減速機 1 が組立てられた場合であっても、その後の出力軸 6 の回転時に前記後側押圧面 17 b が前記後側対向面 15 g に確実に当接するように、また、前記前側押圧面 17 a が前記前側対向面 15 h に確実に当接するように、調心されることが可能である。この調心は、ブッシュ 17 の前側押圧面 17 a 及び後側押圧面 17 b における面圧を略均一にして許容負荷容量の低下を防ぐことを可能にする。

[0080] さらに、上記のような複数のブッシュ 17 の個別の揺動可能な支持は、前記低速用大歯車 7 及び前記高速用大歯車 8 の中から選ばれる係合歯車に係合されている前記シフター 15 がその係合歯車から離れようとする動きをしても上下のブッシュ 17 の一方が常にシフター 15 を押圧して当該シフター 15 が前記係合歯車から外れるのを防止することを可能にする。例えば、前記シフター 15 と前記低速用大歯車 7 とが係合している場合、当該シフター 15 が当該低速用大歯車 7 の上側から徐々に離れようとしても、下側のブッシュ 17 が前記シフター 15 を押さえ込むことにより、前記シフター 15 が前記低速用大歯車 7 から外れるのを防ぐ。

- [0081] すなわち、この減速機 1 では、前記出力軸 6 の軸方向において、上側及び下側のブッシュ 1 7 のいずれか一方が必ずシフター 1 5 を押圧するので、前記シフター 1 5 と前記大歯車 7、8 との係合が維持される。
- [0082] 図 6 ～図 1 1 に示されるように、前記ブッシュ 1 7 の前側押圧面 1 7 a 及び後側押圧面 1 7 b の角部 1 7 d には R 加工が施されていると好ましい。当該角部 1 7 d に対する R 加工は、当該角部 1 7 d における片当たりの発生を抑制する。また、ブッシュ 1 7 の前側押圧面 1 7 a 及び後側押圧面 1 7 b の面圧の均等化をさらに助けて許容負荷容量の低下を防ぐことを可能にする。
- [0083] 図 2 に示されるブッシュ 1 7 は、出力軸 6 の軸方向から見てシフター 1 5 の周方向に沿う円弧形状を有するが、当該ブッシュ 1 7 の形状は円弧形状（湾曲形状）に限定されない。また、シフター 1 5 の径方向から見たブッシュ 1 7 の形状も図 6 ～図 1 1 に示される略矩形状に限定されない。
- [0084] 例えば、図 1 及び図 3 に示すようにブッシュ 1 7 の後側押圧面 1 7 b とシフター 1 5 の後側対向面 1 5 g とを面接触させる方向にクラッチ 1 1 が作動して当該ブッシュ 1 7 が当該シフター 1 5 を後方へ押圧すると、シフター 1 5 はその内歯スプライン 1 5 a と出力軸 6 の外歯スプライン 6 a とが噛み合った状態で当該出力軸 6 の外周面上をその軸方向に移動して係合歯車である低速用大歯車 7 に係合される。具体的には、当該低速用大歯車 7 の後側突出部 7 a の内歯スプライン 7 b と前記シフター 1 5 の後側突出部 1 5 b の外歯スプライン 1 5 c とが噛み合う。これにより、前記低速用大歯車 7 とそれに噛み合う低速用小歯車 4 を介して前記出力軸 6 が前記入力軸 3 に繋がり、当該入力軸 3 の回転駆動力が所定の減速比で前記出力軸 6 に伝達される。
- [0085] つまり、入力軸 3 に与えられた回転駆動力は、前記低速用小歯車 4、前記低速用大歯車 7、当該低速用大歯車 7 の後側突出部 7 a の内歯スプライン 7 b、前記シフター 1 5 の後側突出部 1 5 b の外歯スプライン 1 5 c、当該シフター 1 5 の内歯スプライン 1 5 a、及び前記出力軸 6 の外歯スプライン 6 a を順に経て所定の減速比で前記出力軸 6 に伝達される。このとき、高速用大歯車 8 は軸受 9 によって出力軸 6 から切り離されていて動力伝達を行わず

、当該出力軸 6 に対して空転する。

[0086] 逆に、図 4 に示すようにブッシュ 17 の前側押圧面 17 a とシフター 15 の前側対向面 15 h とを面接触させる方向にクラッチ 11 が作動して当該ブッシュ 17 が当該シフター 15 を前方へ押圧すると、シフター 15 は前記出力軸 6 の外周面上をその軸方向に沿って前記と逆向きに移動して係合歯車である高速用大歯車 8 に係合される。具体的には、当該高速用大歯車 8 の前側突出部 8 a の内歯スプライン 8 b と前記シフター 15 の前側突出部 15 d の外歯スプライン 15 e とが噛み合う。これにより、前記高速用大歯車 8 とそれに噛み合う高速用小歯車 5 を介して前記出力軸 6 が前記入力軸 3 に繋がり、当該入力軸 3 の回転駆動力が所定の減速比で前記出力軸 6 に伝達される。

[0087] つまり、入力軸 3 に与えられた回転駆動力は、前記高速用小歯車 5、前記高速用大歯車 8、当該高速用大歯車 8 の前側突出部 8 a の内歯スプライン 8 b、前記シフター 15 の前側突出部 15 d の外歯スプライン 15 e、前記シフター 15 の内歯スプライン 15 a、及び前記出力軸 6 の外歯スプライン 6 a を順に経て所定の減速比で前記出力軸 6 に伝達される。このとき、低速用大歯車 7 は軸受 9 によって出力軸 6 から切り離されていて動力伝達を行わず、当該出力軸 6 に対して空転する。

[0088] 前記減速機 1 は、図 2 に示すような潤滑剤供給装置 25 を備える。当該潤滑剤供給装置 25 は、前記複数のブッシュ 17 のそれぞれに潤滑油を供給する。具体的に、当該潤滑剤供給装置 25 は、各ブッシュ 17 の前側押圧面 17 a とこれに対向するシフター 15 の前側対向面 15 h との間、及び、各ブッシュ 17 の後側押圧面 17 b とこれに対向するシフター 15 の後側対向面 15 g との間、にそれぞれ潤滑剤を供給する。

[0089] 前記潤滑剤供給装置 25 は、左右一対の主配管 20 と、当該主配管 20 のそれぞれの先端から互いに分岐する上下一対の分配配管 19 と、を有する。各分配配管 19 の先端は潤滑剤供給口 19 a を構成する。前記分配配管 19 の潤滑剤供給口 19 a は前記シフター 15 の回転方向について前記各ブッシュ 17 の上流側の位置にそれぞれ配置されている。例えば、前記出力軸 6 の

右側（図２では紙面左側）では各分配配管１９が各ブッシュ１７の上方に配置され、各分配配管１９の潤滑剤供給口１９aは下を向いている。一方、前記出力軸６の左側（図２では紙面右側）では各分配配管１９が各ブッシュ１７の下方に配置され、各分配配管１９の潤滑剤供給口１９aは上を向いている。

[0090] 前記主配管２０のそれぞれは図示されない潤滑剤貯留タンクに接続され、当該潤滑剤貯留タンクから前記主配管２０及び当該主配管から分岐する前記分配配管１９を通じて前記ブッシュ１７と前記シフター１５との間に潤滑剤が供給される。具体的に、前記出力軸６の右側（図２では左側）に配置されている上下の分配配管１９は、互いに面接触し摺動している前側押圧面１７aと前側対向面１５hとの間または後側押圧面１７bと後側対向面１５gとの間にその上側の位置から下向きに潤滑剤を供給する。一方で、前記出力軸６の左側（図２では右側）に配置されている上下の分配配管１９は、互いに面接触し摺動している前側押圧面１７aと前側対向面１５hとの間または後側押圧面１７bと後側対向面１５gとの間にその下側の位置から上向きに潤滑剤を供給する。

[0091] 前記潤滑剤供給装置２５におけるそれぞれの潤滑剤供給口１９aは、前記シフター１５の回転方向について各ブッシュ１７の上流側の位置に設けられることにより、各ブッシュ１７の前側押圧面１７aとシフター１５の前側対向面１５hとの間、及び、後側押圧面１７bと後側対向面１５gとの間、に対してその上流側の位置から至近距離で確実に潤滑剤を供給することができる。また、図２の矢印によって示される方向の前記シフター１５の回転により、各潤滑剤供給口１９aから噴射される潤滑剤が前側押圧面１７aと前側対向面１５hとの間、及び、後側押圧面１７bと後側対向面１５gとの間に引き込まれることにより、当該前側押圧面１７aと当該前側対向面１５hとの間、及び、当該後側押圧面１７bと当該後側対向面１５gとの間を確実に潤滑する。このことは、互いに面接触する前側押圧面１７aと前側対向面１５hとの間、及び、後側押圧面１７bと後側対向面１５gとの間における摺

動による発熱、ブッシュ 17 及びシフター 15 の摩耗の抑制を可能にする。

[0092] 前記潤滑剤供給部 25 から潤滑剤が供給される潤滑状態において、図 12 に示されるように、前側の押圧面 17 a と対向面 15 h、乃至は、後側の押圧面 17 b と対向面 15 g との間隙の最小寸法、つまり、シフター 15 の回転方向出口側における、前側の押圧面 17 a と対向面 15 h、乃至は、後側の押圧面 17 b と対向面 15 g の隙間の最小寸法を X_{min} (μm) とした際に、各押圧面 17 a, 17 b における面粗度と、各対向面 15 g, 15 h における面粗度のそれぞれが、算術平均粗さ R_a で $X_{min}/8 \mu m$ 以下とすることが好ましい。

[0093] 図 12 は、前記シフター 15 の対向面（後側対向面 15 g または前側対向面 15 h）の粗さ曲線 15 j、及び、ブッシュ 17 の押圧面（前側押圧面 17 a または後側押圧面 17 b）の粗さ曲線 17 e を、それぞれ模擬的に三角波で表している。前記シフター 15 の対向面の最大高さ粗さ (R_z) 15 k が当該対向面の算術平均粗さ (R_a) 15 l の 4 倍 ($R_z = 4 R_a$) である場合、及び、前記ブッシュ 17 の押圧面における最大高さ粗さ (R_z) 17 f が当該押圧面の算術平均粗さ (R_a) 17 g の 4 倍 ($R_z = 4 R_a$) である場合において、前記シフター 15 の前記対向面の最大高さ粗さ (R_z) 15 l と前記ブッシュ 19 の押圧面の最大高さ粗さ (R_z) 17 f の和 ($8 R_a$) が、前記ブッシュ 17 の押圧面 17 a, 17 b とシフター 15 の対向面 15 g, 15 h との間隙の最小寸法 X_{min} より小さいことが好ましい ($X_{min} \geq 8 R_a$)。このことは、前記のように供給された潤滑剤が前記シフター 15 の対向面の粗さ曲線 15 j と前記ブッシュ 19 の押圧面の粗さ曲線 17 e との間に介在して両面の直接的な接触を阻止することを可能にする。

[0094] 上述の算術平均粗さ R_a 、最大高さ粗さ R_z 、及び、粗さ曲線は全て (JIS B0601) に規定されているものである。つまり、各押圧面 17 a, 17 b における面粗度と、各対向面 15 g, 15 h における面粗度のそれぞれについて規定される、算術平均粗さが $X_{min}/8$ (μm) 以下であるという条件は、前記算術平均粗さ R_a の定義から導き出されたものである。

[0095] このように、算術平均粗さ R_a が $X_{min}/8$ (μm) 以下であること、つまり、前記最小間隙 X_{min} (μm) が算術平均粗さ R_a の 8 倍以上であること、は潤滑剤の膜厚（油膜厚さ）を十分に確保することを可能にする。具体的には、当該潤滑剤によって隔てられた 前側押圧面 17 a と前側対向面 15 h との間、及び、後側押圧面 17 b と後側対向面 15 g との間、における押圧面の粗さ曲線 17 e のピークと対向面の粗さ曲線 15 j のピークとの接触が起きにくくなり、当該前側押圧面 17 a、前側対向面 15 h、当該後側押圧面 17 b、及び当該後側対向面 15 g の摩耗を抑制することができる。

[0096] 次に、前記減速機 1 の動作を説明する。図 1 及び図 3 は、シフター 15 が低速用大歯車 7 に係合されている状態、つまり低速用大歯車 7 が係合歯車に相当する状態、を示す図である。一方、図 4 は、クラッチ 11 によりシフター 15 が切り換えられて高速用大歯車 8 に係合されている状態、つまり高速用大歯車 8 が係合歯車に相当する状態、を示す図である。

[0097] この減速機 1 において、出力軸 6 の回転を低速回転にするためには、クラッチ 11 のクラッチレバー 14 に対して後向きの操作が与えられる。この操作を受けて前記クラッチ 11 は、前記ブッシュ 17 の後側押圧面 17 b がこれに対峙するシフター 15 の後側対向面 15 g を押圧して当該シフター 15 を後側の低速用大歯車 7 へ移動させるように作動する。このように移動した前記シフター 15 の後側突出部 15 b が前記低速用大歯車 7 の後側突出部 7 a と係合されて、当該シフター 15 と当該低速用大歯車 7 とが連結される。より具体的には、前記後側突出部 15 b に形成されている外歯スプライン 15 c が、前記後側突出部 7 a に形成されている内歯スプライン 7 b と噛み合う。

[0098] 前記減速機 1 は、前記クラッチ 11 がその作動後にニュートラル状態に戻らないように、前記クラッチレバー 14 の位置を現在の位置にロックするロック装置をさらに備えることが好ましい。当該ロック装置は、シフター 15 の内歯スプライン 15 a が出力軸 6 の外歯スプライン 6 a に噛み合った状態

において、当該シフター 15 の後側対向面 15 g に対する当該ブッシュ 17 の後側押圧面 17 b の押圧により前記シフター 15 が前記高速用大歯車 8 に向かって移動する（前側に移動する）こと、つまり、クラッチ 11 がニュートラル状態に復帰すること、を制限することができる。

[0099] 上記のようなクラッチ 11 の作動により、前記シフター 15 は前記出力軸 6 と一体に回転する状態のまま前記低速用大歯車 7 に係合される。これにより、当該低速用大歯車 7 が当該シフター 15 を介して前記出力軸 6 に連結され、出力軸 6 の回転速度を低速にする準備が完了する。この状態で、図示されない電動モータが作動してこれに接続されている入力軸 3 に回転駆動力を与えると、当該回転駆動力は、前記入力軸 3 の外周面に固定されている低速用小歯車 4 を介して前記低速用大歯車 7 に伝達される。当該低速用大歯車 7 は前記のように前記シフター 15 を介して前記出力軸 6 に連結されているので、前記回転駆動力は前記低速用小歯車 4 及び前記低速用大歯車 7 を経由して前記出力軸 6 に伝達され、これにより当該出力軸 6 は低速回転する。従って、当該出力軸 6 に連結されている駆動対象、例えばロータやスクリュ軸等、は低速で回転駆動される。

[0100] 前記出力軸 6 の回転を高速回転に切換えるには、前記クラッチ 11 のクラッチレバー 14 に対して前向きな操作が与えられる。この操作を受けて前記クラッチ 11 は、前記ブッシュ 17 の前側押圧面 17 a がこれに対峙するシフター 15 の前側対向面 15 h を押圧して当該シフター 15 を前記低速用大歯車 7 からその前側の高速用大歯車 8 へ移動させるように作動する。このように移動したシフター 15 の前側突出部 15 d が前記高速用大歯車 8 の前側突出部 8 a に係合されて、当該シフター 15 と当該高速用大歯車 8 とが連結される。より具体的には、前記前側突出部 15 d に形成されている外歯スプライン 15 e が、前記前側突出部 8 a に形成されている内歯スプライン 8 b に噛み合う。

[0101] 前記減速機 1 が前記ロック装置を備える場合、当該ロック装置は、前記クラッチ 11 がその作動後にニュートラル状態に戻らないように前記クラッチ

レバー 14 の現在の位置をロックすることが可能である。これにより、当該ロック装置は、シフター 15 の内歯スプライン 15 a が出力軸 6 の外歯スプライン 6 a に噛み合った状態において、当該シフター 15 の前側対向面 15 h に対する前記ブッシュ 17 の前側押圧面 17 a の押圧により当該シフター 15 が前記低速用大歯車に向かって移動する（後側に移動する）こと、つまり、クラッチ 11 がニュートラル状態に復帰すること、を制限することができる。

[0102] 上記のようなクラッチ 11 の作動により、前記シフター 15 は前記出力軸 6 と一体に回転する状態のまま前記高速用大歯車 8 に係合される。これにより、当該高速用大歯車 8 が当該シフター 15 を介して前記出力軸 6 に連結され、出力軸 6 の回転速度を高速にする準備が完了する。この状態で前記電動モータが作動してこれに接続されている入力軸 3 に回転駆動力を与えると、当該回転駆動力は、前記入力軸 3 の外周面に固定されている高速用小歯車 5 を介して前記高速用大歯車 8 に伝達される。当該高速用大歯車 8 は前記のように前記シフター 15 を介して前記出力軸 6 に連結されているので、当前記回転駆動力は前記高速用小歯車 5 及び前記高速用大歯車 8 を経由して前記出力軸 6 に伝達され、これにより出力軸 6 は高速回転する。従って、当該出力軸 6 に連結されている駆動対象、例えばロータやスクリュ軸等、は、高速で回転駆動される。

[0103] 以上、説明したように、前記減速機 1 によれば、クラッチ 11 のクラッチレバー 14 を操作するだけで、出力軸 6 の回転速度を複数の回転速度（前記実施形態では低速及び高速）に容易にかつ確実に切り換えることができる。前記の「低速」及び「高速」という表現は相対的なものである。出力軸 6 の回転速度は、前記減速機 1 によって減速された後の速度であり、当該出力軸 6 は、入力軸 3 の回転速度より低い回転速度で回転する。

[0104] なお、今回開示された実施形態はすべての点で例示であって制限的なものではないと考えられるべきである。特に、今回開示された実施形態において、明示的に開示されていない事項、例えば、運転条件や操業条件、各種パラ

メータ、構成物の寸法、重量、体積などは、当業者が通常実施する範囲を逸脱するものではなく、通常の当業者であれば、容易に想定することが可能な値を採用している。

[0105] 例えば、本発明に係る複数のブッシュの具体的な個数や当該複数のブッシュを支持するブッシュ支持体の具体的構成は、特に限定されない。当該複数のブッシュ及びブッシュ支持体についての変形例を図13及び図14を参照しながら以下に説明する。

[0106] 図13に示される変形例は、前記実施形態と同様に、対向面15sを有するシフター15と、それぞれが押圧面17sを有する複数のブッシュと、当該複数のブッシュを支持するブッシュ支持体30と、を含むが、前記複数のブッシュは3つのブッシュ、具体的には上から順に並ぶ上側ブッシュ17A、中間ブッシュ17B及び下側ブッシュ17C、を含み、前記シフター15の対向面15s及び各ブッシュ17A～17Cの押圧面17sはいずれも平面である。前記複数のブッシュ17A～17Cは前記シフター15の周方向（図13では上下方向）に沿って上下に並ぶ3つの位置にそれぞれ配置されている。

[0107] 前記複数のブッシュ17を支持するブッシュ支持体30は、第1の支持部を構成する一对の上側支持部材31A及び下側支持部材31Bと、当該上側及び下側支持部材31A、31Bを揺動可能に支持する第2の支持部を構成する共通支持部材32と、を有する。

[0108] 前記上側支持部材31Aは、互いに結合された上下のリンク節31a、31aにより構成され、前記下側支持部材31Bは、互いに結合された上下のリンク節31b、31bにより構成される。前記各リンク節31a、31aのそれぞれは基端部及びその反対側の先端部を有し、当該リンク節31a、31aの基端部同士が結合されるとともに当該基端部により形成される角度が所定の角度（例えば90°）に固定されている。同様に、前記各リンク節31b、31bのそれぞれも基端部及びその反対側の先端部を有し、当該リンク節31b、31bの基端部同士が結合されるとともに当該基端部により

形成される角度が所定の角度（例えば 90° ）に固定されている。つまり、上側及び下側支持部材 31A, 31B は略 L 字状をなす。

[0109] 前記上側支持部材 31A を構成する上下のリンク節 31a, 31a の先端部は、前記上側ブッシュ 17A 及び前記中間ブッシュ 17B に回動可能に連結され、これにより当該上側支持部材 31A は前記上側ブッシュ 17A 及び中間ブッシュ 17B を個別に揺動自在に支持している。同様に、前記下側支持部材 31B を構成する上下のリンク節 31b, 31b の先端部は、前記中間ブッシュ 17B 及び前記下側ブッシュ 17C に回動可能に連結され、これにより当該下側支持部材 31B は前記中間ブッシュ 17B 及び下側ブッシュ 17C を個別に揺動自在に支持する。すなわち、前記上側ブッシュ 17A 及び前記中間ブッシュ 17B は前記上側支持部材 31A によって回対偶で個別に揺動自在に支持され、前記中間ブッシュ 17B 及び前記下側ブッシュ 17C は前記下側支持部材 31B によって回対偶で個別に揺動自在に支持されている。

[0110] 前記共通支持部材 32 は、前記上側及び下側支持部材 31A, 31B の双方をそれぞれ回対偶で揺動自在に支持するとともに、クラッチ 11 の本体に揺動可能に支持されている。具体的に、当該共通支持部材 32 は、上下一対のリンク節 32a, 32b を有する。上側のリンク節 32a は、クラッチ 11 の支持ブラケット 40 に回対偶で揺動可能に連結される基端部と、その反対側の先端部と、を有し、当該先端部は前記上側支持部材 31A における両リンク節 31a, 31a の基端部に回対偶で揺動自在に連結されている。同様に、下側のリンク節 32b は、前記支持ブラケット 40 に回対偶で揺動可能に連結される基端部と、その反対側の先端部と、を有し、当該先端部は前記下側支持部材 31B における両リンク節 31b, 31b の基端部に回対偶で揺動自在に連結されている。

[0111] このように、図 13 に示す変形例に係るブッシュ支持体 30 では、前記上側及び下側支持部材 31A, 31B 及び共通支持部材 32 が複数の回対偶を含むリンク機構を構成し、シフター 15 の対向面 15s に沿って上下方向

に並ぶように配された３個のブッシュ１７Ａ～１７Ｂが前記リンク機構を介して前記クラッチ１１に個別に揺動自在に支持されている。当該リンク機構は、前記対向面１５ｓが図１４に示すような微小な凹凸（図１４では誇張して描かれている。）を含む形状を有していても、その形状によって適当に変形することにより、各ブッシュ１７Ａ～１７Ｃが前記対向面１５ｓを均等な押圧力で押圧することを可能にする。すなわち、当該リンク機構は、前記対向面１５ｓの多少の凹凸にかかわらず、前記ブッシュ１７Ａ～１７Ｃのそれぞれが対向面１５ｓに与える許容押圧荷重を均等化して負荷容量の低下を防ぐことを可能にする。

[0112] 前記実施形態及び変形例で示されるように、本発明に係る複数のブッシュの具体的な個数は限定されない。本発明に係る技術は、入力軸の回転速度に対応する出力軸の回転速度を複数段に亘って切換えることが求められる種々の減速機に広く適用されることが可能である。

[0113] 以上のように、出力軸の速度を切換えるためのシフターと当該シフターを押圧して減速用の歯車に係合させるブッシュとを備えた減速機であって、前記シフターと前記歯車との係合を確実に維持しながら前記ブッシュとシフターとの面接触による発熱及び摩耗を抑制することができる減速機が提供される。

[0114] 提供される減速機は、入力軸と、出力軸と、前記出力軸に回転自在に支持される複数の歯車と、前記複数の歯車のそれぞれと択一的に係合可能となるように前記出力軸に対して当該出力軸の軸方向に移動可能に取付けられるシフターであって、前記出力軸に外嵌する円環状をなし、前記複数の歯車のうち前記シフターに係合する係合歯車を前記出力軸に連結することにより前記入力軸の回転駆動力が前記係合歯車を介して前記出力軸に伝達されることを可能にするシフターと、当該シフターを前記係合歯車に向けて押圧して移動させることにより当該シフターを当該係合歯車に係合させる複数のブッシュと、当該複数のブッシュを支持するブッシュ支持体と、を備える。前記シフターの外周面には、当該シフターの周方向に延び、当該シフターの径方向外

側に開放された環状溝が形成されている。前記複数のブッシュは、前記シフターの周方向に間隔をおいて並ぶように前記環状溝の内部に配置され、前記複数のブッシュのそれぞれは前記シフターに面接触して当該シフターを前記出力軸の軸方向と平行な方向に押圧する押圧面を有する。前記ブッシュ支持体は、前記複数のブッシュのそれぞれが当該ブッシュ支持体に対して少なくとも前記軸方向と平行な方向に個別に揺動自在となるように当該複数のブッシュを支持する。

[0115] この減速機によれば、前記複数のブッシュが前記シフターの周方向に並ぶかつブッシュ支持体により少なくとも前記出力軸の軸方向と平行な方向に揺動可能に支持された状態でシフターを押圧して係合歯車に係合させるので、いずれかのブッシュが前記シフターから離れようとする動きをしても他のブッシュが前記シフターを押圧を継続して当該シフターと前記係合歯車との係合が解除されることを防止することができるとともに、前記複数のブッシュと前記シフターとが面接触しながら摺動することによる発熱及び摩耗を抑制することができる。

[0116] 前記ブッシュ支持体は、好ましくは、前記複数のブッシュのそれぞれを任意の方向に揺動可能となるように支持するのがよい。このことは、当該ブッシュが前記シフターに対してより適切な姿勢で面接触して当該シフターを押圧することを可能にする。具体的に、当該ブッシュ支持体は、前記複数のブッシュのそれぞれに連結される複数の軸受であって当該複数の軸受のそれぞれが球面滑り軸受又は自動調心軸受であるとよい。

[0117] 前記ブッシュ支持体は、好ましくは、前記出力軸の周方向に沿って延びる第1の支持体と、当該第1の支持体を支持する第2の支持体と、を有し、前記第1の支持体の長手方向の両端部がそれぞれ前記ブッシュを支持するのがよい。当該第1の支持体は、その長手方向の両端部に連結されるそれぞれのブッシュを安定して支持することができる。

[0118] 前記第2の支持体は、好ましくは、前記第1の支持体の長手方向中央部を揺動自在に支持するのがよい。当該第1及び第2の支持体の組合せは、各ブ

ッシュの動きの自由度を増加させる。

[0119] 好ましくは、前記ブッシュのそれぞれに潤滑剤を供給する潤滑剤供給部をさらに備え、前記潤滑剤供給部は、前記ブッシュの前記押圧面と、前記シフターにおける前記環状溝内の側壁面であって前記押圧面に対向する対向面と、の間に潤滑剤を供給するものであるのが、よい。

[0120] 前記潤滑剤供給部は、好ましくは、前記シフトの回転方向について前記ブッシュの上流側の位置から潤滑剤を供給するように配置されているとよい。

[0121] 好ましくは、前記押圧面の角部にR加工が施されているとよい。

[0122] 好ましくは、前記対向面と前記押圧面のうちのいずれか一方は鉄鋼材料で形成され、他方は非鉄金属で形成されているとよい。

[0123] 好ましくは、前記潤滑剤供給部から潤滑剤が供給された潤滑状態において、前記押圧面の算術平均粗さ及び前記対向面の算術平均粗さがいずれも前記押圧面と前記対向面との間隙の最小値 X_{min} の $1/8$ 以下であるのがよい。

請求の範囲

[請求項1]

減速機であって、

入力軸と、

出力軸と、

前記出力軸に回転自在に支持される複数の歯車と、

前記複数の歯車のそれぞれと択一に係合可能となるように前記出力軸に対して当該出力軸の軸方向に移動可能に取付けられるシフターであって、前記出力軸に外嵌する円環状をなし、前記複数の歯車のうち前記シフターに係合する係合歯車を前記出力軸に連結することにより前記入力軸の回転駆動力が前記係合歯車を介して前記出力軸に伝達されることを可能にするシフターと、

前記シフターを前記係合歯車に向けて押圧して移動させることにより当該シフターを当該係合歯車に係合させる複数のブッシュと、

当該複数のブッシュを支持するブッシュ支持体と、を備え、

前記シフターの外周面には、当該シフターの周方向に延び、当該シフターの径方向外側に開放された環状溝が形成され、

前記複数のブッシュは、前記シフターの周方向に間隔をおいて並ぶように前記環状溝の内部に配置され、当該複数のブッシュのそれぞれは、前記シフターに面接触して当該シフターを前記出力軸の軸方向と平行な方向に押圧する押圧面を有し、

前記ブッシュ支持体は、前記複数のブッシュのそれぞれが当該ブッシュ支持体に対して少なくとも前記軸方向と平行な方向に個別に揺動自在となるように当該複数のブッシュを支持する、減速機。

[請求項2]

請求項1記載の減速機であって、前記ブッシュ支持体は、前記複数のブッシュのそれぞれが任意の方向に個別に揺動可能となるように当該複数のブッシュを支持する、減速機。

[請求項3]

請求項2記載の減速機であって、前記ブッシュ支持体は、前記複数のブッシュのそれぞれに連結される複数の軸受を含み、当該複数の軸

受は球面滑り軸受又は自動調心軸受である、減速機。

[請求項4] 請求項 1 ～ 3 のいずれかに記載の減速機であって、前記ブッシュ支持体は、前記出力軸の周方向に沿って延び、前記複数のブッシュのそれぞれを個別に揺動可能に支持する第 1 の支持体と、当該第 1 の支持体を支持する第 2 の支持体と、を有し、前記第 1 の支持体の長手方向の両端部がそれぞれ前記ブッシュを支持する、減速機。

[請求項5] 請求項 4 記載の減速機であって、前記第 2 の支持体は、前記第 1 の支持体の長手方向中央部を揺動自在に支持する、減速機。

[請求項6] 請求項 1 記載の減速機であって、前記複数のブッシュのそれぞれに潤滑剤を供給する潤滑剤供給部をさらに備え、前記潤滑剤供給部は、前記ブッシュの前記押圧面と、前記シフターにおける前記環状溝内の側壁面であって前記押圧面に対向する対向面と、の間に潤滑剤を供給する、減速機。

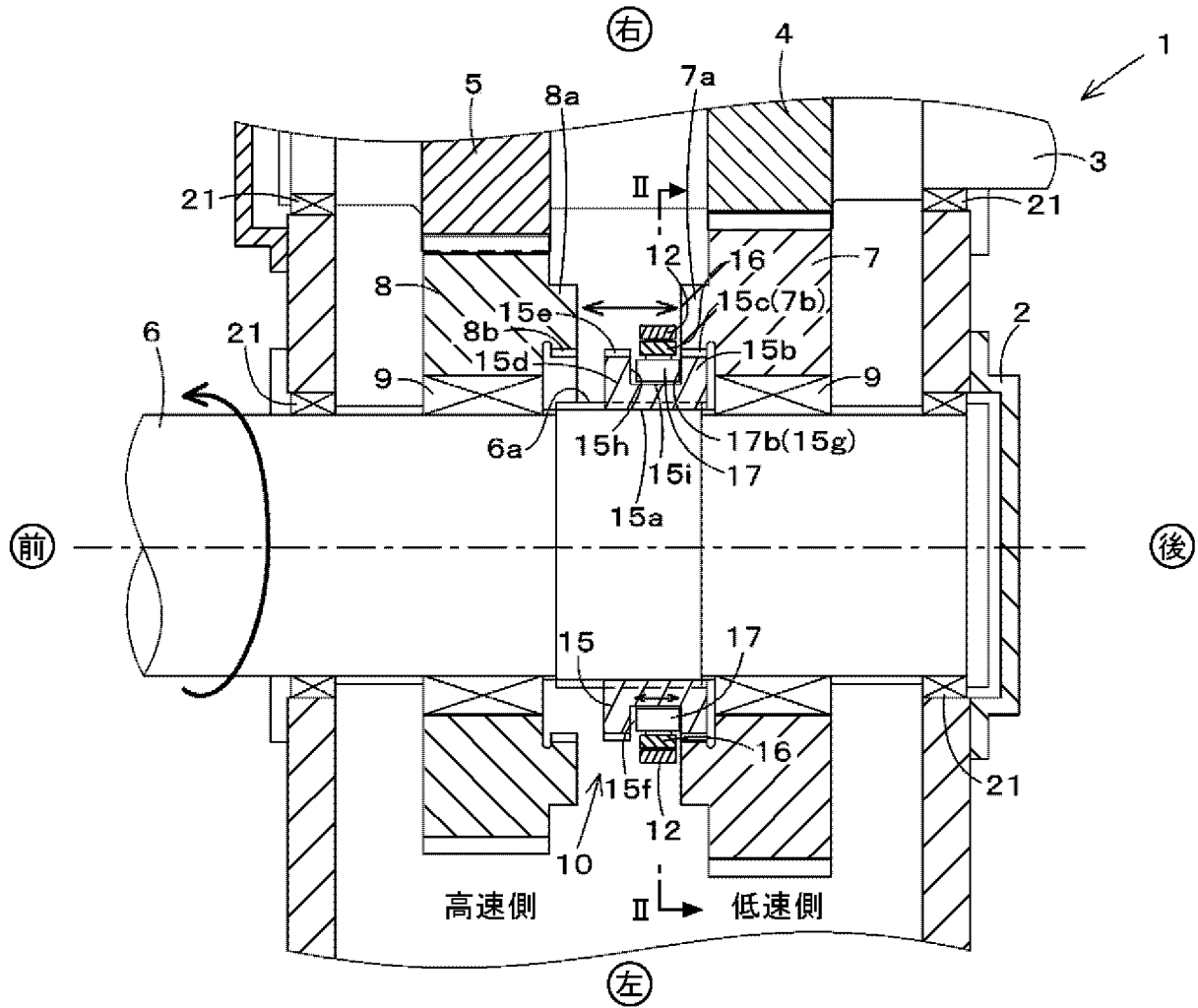
[請求項7] 請求項 6 記載の減速機であって、前記潤滑剤供給部は、前記シフターの回転方向について前記複数のブッシュのそれぞれの上流側の位置から潤滑剤を供給するように配置されている、減速機。

[請求項8] 請求項 6 記載の減速機であって、前記押圧面の角部に R 加工が施されている、減速機。

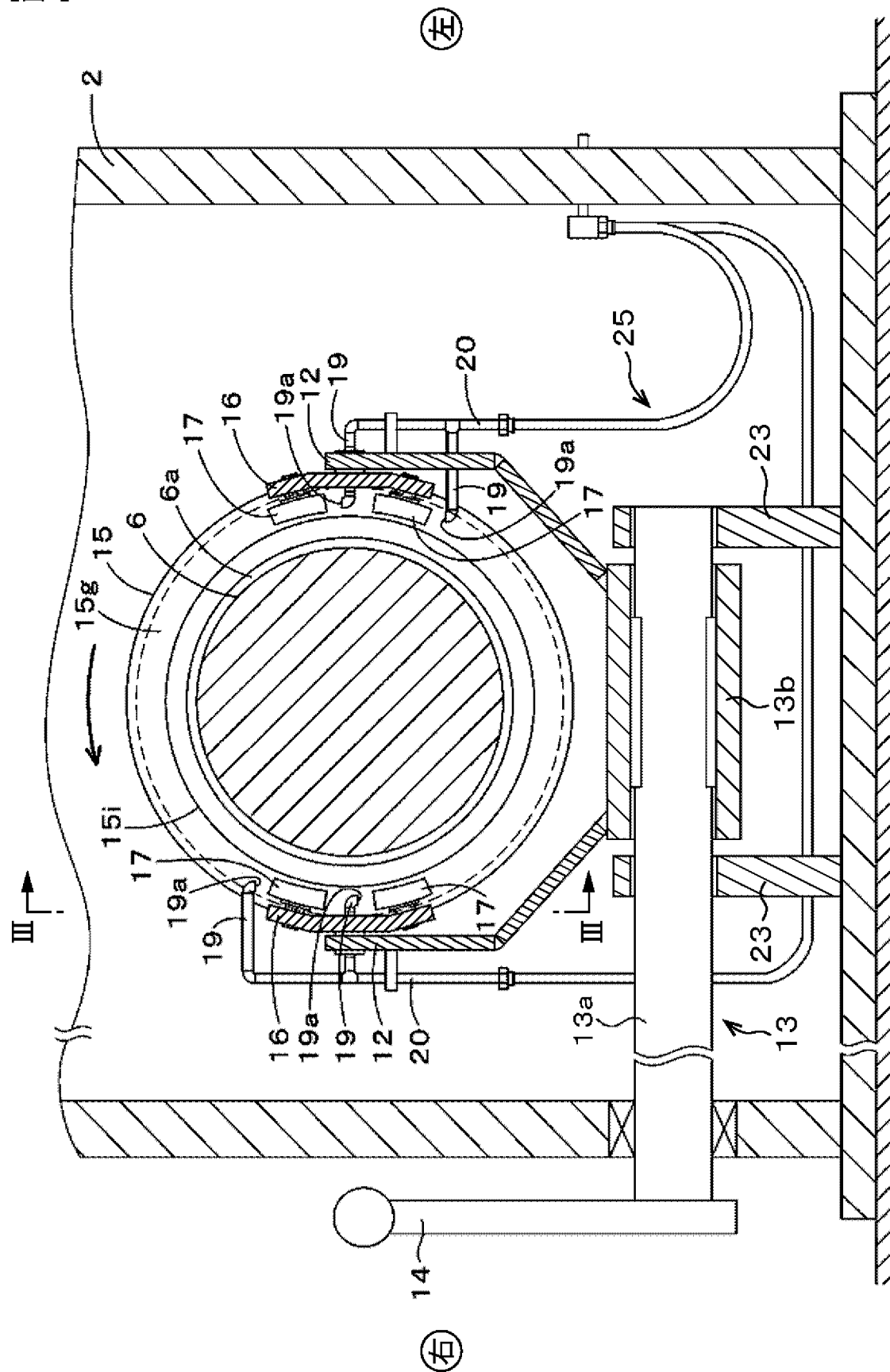
[請求項9] 請求項 6 記載の減速機であって、前記対向面と前記押圧面のうちのいずれか一方は鉄鋼材料で形成され、他方は非鉄金属で形成されている、減速機。

[請求項10] 請求項 6 記載の減速機であって、前記押圧面の算術平均粗さ及び前記対向面の算術平均粗さがいずれも前記押圧面と前記対向面との間隙の最小値 X_{min} の $1/8$ 以下である、減速機。

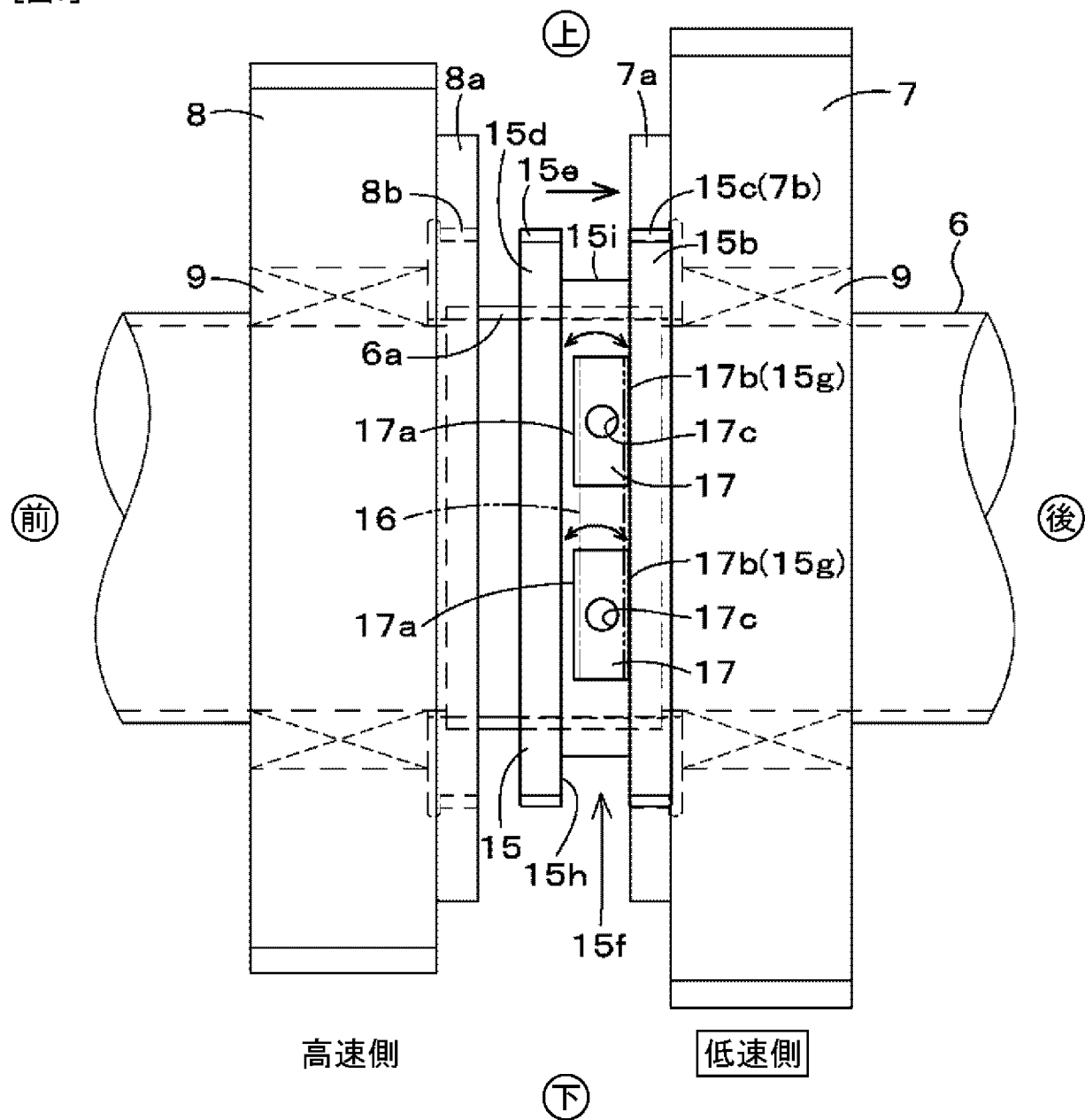
[図1]



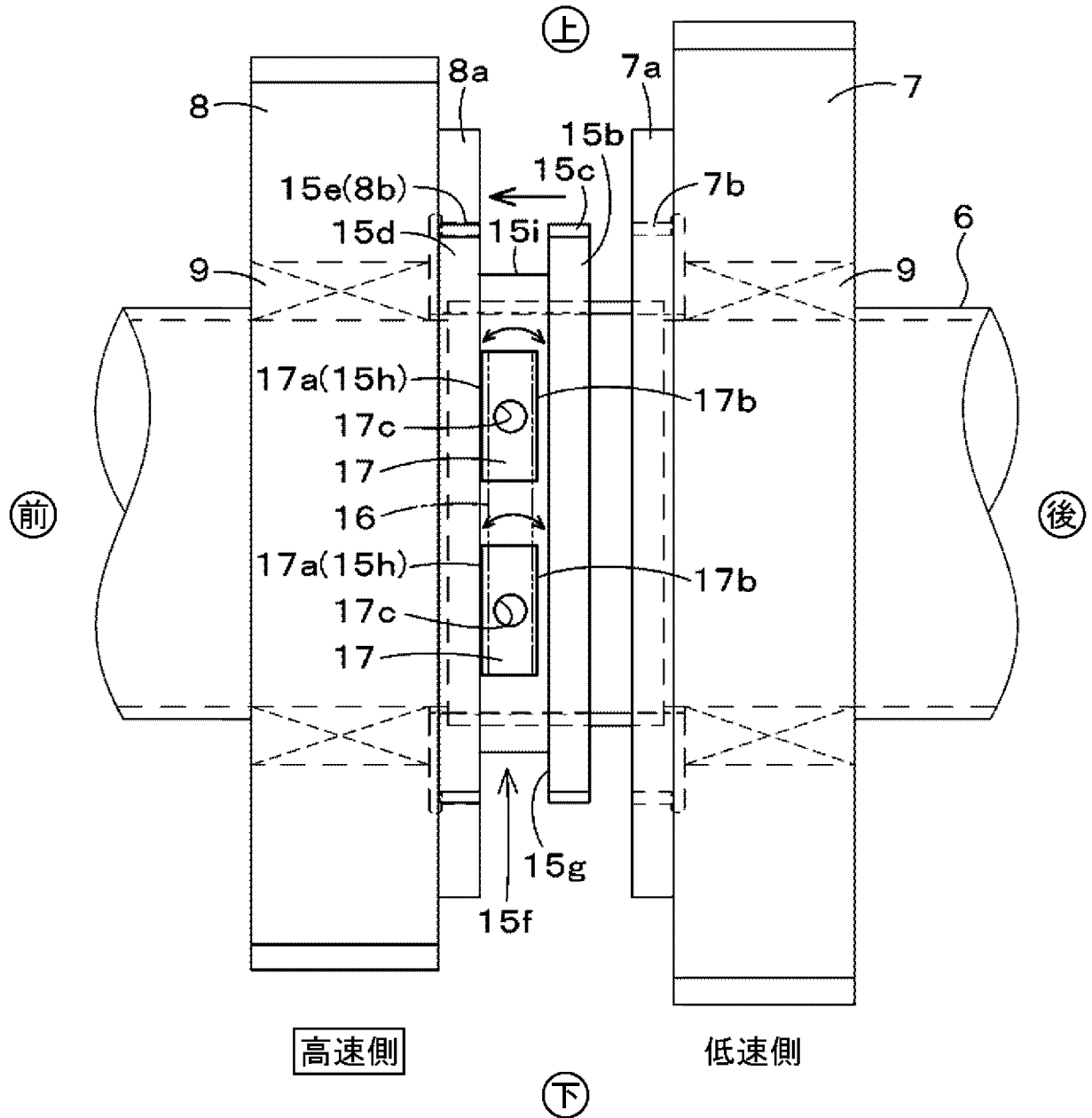
[図2]



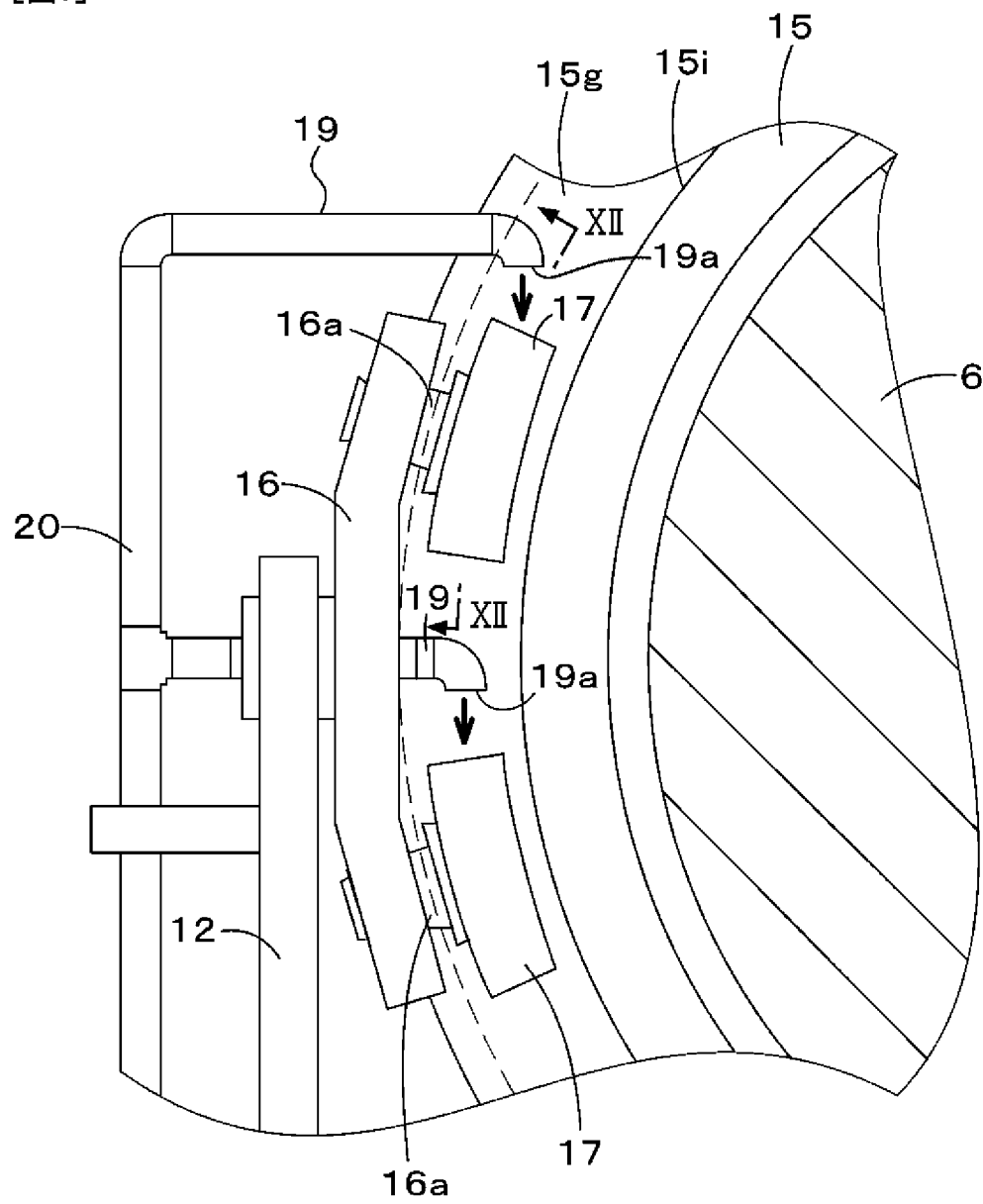
[図3]



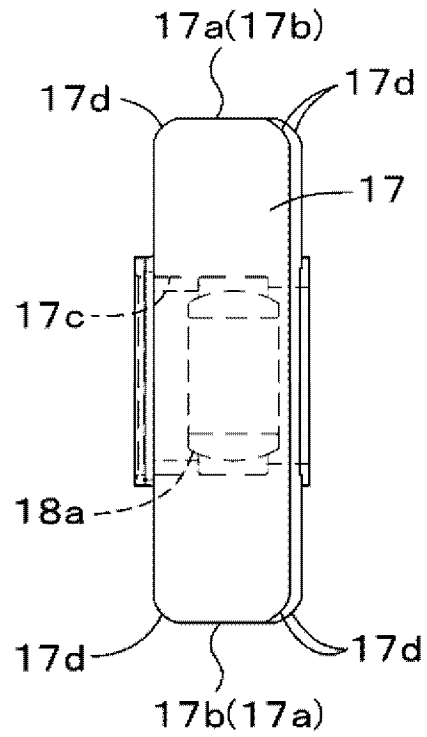
[図4]



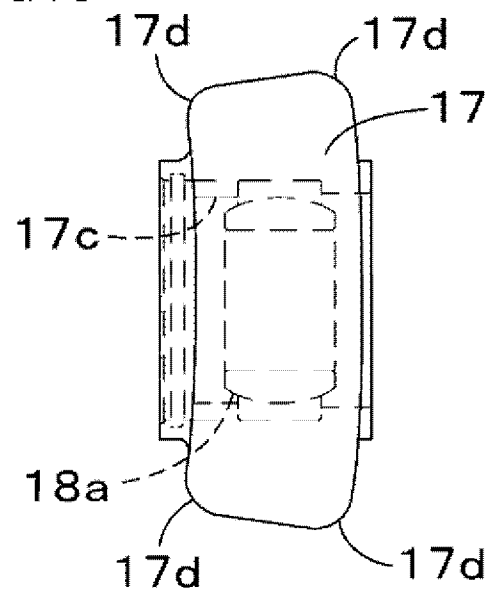
[図5]



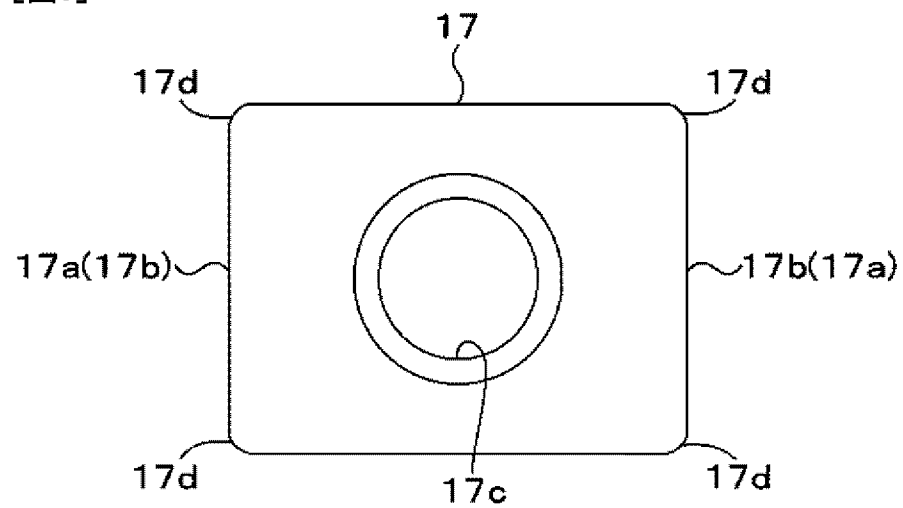
[図6]



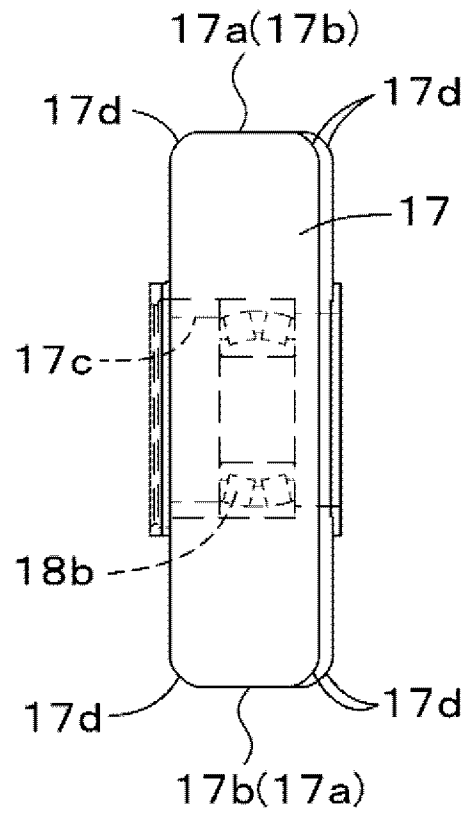
[図7]



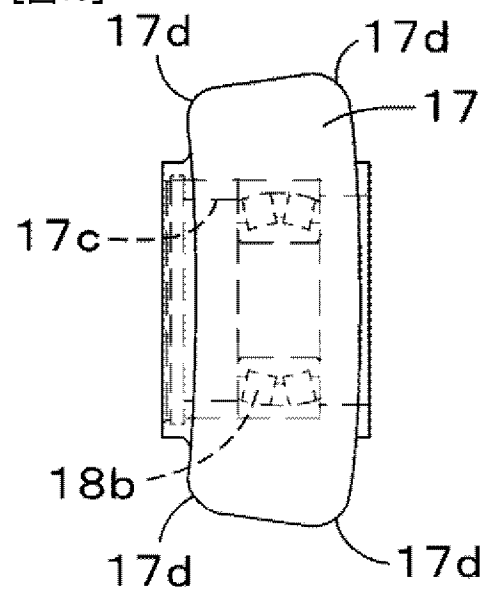
[図8]



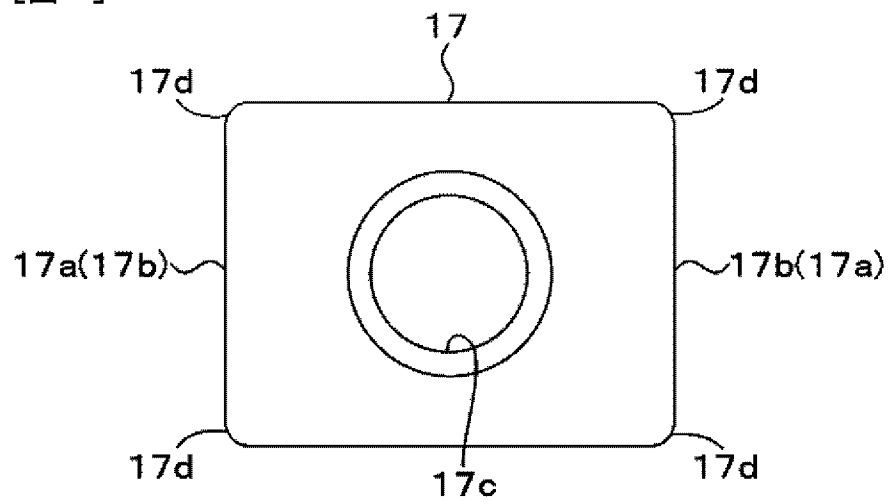
[図9]



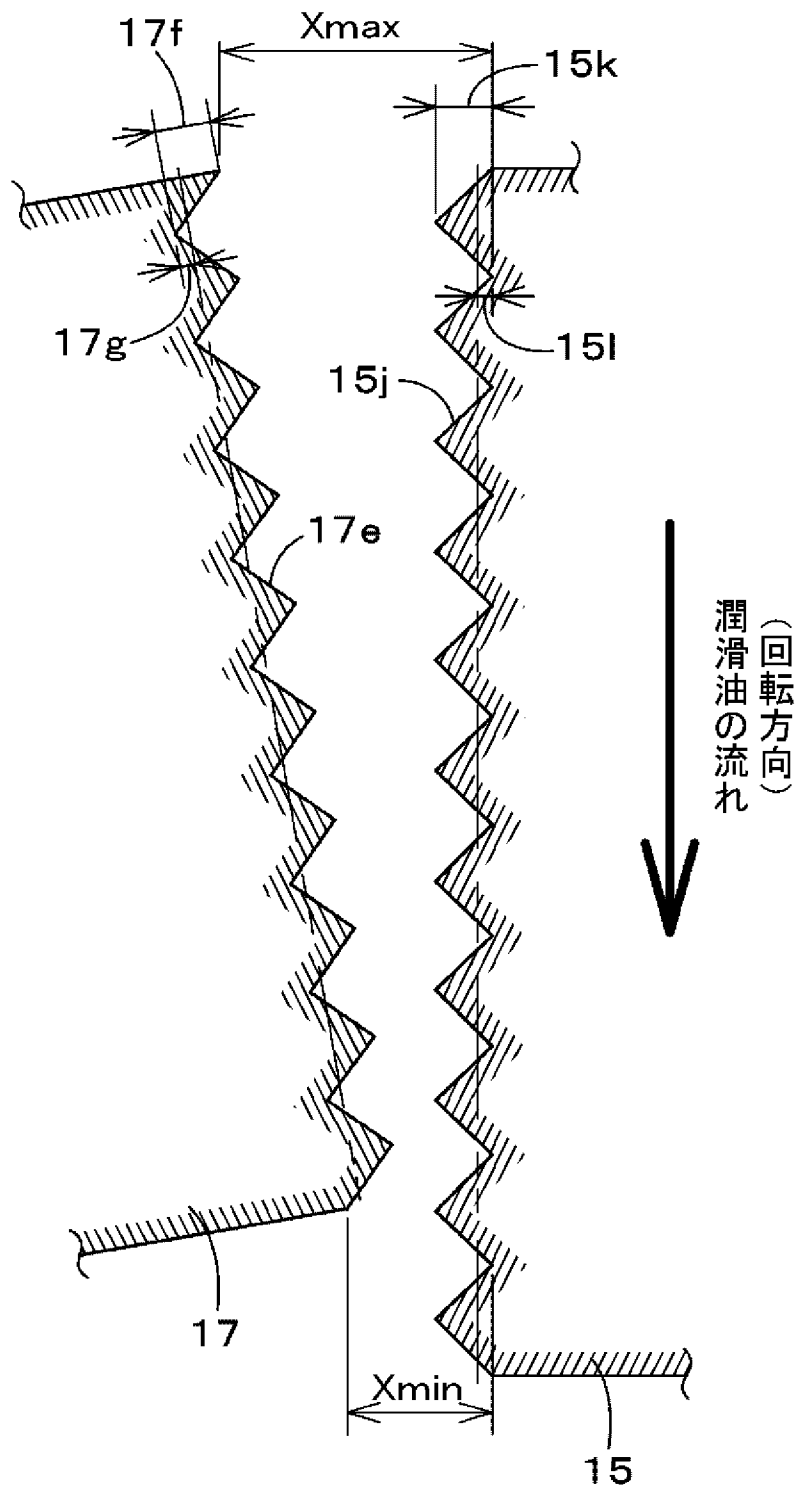
[図10]



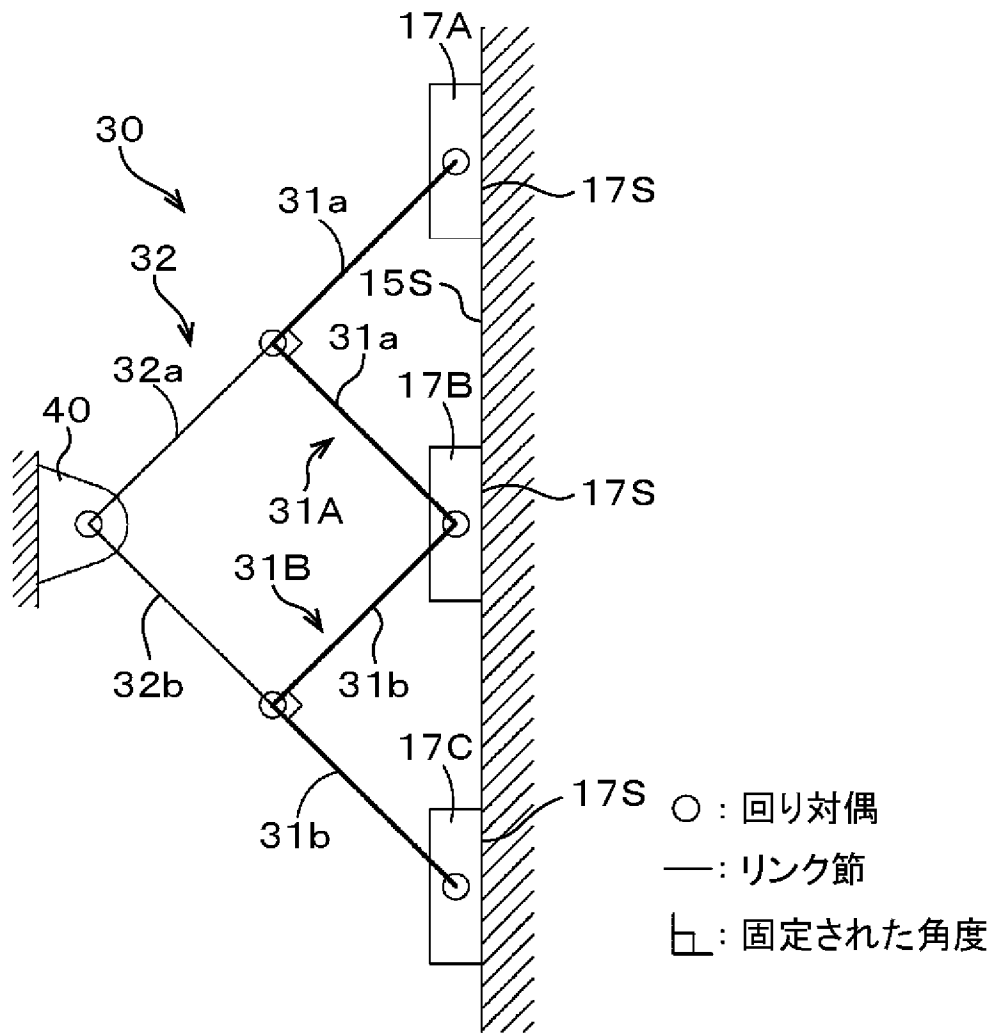
[図11]



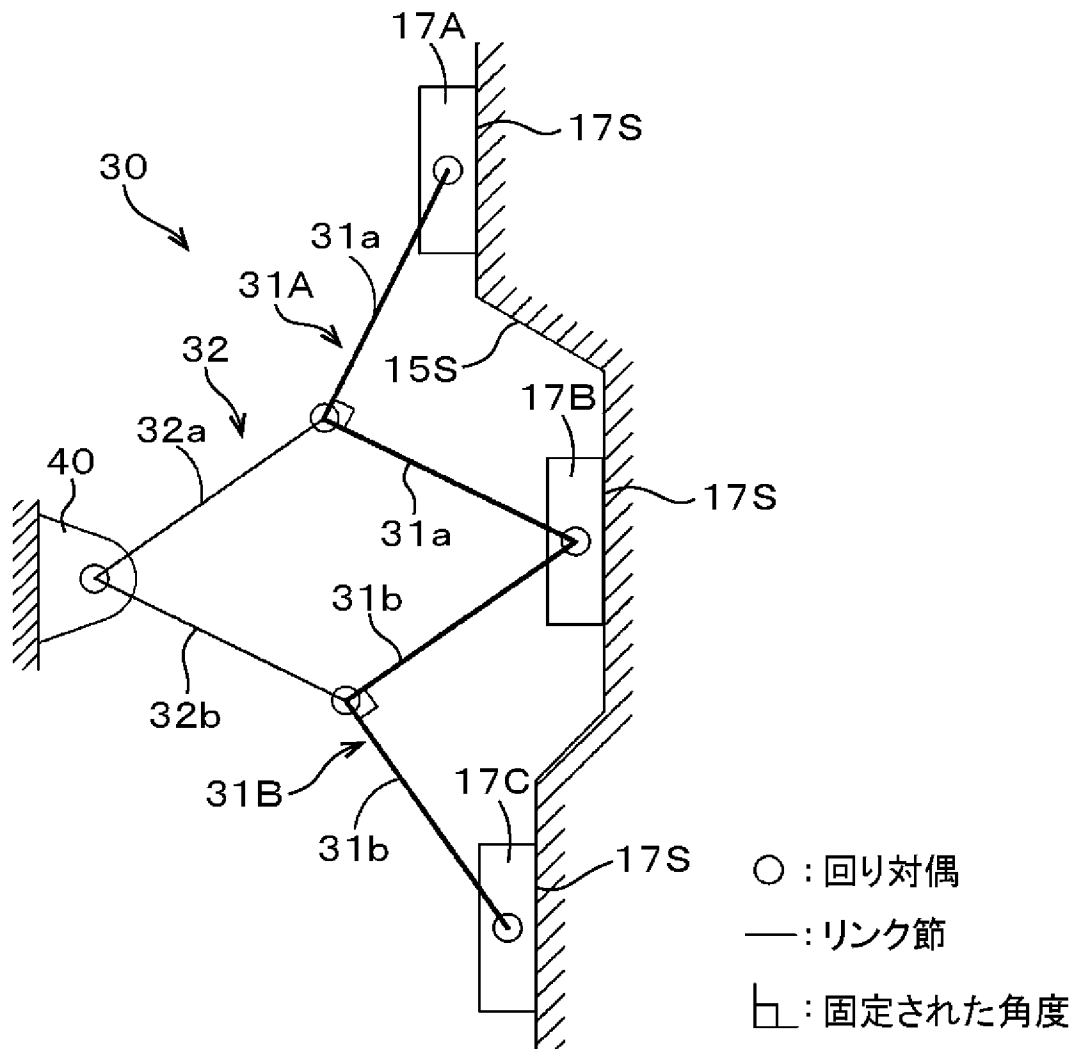
[図12]



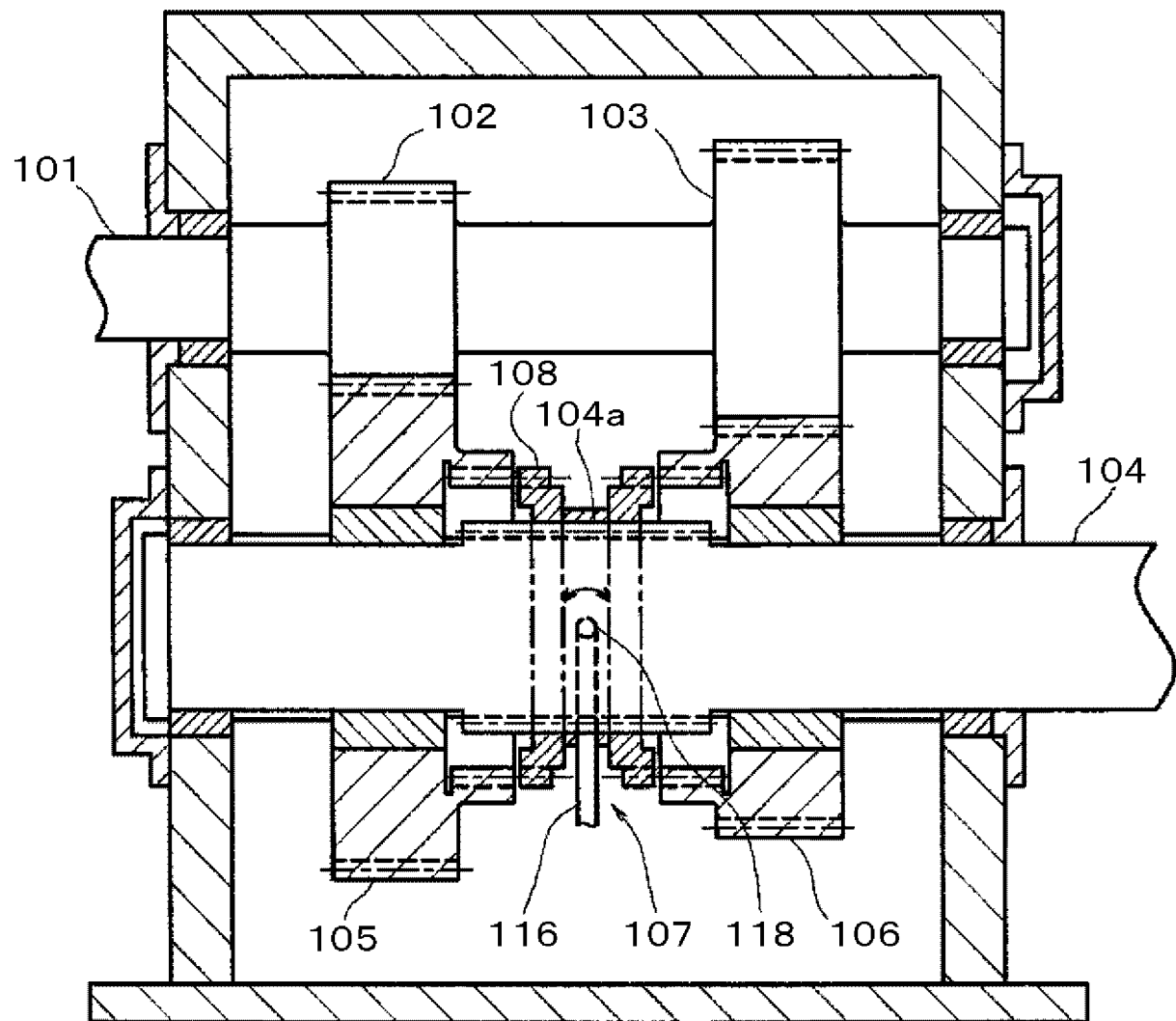
[図13]



[図14]



[図15]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2018/004613

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl. F16H63/32 (2006.01) i, F16C23/04 (2006.01) i, F16C23/08 (2006.01) i, F16H3/089 (2006.01) i, F16H57/04 (2010.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int. Cl. F16H63/32, F16C23/04, F16C23/08, F16H3/089, F16H57/04

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Published examined utility model applications of Japan 1922-1996

Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2018

Registered utility model specifications of Japan 1996-2018

Published registered utility model applications of Japan 1994-2018

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2011-137496 A (KOBE STEEL, LTD.) 14 July 2011, paragraphs [0031]-[0054], fig. 1-10 (Family: none)	1-3, 6-10 4-5
Y	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 172166/1984 (Laid-open No. 189318/1986) (TOYODA AUTOMATIC LOOM WORKS, LTD.) 26 November 1986, page 4, line 8, to page 7, line 16, fig. 1-3 (Family: none)	1-3, 6-10
Y	JP 2009-138840 A (TOYOTA MOTOR CORP.) 25 June 2009, fig. 4 & EP 2228570 A1, fig. 4 & WO 2009/072248 A1 & CN 101889158 A	8

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
23.04.2018

Date of mailing of the international search report
15.05.2018

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16H63/32(2006.01)i, F16C23/04(2006.01)i, F16C23/08(2006.01)i, F16H3/089(2006.01)i, F16H57/04(2010.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16H63/32, F16C23/04, F16C23/08, F16H3/089, F16H57/04

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2018年
日本国実用新案登録公報	1996-2018年
日本国登録実用新案公報	1994-2018年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y A	JP 2011-137496 A (株式会社神戸製鋼所) 2011.07.14, 段落 0031-0054, 図 1-10 (ファミリーなし)	1-3, 6-10 4-5
Y	日本国実用新案登録出願59-172166号(日本国実用新案登録出願公開61-189318号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム (株式会社豊田自動織機製作所) 1986.11.26, 第4頁第8行-第7頁第16行, 第1-3図 (ファミリーなし)	1-3, 6-10

☑ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの	「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの	「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)	「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献	「&」 同一パテントファミリー文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願	

国際調査を完了した日

23.04.2018

国際調査報告の発送日

15.05.2018

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

前田 浩

3 J

2943

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	JP 2009-138840 A (トヨタ自動車株式会社) 2009.06.25, 図4 & EP 2228570 A1 図4 & WO 2009/072248 A1 & CN 101889158 A	8