

(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
2015 年 11 月 26 日(26.11.2015)



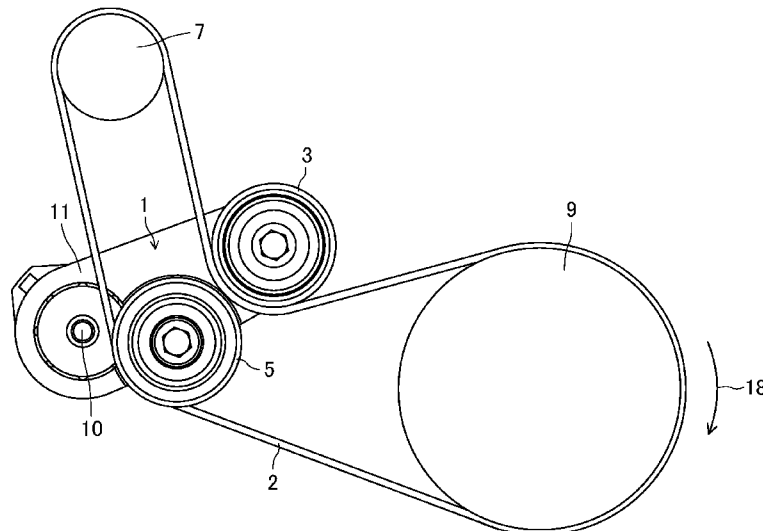
(10) 国際公開番号

WO 2015/177997 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 7/12 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2015/002468
- (22) 国際出願日: 2015 年 5 月 15 日(15.05.2015)
- (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 2014-106406 2014 年 5 月 22 日(22.05.2014) JP
特願 2015-044267 2015 年 3 月 6 日(06.03.2015) JP
- (71) 出願人: バンドー化学株式会社(BANDO CHEMICAL INDUSTRIES, LTD.) [JP/JP]; 〒6500047 兵庫県神戸市中央区港島南町 4 丁目 6 番 6 号 Hyogo (JP).
- (72) 発明者: 竹中 啓祐(TAKENAKA, Keisuke); 〒6500047 兵庫県神戸市中央区港島南町 4 丁目 6 番 6 号 バンドー化学株式会社内 Hyogo (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人前田特許事務所(MAEDA & PARTNERS); 〒5410053 大阪府大阪市中央区本町 2 丁目 5 番 7 号 大阪丸紅ビル 5 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, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, 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:
— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

(54) Title: BELT TRANSMISSION SYSTEM

(54) 発明の名称: ベルト伝動システム



(57) Abstract: A belt transmission system is provided with a first pulley (9), a second pulley (7), a belt (2), and an auto tensioner (1) having a first tension pulley (5) and second tension pulley (3) for respectively applying tension to portions of a belt (2) positioned on a tight side and a slack side, and an arm (11). The direction in which the first tension pulley (5) is turned by force from the belt (2) and the direction in which the second tension pulley (3) is turned by force from the belt (2) are the same, and when the first tension pulley (5) turns in a direction that increases the tension of the belt (2), the second tension pulley (3) also turns in a direction that increases the tension of the belt (2).

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2015/177997 A1



ベルト伝動システムは、第１のプーリ（９）と、第２のプーリ（７）と、ベルト（２）と、ベルト（２）の張り側及び緩み側に位置する部分にそれぞれ張力を与える第１のテンションプーリ（５）及び第２のテンションプーリ（３）、及びアーム（１１）を有するオートテンショナ（１）とを備える。ベルト（２）から受ける力により第１のテンションプーリ（５）が旋回する方向と、ベルト（２）から受ける力により第２のテンションプーリ（３）が旋回する方向とは同じであり、第１のテンションプーリ（５）がベルト（２）の張力を上げる方向に旋回する際には、第２のテンションプーリ（３）もベルト（２）の張力を上げる方向に旋回する。

明 細 書

発明の名称：ベルト伝動システム

技術分野

[0001] 本明細書に開示された技術はベルト伝動システムに関する。

背景技術

[0002] 内燃機関、ジェネレータ及びスタータモータを有するベルト伝動システムにおいて、オートテンショナ(以下、ATと略記)を2個搭載する場合がある。2個のATのうち、特にクランクプーリとジェネレータとの間に配置されたATには、ジェネレータ及びスタータモータの始動時に高いダンピング特性が要求される。このため、油圧式のATが用いられる事例が増えつつある。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開2001-193807号公報

特許文献2：米国特許出願公開第2003/0153420号

特許文献3：特開2004-068973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、油圧式ATはそれ以外の方式のATに比べて比較的高コストである。2個のATを用いるベルト伝動システムでは更にもう一つATが必要となり、製造コストが大きくなってしまう。

[0005] 一方、ジェネレータ及びスタータモータの始動時や通常使用時にベルトがスリップすることによって始動がうまくいかなかったり、異音が発生したりする場合がある。

[0006] これに対し、特許文献1には、内燃機関とジェネレータ／スタータモータを有するベルト伝動システムが開示されている。同文献では、ジェネレータ／スタータのプーリの緩み側と張り側に第1及び第2のテンションローラ（

プーリ) R 1、R 2をそれぞれ配置する構成が開示されている。ここで、テンションローラ R 1、R 2がそれぞれ受ける旋回力の方向は逆方向になっている。また、一方のテンションローラが必要とする張力を与えるためにばねが設けられている。

[0007] この構成によれば、ばねに求められる発生トルクを低減することができる。しかしながら、発生できる張力(ばね力及びダンピング力)が小さいためアームの揺動が大きくなり、スリップや異音が発生しやすくなる。また、アームの揺動が大きくなると耐久性にも問題を生じる。

[0008] また、特許文献2では、1つのピボットを挟むように2本のアームが設けられ、各アームにテンションプーリが接続されたオートテンシヨナが開示されている。しかしながら、一方のテンションプーリをAGSプーリのベルト張り側に配置し、もう一方のテンションプーリをAGSプーリのベルト緩み側に配置する場合、一方のテンションプーリがベルトの張力を上げる方向に旋回すると他方のテンションプーリはベルトの張力を下げる方向に旋回する。このため、特許文献2に記載された技術では、大きなダンピング力を得にくく、アームの揺動を効果的に抑えることが難しいと考えられる。

[0009] また、特許文献3には、ピボット位置に配置される丸棒状のスピンドルを備え、このスピンドルに第1及び第2のアームが揺動可能に支持されたオートテンシヨナが開示されている。このオートテンシヨナではハブロード角を常に 170° 以下に保つレイアウトとすることで、ベルトの張力が0を下回らないようにし、ベルトのスリップや異音の発生を抑えている。しかし、このオートテンシヨナは、アームの揺動を抑えること、及びシステムの寿命の向上を目的とするものではない。

[0010] なお、大きなダンピング力を得ることやアームの揺動を抑えることは、クランクプーリ、ジェネレータ/スタータプーリを含むベルト伝動システムに限らず、何らかの動力を伝動するためのシステムに用いられるオートテンシヨナにとって重要である。

[0011] 本発明の目的は、クランクプーリ、ジェネレータ/スタータプーリ等、駆

動プーリと従動プーリとが入れ替わるベルト伝動システムにおいて、スリップや異音の発生を効果的に低減すること、及びアームの揺動を低減して耐久性を向上させることにある。

課題を解決するための手段

[0012] 本発明の一実施形態に係るベルト伝動システムは、第1の動力を伝達する第1のプーリと、第2の動力を伝達する第2のプーリと、前記第1のプーリと前記第2のプーリとの間に巻き掛けられた無端状のベルトと、前記ベルトのうち、前記第1のプーリと前記第2のプーリとの間であって通常運転時における前記第1のプーリの緩み側に位置する部分に張力を与える第1のテンションプーリと、前記ベルトのうち、前記第1のプーリと前記第2のプーリとの間であって通常運転時における前記第1のプーリの張り側に位置する部分に張力を与える第2のテンションプーリと、固定部材と、前記固定部材上に、固定部材前記固定部材の軸回り方向に揺動可能に設けられたアームとを有するオートテンシヨナとを備えている。さらに、前記第1のテンションプーリ及び前記第2のテンションプーリは共に前記アームにより支持されており、前記ベルトから受ける力により前記第1のテンションプーリが旋回する方向と、前記ベルトから受ける力により前記第2のテンションプーリが旋回する方向とは同じである。また、前記第1のテンションプーリが前記ベルトの張力を上げる方向に旋回する際には、前記第2のテンションプーリも前記ベルトの張力を上げる方向に旋回してもよい。

発明の効果

[0013] 本発明の一実施形態に係るベルト伝動システムによれば、スリップやアームの揺動及び異音の発生を低減することが可能となる。

図面の簡単な説明

[0014] [図1]図1は、本発明のオートテンシヨナを含むベルト伝動システムの概略構成を示す図である。

[図2]図2は、本発明のオートテンシヨナを示す斜視図である。

[図3]図3は、本発明のオートテンシヨナのIII-III線（図4参照）における

断面図である。

[図4]図4は、本発明のオートテンショナを上（テンションプーリ側から見た場合）側面図である。

[図5]図5は、本発明のオートテンショナを示す側面図である。

[図6]図6は、一般的なオートテンショナをベルト伝動システムに用いた場合に働く各種の力を説明する図である。

[図7A]図7Aは、実施形態に係るオートテンショナをベルト伝動システムに用いた場合の、静止時に働く各種の力を説明する図である。

[図7B]図7Bは、実施形態に係るオートテンショナをベルト伝動システムに用いた場合の、運転時に働く各種の力を説明する図である。

[図8]図8は、図7Bに示すレイアウトのベルト伝動システムにおいて、 T/S 比を最適化した場合、及び T/S 比が1.00である場合でのベルトリブあたりのベルト張力（スパン張力）とプーリに生じるトルクとの関係を示す図である。

[図9]図9は、プーリ50において、ベルトリブあたりのベルトの張り側張力と緩み側張力との合計値と当該プーリ50に生じるトルクとの関係を示す図である。

[図10A]図10Aは、 T/S 比が1.00と3.27のそれぞれの場合でプーリ50ー第2のテンションプーリ3間のベルト張力 T_{b1} 及び、プーリ50ー第1のテンションプーリ間のベルト張力 T_{b2} のとプーリ50に生じるトルクとの関係のシミュレーション結果を示す図である。

[図10B]図10Bは、プーリ50において、ベルトの張り側張力と緩み側張力との合計値と当該プーリ50に生じるトルクとの関係を示す図である。

[図11A]図11Aは、実施形態に係るオートテンショナを有するベルト伝動システムにおいて、 T/S 比を1.0に設定した場合のレイアウトを示す図である。

[図11B]図11Bは、実施形態に係るオートテンショナを有するベルト伝動システムにおいて、 T/S 比を3.27に設定した場合のレイアウトを示す図

である。

[図12]図12は、ベルト伝動システムにおける T/S 比と T/S 比の最適値との比率と、ベルトの必要張力及び最大張力との関係を示す図である。

[図13A]図13Aは、本発明のオートテンショナを含むベルト伝動システムの変形例を示す図である。

[図13B]図13Bは、本発明のオートテンショナを含むベルト伝動システムの変形例を示す図である。

[図13C]図13Cは、本発明のオートテンショナを含むベルト伝動システムの変形例を示す図である。

[図14A]図14Aは、本発明のオートテンショナを含むベルト伝動システムの変形例を示す図である。

[図14B]図14Bは、本発明のオートテンショナを含むベルト伝動システムの変形例を示す図である。

[図14C]図14Cは、本発明のオートテンショナを含むベルト伝動システムの変形例を示す図である。

[図15A]図15Aは、本発明のオートテンショナを含むベルト伝動システムの変形例を示す図である。

[図15B]図15Bは、本発明のオートテンショナを含むベルト伝動システムの変形例を示す図である。

[図15C]図15Cは、本発明のオートテンショナを含むベルト伝動システムの変形例を示す図である。

[図16A]図16Aは、本発明のオートテンショナを含むベルト伝動システムの変形例を示す図である。

[図16B]図16Bは、本発明のオートテンショナを含むベルト伝動システムの変形例を示す図である。

[図17A]図17Aは、本発明のオートテンショナを含むベルト伝動システムの変形例を示す図である。

[図17B]図17Bは、本発明のオートテンショナを含むベルト伝動システムの変形例を示す図である。

変形例を示す図である。

発明を実施するための形態

[0015] (実施形態)

ーオートテンショナの構成ー

図1は、本発明の一実施形態に係るオートテンショナ1を備えたベルト伝動システムを示す図である。図2は、本実施形態に係るベルト伝動システムにおけるオートテンショナ1を示す斜視図であり、図3は、図4に示すIII-II線におけるオートテンショナ1の断面図である。図4は、本実施形態に係るオートテンショナ1をテンションプリー側から見た平面図である。図5は、本実施形態に係るオートテンショナ1の側面図である。

[0016] 図1に示すように、本実施形態のベルト伝動システムは、一例として、エンジン等の内燃機関と、ジェネレータ／スタータモータとで生じた動力を伝達する。ここで、「ジェネレータ／スタータモータ」とは、ジェネレータとスタータモータとが一体化された装置を意味する。ベルト伝動システムは、内燃機関で生じる動力を伝達するクランクプリー（第1のプリー）9と、ジェネレータ／スタータモータで生じる動力を伝達するジェネレータ／スタータプリー（第2のプリー）7と、クランクプリー9とジェネレータ／スタータプリー7との間に巻き掛けられた無端状のベルト2と、ベルト2に所定の張力を与えるオートテンショナ1とを備えている。

[0017] ベルト2に張力を与えるための構成や、オートテンショナ1にダンピング特性を付与するための構成は特に限定されないが、一例として、オートテンショナ1が振りコイルばねを備えている例を説明する。

[0018] 図2～図5に示すように、オートテンショナ1は、車両のエンジン等に固定され、筒状部を有する固定部材13と、固定部材13上に、固定部材13の軸回り方向に揺動可能に設けられたアーム11と、共にアーム11上に支持及び固定された第1のテンションプリー5と及び第2のテンションプリー3とを有している。ここでは、第1のテンションプリー5の方が第2のテンションプリー3に比べてアーム11の揺動中心（ピボット）10からの距離

が短くなっているが、後述するように、この構成に限られない。

[0019] 第2のテンションプーリ3は、ベルト2のうち、クランクプーリ9とジェネレータ／スタータプーリ7との間であって通常運転時におけるクランクプーリ9の張り側に位置する部分に張力を与え、第1のテンションプーリ5は、ベルト2のうち、クランクプーリ9とジェネレータ／スタータプーリ7との間であって通常運転時におけるクランクプーリ9の緩み側に位置する部分に張力を与える。この構成により、ベルト2の張力が適切な範囲になるように調整されている。

[0020] アーム11の固定部材13への支持方法は特に限定されないが、例えば両者に径の異なる筒状部分を設けて当該筒状部分同士を互いに嵌合させるようにしてもよい。

[0021] 図2～図5に示す例では、アーム11は、固定部材13の筒状部（スピンドル）16に嵌合された筒状の軸部17と、軸部17から水平方向（軸部17及び固定部材13の軸方向に対して垂直な方向）に延びた延伸部19とを有している。第1のテンションプーリ5と第2のテンションプーリ3とは、それぞれ延伸部19にナット及びネジ等の固定具を用いて固定されている。

[0022] オートテンシヨナ1においては、例えば固定部材13の筒状部16と、筒状部16に嵌合されたアーム11の軸部17との間にはブッシュ12が設けられている。固定部材13の筒状部16及び軸部17の外側には、一端がアーム11に係止（接続）され、他端が固定部材13に係止（接続）された振りコイルばね15が設けられている。振りコイルばね15は、軸部17の軸とほぼ一致する軸を有しており、アーム11をその揺動方向に付勢することで、第1のテンションプーリ5及び第2のテンションプーリ3を通してベルト2に張力を与えることができる。振りコイルばね15は、例えばシリコンクロム銅等の金属又は金属化合物で構成されていることが好ましい。

[0023] ベルト2は、平ベルトであってもよいし、歯付ベルトやコグドベルト、Vベルト等であってもよい。第1のテンションプーリ5及び第2のテンションプーリ3が接するベルト2の面には特に制限は無い。例えば、ベルト2が平

ベルトや歯付ベルトである場合、第1のテンションプーリ5はベルト2の外周面又は内周面に当接しており、第2のテンションプーリ3はベルト2の外周面及び内周面のうち第1のテンションプーリ5と異なる面に当接してもよい。あるいは、第1のテンションプーリ5及び第2のテンションプーリ3はベルト2の側面に当接してもよい。

[0024] 固定部材13は、ボルト等の固定具によって、エンジン本体等に固定されている。固定部材13やアーム11は公知の金属等で構成されており、金型等を用いて成形できる。

[0025] 本実施形態のオートテンシヨナ1において、ベルト2から受ける力により第1のテンションプーリ5が旋回する方向と、ベルト2から受ける力により第2のテンションプーリ3が旋回する方向とは同じとなっている。

[0026] また、第1のテンションプーリ5がベルト2の張力を上げる方向に旋回する際には、第2のテンションプーリ3もベルト2の張力を上げる方向に旋回する。逆に、第1のテンションプーリ5がベルト2の張力を下げる方向に旋回する際には、第2のテンションプーリ3もベルト2の張力を下げる方向に旋回する。

[0027] 本実施形態のオートテンシヨナ1では、エンジン始動時及び駆動時（通常運転時）にはクランクプーリ9が駆動し、ベルト2が例えば右回りに回転する。すると、ベルト2のうち第1のテンションプーリ5が接する部分はベルト緩み側となり、第2のテンションプーリ3が接する部分はベルト張り側となる。この時、オートテンシヨナ1の振りコイルばね15の付勢力は主に第2のテンションプーリ3を介してベルト張り側に印加される。一方、ベルト緩み側ではベルト2が受ける振りコイルばね15の付勢力はベルト張り側に比べて小さくなっている。

[0028] また、ジェネレータ／スタータモータが始動及び駆動する際には、ジェネレータ／スタータプーリ7が駆動し、ベルト2が右回りに回転する。この場合、ベルト2のうち第1のテンションプーリ5が接する部分はベルト張り側となり、第2のテンションプーリ3が接する部分はベルト緩み側となる。こ

の時、オートテンショナ 1 の振りコイルばね 15 の付勢力は主に第 1 のテンションプーリ 5 を介してベルト張り側に印加される。

[0029] 以上のように、本実施形態のベルト伝動システムによれば、オートテンショナ 1 が有する振りコイルばね 15 の付勢力を、ベルトシステムの状態に応じてベルト張り側とベルト緩み側にバランスを取りつつ分散付与することができるので、従来のベルト伝動システムに比べてアーム 11 の揺動を非常に小さくすることができ、ベルトスリップの発生を効果的に抑えることができる。

[0030] また、本実施形態のベルト伝動システムによれば、第 1 のテンションプーリ 5 が接するベルト部分がベルト緩み側となり、第 2 のテンションプーリ 3 が接するベルト部分がベルト張り側となった場合、第 2 のテンションプーリ 3 を介してベルト張り側に印加されるオートテンショナ 1 の振りコイルばね 15 の付勢力は大きくなり、第 1 のテンションプーリ 5 を介してベルト緩み側に印加されるオートテンショナ 1 の振りコイルばね 15 の付勢力は小さくなる。

[0031] 第 1 のテンションプーリ 5 が接するベルト部分がベルト張り側となり、第 2 のテンションプーリ 3 が接するベルト部分がベルト緩み側となった場合、第 1 のテンションプーリ 5 を介してベルト張り側に印加されるオートテンショナ 1 の振りコイルばね 15 の付勢力は大きくなり、第 2 のテンションプーリ 3 を介してベルト緩み側に印加されるオートテンショナ 1 の振りコイルばね 15 の付勢力は小さくなる。

[0032] このように、駆動プーリと従動プーリとが入れ替わるベルト伝動システムにおいて、ベルト張り側及びベルト緩み側へのオートテンショナ 1 の振りコイルばね 15 の付勢力の割合を変えて張力を調整することができるので、アーム 11 の揺動を非常に小さくすることができる。

[0033] そのため、本実施形態のベルト伝動システムによれば、ベルトスリップに伴って生じる異音を低減するとともにオートテンショナ 1 の耐久性を向上させることが可能となる。さらに、アーム 11 の揺動範囲を小さくできるので

、従来のオートテンショナに比べて車体等への搭載が容易になっている。

[0034] 本実施形態のオートテンショナ 1 は、従来から用いられている部材を組み合わせて作製することができる上、ベルト 2 やクランクプーリ 9、ジェネレータ／スタータプーリ 7 等の設計変更が不要である。従って、本実施形態のベルト伝動システムは、低コストで導入可能である。

[0035] また、オートテンショナ 1 には、一方向性のダンピング特性を付与するための部材が設けられていることが好ましい。ダンピング力は、摺動材とアーム 11 又は固定部材 13 との間の摩擦によって得ることができるが、例えば、図 3 に示す例では、振りコイルばね 15 の内側及び下側に樹脂等により構成され、アーム 11 の一部に摺動する摺動部材 24 が設けられている。

[0036] 第 1 のテンションプーリ 5 及び第 2 のテンションプーリ 3 が接しているベルト 2 の張力が低下した場合、振りコイルばね 15 が拡張する方向の振りトルクでもってアーム 11 がベルト 2 を押す方向に回転する。一方、ベルト 2 の張力が上昇した場合、そのベルト反力により第 1 のテンションプーリ 5 及び第 2 のテンションプーリ 3 が押圧され、アーム 11 がベルト押圧方向とは反対の方向に回転するので、ベルト張力の上昇が抑えられる。

[0037] ここで、振りコイルばね 15 の一部は、該振りコイルばね 15 の振りトルクの反力でもって、半径方向内方に向かって常に押圧されているとする。振りトルクの反力は、アーム部材 3 がベルト押圧方向に回転するとき、つまり、振りコイルばね 15 が拡張するときには、それに応じて低下するので、ダンピング力も低下する。よって、アーム部材 3 の回転が速やかに行われる。一方、アーム部材 3 がベルト押圧方向とは反対の方向に回転するとき、つまり、振りコイルばね 15 が縮径するときには、それに応じて振りトルクの反力が上昇するので、ダンピング力も上昇する。

[0038] このように、オートテンショナ 1 に、一方向性のダンピング特性を付与する部材が設けられていることにより、アーム 11 の揺動をより小さく抑えることができる。また、この構成により、ベルト 2 に付与する動的張力を上げることが可能となる。

[0039] なお、1つのみのテンションプーリを有するオートテンショナをジェネレータ／スタータプーリ7の張り側及び緩み側にそれぞれ設ける場合、オートテンショナを設置するスペースが限られている等の理由から、レイアウトの制限が大きくなる。これに対し、本実施形態のオートテンショナ1では、1つのアーム11に第1のテンションプーリ5及び第2のテンションプーリ3が設けられているので、設計の自由度を大きくとることが可能となっている。

[0040] ーT／S比の最適化ー

図6は、一般的なオートテンショナをベルト伝動システムに用いた場合に働く各種の力を説明する図であり、図7A、Bは、それぞれ本実施形態のオートテンショナ1をベルト伝動システムに用いた場合の、静止時及び運転時に働く各種の力を説明する図である。

[0041] 本実施形態のオートテンショナ1は、2つのテンションプーリ3、5を備えているため、第1のテンションプーリ5に接続されたアーム（図1の例ではアーム11のうち揺動中心（ピボット）10から第1のテンションプーリ5の中心までの部分）と第2のテンションプーリ3に接続されたアーム（図1の例ではアーム11のうち揺動中心10から第2のテンションプーリ3の中心までの部分）のトルク分担比、すなわちT／S比を適宜変更することが可能となっている。T／S比を変えることで、トルクに対する張力の感度を変更し、トルクースパン張力線図（後述する図8）の関係を変更することができる。

[0042] 本実施形態のベルト伝動システムでは、上述のように、1つのオートテンショナ1に設けられた2つのテンションプーリ3、5がベルト2の張り側及び緩み側に張力を与えるとともに、ベルト2から受ける力により第1のテンションプーリ5と第2のテンションプーリ3とが同じ方向に回転するようになっている。さらに、第1のテンションプーリ5がベルト2の張力を上げる方向に回転する際には、第2のテンションプーリ3もベルト2の張力を上げる方向に回転する。この構成により、本実施形態のオートテンショナ1は、

設計を下記で説明するように最適化することが容易になっており、ベルトに加わる余分な張力を低減するとともに、オートテンショナ 1 が取り付けられる駆動プーリ又は従動プーリの軸に加わる力を大幅に低減することができる。

[0043] 図 6 に示すように、テンションプーリ 26 が 1 つのみ設けられた一般的なオートテンショナ 101 を 2 つのプーリ 30、50 の間に設置する場合、ハブロード $P = 2 \times T_b \times \sin(\theta/2)$ 、モーメントにおける腕の長さ $m = L \times \sin(\alpha)$ 、 $T_r = P \times m = 2 \times T_b \times L \times \sin(\theta/2) \times \sin(\alpha)$ となる。上式において、 L はアームの揺動中心 100 からテンションプーリ 26 の中心位置までのアーム長さ (mm) であり、 T_b はプーリ 30 とテンションプーリ 26 との間、及びプーリ 50 とテンションプーリ 26 との間におけるベルト 2 の張力 (N) である。また、 θ はテンションプーリ 26 におけるベルト 2 の巻き付け角度であり、 α はベルト 2 からテンションプーリ 26 への入力角度線とアームの揺動中心 100 とを結んだ線とが成す角度である。 T_r はアームの揺動中心 100 に生じるトルクである。

[0044] これに対し、図 7 A に示すように、本実施形態のオートテンショナ 1 の第 1 のテンションプーリ 5 をプーリ 50 とプーリ 20 との間に配置し、第 2 のテンションプーリ 3 をプーリ 50 とプーリ 30 との間に配置する場合、ベルト伝動システムの静止時にアーム 11 の揺動中心 10 に生じるトルク T_r は、下記式 (1) で表される。

$$T_r = 2 \times T_b \times [L_1 \times \sin(\theta_1/2) \times \sin(\alpha_1) + L_2 \times \sin(\theta_2/2) \times \sin(\alpha_2)] \quad \dots (1)$$

また、図 7 B に示すように、本実施形態のオートテンショナ 1 を設置したベルト伝動システムを運転させる場合、ベルト 2 が右回りに回転するとすると、プーリ 50 が駆動する際にはこのプーリ 50 に右回りのトルク（逆転トルク） T_{r_A} が生じる。また、プーリ 50 が従動側である場合には左回りのトルク（正転トルク） T_{r_G} が生じる。プーリ 50 がジェネレータ／スタータプ

ーリ 7 であるとする、 $T_{r_A} > T_{r_G}$ となる。これは、通常の内燃機関のジェネレータ／スタータシステムでは、スタータ始動時にジェネレータ／スタータプーリ 7 に最も大きいトルクが発生するためである。

[0045] このとき、 T_{r_A} が最大である場合の、プーリ 50－第 2 のテンションプーリ 3 間のベルト張力 T_{b_1} の値（必要張力） $T_{b_{1A}}$ と、プーリ 50－第 1 のテンションプーリ 5 間のベルト張力 T_{b_2} の値 $T_{b_{2A}}$ とを算出する。また、 T_{r_G} が最大である場合の、プーリ 50－第 2 のテンションプーリ 3 間のベルト張力 T_{b_1} の値 $T_{b_{1G}}$ と、プーリ 50－第 1 のテンションプーリ 5 間のベルト張力 T_{b_2} の値（必要張力） $T_{b_{2G}}$ を算出する。ここで、 T_{r_A} 及び T_{r_G} は、実際に設計されるレイアウトにおいて要求される値である。

[0046] それぞれの場合での必要張力の算出には、オイラーの式 $T_t / T_s \leq e^{\mu' \theta}$ を用いることができる。ここで、 T_t はベルト 2 の張り側張力、 T_s はベルト 2 の緩み側張力であり、 μ' はベルト 2 とプーリ 50 間の見かけの摩擦係数であり、 θ はプーリ 50 でのベルト巻き付け角度である。

[0047] 具体的には、オイラーの式を用いて緩み側の張力 T_s を算出し、張り側張力 T_t は、 T_s に有効張力を加えた値として算出する。

$$T_{r_A} : T_{b_{2A}} / T_{b_{1A}} = e^{\mu' \theta} \quad \dots (2)$$

$$T_{b_{2A}} = T_{b_{1A}} + T_{r_A} / R \quad \dots (3)$$

ここで、 R はプーリ 50 の半径である。

[0048] プーリ 50－第 2 のテンションプーリ 3 間のベルトの必要張力 $T_{b_{1A}}$ は、

$$T_{b_{1A}} = T_{r_A} / R (e^{\mu' \theta} - 1) \quad \dots (4)$$

となる。

$$T_{r_G} : T_{b_{1G}} / T_{b_{2G}} = e^{\mu' \theta} \quad \dots (5)$$

$$T_{b_{1G}} = T_{b_{2G}} + T_{r_G} / R \quad \dots (6)$$

プーリ 50－第 1 のテンションプーリ 5 間のベルトの必要張力 $T_{b_{2G}}$ は、

$$T_{b_{2G}} = T_{r_G} / R (e^{\mu' \theta} - 1) \quad \dots (7)$$

となる。

[0049] なお、必要に応じて動的解析を行ってベルト 2 のスリップが起きない範囲

を求めてもよい。

[0050] 次いで、表1に示すように、 $Tb_{1A} - Tb_{1G}$ の絶対値（ $=\Delta Tb_1$ ）と、 $Tb_{2A} - Tb_{2G}$ の絶対値（ $=\Delta Tb_2$ ）との比、すなわちT/S比（ $=\Delta Tb_2 / \Delta Tb_1$ 、図8等において単に「T/S」とも表記）を求める。以上の手順により、T/S比の最適な値を求めることができる。ここで、 $Tb_{2A} - Tb_{2G}$ の絶対値及び $Tb_{1A} - Tb_{1G}$ の絶対値のうち大きい方を分子とし、小さい方を分母とした値を前記T/S比の最適値としてもよい。

[0051] [表1]

	必要張力 Tr_A	必要張力 Tr_G	$\Delta Tb_x =$ $ Tb_{xA} - Tb_{xG} $	T/S比
Tb_1	Tb_{1A}	Tb_{1G}	ΔTb_1	$\Delta Tb_2 / \Delta Tb_1$
Tb_2	Tb_{2A}	Tb_{2G}	ΔTb_2	

[0052] なお、駆動プーリ及び従動プーリが複数ある場合、必要張力を算出する際には全てのプーリについて必要張力を算出し、その中で最も高い張力をT/S比を求めるための必要張力として使用すればよい。これにより、全てのプーリにおいてベルト2のスリップや異音の発生を効果的に抑えることができる。

[0053] 例えば、図7A、Bに示す例では、まずプーリ50と同様にプーリ20、30についてもそれぞれオイラーの式を用いてベルト2の張り側張力 T_t 及び緩み側張力 T_s を求める。次に、プーリ20、30のそれぞれに生じる正転トルク及び逆転トルクが最大値である場合の緩み側張力をそれぞれ必要張力として算出する。

[0054] 次いで、正転トルクが最大である場合、逆転トルクが最大である場合のそれぞれで、各プーリについて算出された必要張力のうち、最も高い必要張力の値を用いて最適なT/S比を算出する。

[0055] $Tr_A > Tr_G$ のとき、上述のT/S比は、下記式（8）で求められる。

$$T/S \text{ 比} = \{L_1 \times \sin(\theta_1/2) \times \sin(\alpha_1)\} / \{L_2 \times \sin(\theta_2/2) \times \sin(\alpha_2)\} \quad \cdots (8)$$

式（８）において、 L_1 はアーム１１の揺動中心１０から第２のテンションプーリ３の中心位置までのアーム長さ（第１のアーム長さ）であり、 θ_1 は第２のテンションプーリ３におけるベルト巻き付け角度であり、 α_1 は第２のテンションプーリ３におけるハブロード角である。また、 L_2 はアーム１１の揺動中心１０から第１のテンションプーリ５の中心位置までのアーム長さ（第２のアーム長さ）であり、 θ_2 は第１のテンションプーリ５におけるベルト巻き付け角度であり、 α_2 は第１のテンションプーリ５におけるハブロード角である。

[0056] 式（８）に示すように、 T/S 比は L_1 、 θ_1 、 α_1 、 L_2 、 θ_2 及び α_2 によって決まるので、 T/S 比が先に求められた最適な値に近づくようにオートテンショナ１を含むベルト伝動システムを設計することで、ベルト２に加わる無駄な張力を低減することが可能になる。

[0057] 本願発明者は、プーリ（従動プーリ）５０と駆動プーリとの間にベルトが巻きかけられたベルト伝動システムについて、最適な T/S 比を実際に算出した。

[0058] 図８は、表２及び後述の図１１Ａ、Ｂに示すレイアウトのベルト伝動システムにおいて、 T/S 比を最適化した場合、及び T/S 比が１．００である場合でのベルトリブ当たりのベルト張力（スパン張力）とプーリ５０に生じるトルクとの関係を示す図であり、図９は、プーリ５０において、ベルトリブ当たりのベルトの張り側張力と緩み側張力との合計値（すなわち、ジェネレータ及びスタータモータ軸力）とプーリ５０に生じるトルクとの関係を示す図である。また、表２にベルト伝動システムのレイアウトと、必要張力及び T/S 比等の算出結果を示す。図８及び図９には、表２に示す条件で算出した理論値（最適値）を示している。

[0059] また、図１０Ａは、 T/S 比が１．００と３．２７のそれぞれの場合でプーリ５０－第２のテンションプーリ３間のベルト張力 T_{b1} 及び、プーリ５０－第１のテンションプーリ間のベルト張力 T_{b2} のとプーリ５０に生じるトルクとの関係のシミュレーション結果を示す図であり、図１０Ｂは、プー

リ 50 において、ベルトの張り側張力と緩み側張力との合計値と当該プーリ 50 に生じるトルクとの関係を示す図である。図 8、9 と図 10 A、B とは縦軸の単位が異なるが、同じシミュレーションの結果を示す。

[0060] [表2]

レイアウト					必要張力 N				$\Delta T_{bx}= T_{bxA}-T_{bxG} $	T/S 比	
ベルトリブ数	プーリ径	巻き付け角度	Tr_A	Tr_G	$Tr_{A=28N \cdot m}$		$Tr_{G=11N \cdot m}$				
	D	θ			Tb_{1A}	Tb_{2A}	Tb_{1G}	Tb_{2G}	ΔTb_1	ΔTb_2	
5	60mm	180deg	$28N \cdot m$	$11N \cdot m$	102.8	1036.1	407.0	40.4	304.2	995.7	3.27

[0061] 表 2 に示すように、本試験においては、ベルトリブ数（すなわちベルト幅）を 5（＝17.8mm）とし、プーリ 50 の直径を 60mm とし、プーリ 50 におけるベルト巻き付け角度を 180 度とした。駆動トルク Tr_A の最大値を 28（N・m）、被駆動トルク Tr_G の最大値を 11（N・m）に設定すると、 Tr_A が 28（N・m）である時に、プーリ 50－第 2 のテンションプーリ 3 間でのベルト 2 の必要張力 Tb_{1A} は 102.8（N・m）となり、プーリ 50－第 1 のテンションプーリ 5 間でのベルト 2 の Tb_{2A} は 1036.1（N・m）となった。

[0062] また、 Tr_G が 11（N・m）である時に、プーリ 50－第 1 のテンションプーリ 5 間でのベルト 2 の必要張力 Tb_{2G} は 40.4（N・m）となり、プーリ 50－第 2 のテンションプーリ 3 間でのベルト 2 の Tb_{1G} は 407.0（N・m）となった。

[0063] この結果、表 2 に示すように、 ΔTb_1 は 304.2（N・m）、 ΔTb_2 は 995.7（N・m）となり、適切な T/S 比は 3.27 であると算定できた。

[0064] 図 8 及び図 10 A から、プーリ 50－第 2 のテンションプーリ 3 間でのベルト 2 の張力 Tb_1 は、 Tr_A が小さくなり、また Tr_G が大きくなるにつれ直線的に増加するが、 T/S 比を最適化することで、 T/S が例えば 1.00 の場合と比べて必要な範囲で大幅に低減できることが分かる。また、プーリ 50－第 1 のテンションプーリ 5 間でのベルト 2 の張力 Tb_2 は、 Tr_A が小さくなり、また Tr_G が大きくなるにつれ直線的に減少するが、 T/S 比を最適化することで、 T/S が 1.00 の場合と比べて大幅に低減できることが

分かる。

[0065] また、図9及び図10Bから、 T/S 比を1.00とした場合にはプーリ50の軸に加わる力(Tb_1 と Tb_2 の和)は一定であるが、 T/S 比を最適化した場合には、 Tr_A が小さくなり、また Tr_G が大きくなるにつれプーリ50の軸に加わる力を小さくすることができることが分かる。

[0066] 従って、 T/S 比を少なくとも1.00より大きく、より好ましくは最適値に近づけることで、ベルトの張力を必要十分な範囲まで低減してベルト寿命の延長を図れる上、プーリの軸に加わる力を低減してプーリの寿命の延長も図ることができる。

[0067] 図11A、Bは、本実施形態のオートテンショナ1を有するベルト伝動システムにおいて、 T/S 比を1.00に設定した場合と T/S 比を3.27に設定した場合のレイアウトの例を示す図である。図11A、Bに示すベルト伝動システムは、プーリ(従動プーリ)50と駆動プーリ52との間にベルト2を巻き掛け、オートテンショナ1を設けたものである。

[0068] 図11Aに示すオートテンショナ1と図11Bに示すオートテンショナ1とでは、第1のテンションプーリ5と第2のテンションプーリ3におけるベルト巻き付け角度やハブロード角及びアーム長さがそれぞれ異なっている。

[0069] 図10Aに示すように、 T/S 比を上記計算により求められた最適値である3.27にすることによって、 T/S 比が1.00である場合に比べてプーリ50にトルクが生じていない状態では約248(N)の張力低減効果55が、プーリ50に11(N)の被駆動トルク Tr_G が生じている場合にはプーリ50-第2のテンションプーリ3間で約346(N)の張力低減効果53が得られることが確認できた。また、 T/S 比を3.27にすることで、駆動トルク Tr_A が最大値である場合、及び被駆動トルク Tr_G トルクが最大値である場合のいずれにおいても、スリップ領域57に入らない範囲で、ベルト2の張力が最低必要張力51付近にできることが確認できた。

[0070] なお、本実施形態のベルト伝動システムを設計する際には、 T/S 比をできるだけ最適化することが好ましいが、レイアウト上の都合等により T/S

比を最適値にすることができない場合、第1のテンションプーリ5及び第2のテンションプーリ3のうち最大のトルクが発生する際の緩み側に位置するテンションプーリのトルクが、張り側に位置するテンションプーリのトルクより大きくなるようにすればよい。これによりベルト2に加わる余分な張力を低減することができる。

[0071] また、少なくとも T/S 比を1より大きくすることで、ベルト2に加わる余分な張力を低減し、プーリの軸力を低減することが可能となる。また、 T/S 比を1より大きく、且つ T/S 比と T/S 比の最適値との比 $(= (T/S \text{ 比}) / (T/S \text{ 比の最適値}))$ を所定の範囲内にすることで、ベルトのスリップ等の発生をより効果的に抑えることができる。

[0072] 図12は、ベルト伝動システムにおける T/S 比と T/S 比の最適値との比率と、ベルトの必要張力及び最大張力との関係を示す図である。同図は、図10A、Bと同様の条件下で T/S 比を変化させた際の結果を示している。

[0073] 図12に示す結果からは、 $(T/S \text{ 比}) / (T/S \text{ 比の最適値})$ の値を0.3以上2.7以下に設定することが好ましいことが分かる。

[0074] $(T/S \text{ 比}) / (T/S \text{ 比の最適値})$ の値が0.3を下回ると、 T/S 比の最適値に対して必要張力が2倍以上となり、張力低減効果が急激に小さくなる。このため、上述の方法で T/S 比の最適値を算出した後、 $(T/S \text{ 比}) / (T/S \text{ 比の最適値})$ の値が0.3以上になるようにベルト伝動システムを設計することが好ましい。

[0075] また、一般的にベルト伝動システムに用いられるベルト2のリブ数は5又は6に設定されるところ、 $(T/S \text{ 比}) / (T/S \text{ 比の最適値})$ の値が2.7を超えるとベルト2の張り側張力が大きくなり、ベルト2のリブ数を増やさなければならなくなる。このため、 $(T/S \text{ 比}) / (T/S \text{ 比の最適値})$ の値は2.7以下とすることが好ましい。

[0076] なお、上述した本実施形態のベルト伝動システムにおいて、スタータモータの始動時の条件が動作時の条件で最も厳しくなっている。従って、ベルト

伝動システムのレイアウトは、スタータモータ始動時の条件を満たしていることが好ましい。

[0077] 例えば、初期状態において、第1のテンションプーリ5にかかるトルクよりも第2のテンションプーリ3にかかるトルクの方が大きいことが好ましい。また、 T/S 比を最適化するために、アーム11の揺動中心10から近いプーリを第1のテンションプーリ5側に配置し、アーム11の揺動中心10から遠い方のプーリを第2のテンションプーリ3としてもよい。

[0078] 第1のテンションプーリ5におけるベルト2の巻き付け角度よりも第2のテンションプーリ3におけるベルト2の巻き付け角度の方を大きくしてもよい。また、ベルト2からテンションプーリへの入力角度線とアーム11の揺動中心10とを結んだ線とが成す角度をハブロードアングル（HLA；すなわち上述のハブロード角 α ）と呼ぶとき、第2のテンションプーリ3におけるHLAよりも第1のテンションプーリ5におけるHLAの方が90度から遠くなってもよい。

[0079] また、本実施形態のベルト伝動システムでは、ジェネレータ／スタータプーリ7が駆動プーリでクランクプーリ9が従動プーリとなる場合、ジェネレータ／スタータプーリ7が従動プーリでクランクプーリ9が駆動プーリとなる場合のいずれにおいてもアーム11の揺動が小さくなるように T/S 比を設定することが可能となる。そのため、例えば引用文献2、3に記載されたベルト伝動システムに比べて本実施形態のベルト伝動システムでは、アーム11の揺動が小さく抑えられ、耐久性をより向上させることができる。

[0080] 図1に示す例では、第1のテンションプーリ5がベルト2の内周面側に巻き掛けられ、第2のテンションプーリがベルト2の背面側に巻き掛けられているが、ベルト2の掛け方はこれに限られない。例えばアイドルプーリを適宜追加することによって第1のテンションプーリ5及び第2のテンションプーリ3をベルト2の同じ面側に巻き掛けてもよい。

[0081] また、本実施形態のベルト伝動システムでは、ベルト2の回転方向18が右回りであるが、左回りであってもよい。また、本実施形態のオートテンシ

ヨナ 1 はベルト 2 の回転方向 18 が順方向と逆方向の両方に変更可能なベルト伝動システムにも用いられる。以下、本実施形態のベルト伝動システムの変形例を以下でまとめて示す。

[0082] ーベルト伝動システムの変形例ー

図 13 A～C 及び図 14 A～C は、本発明のオートテンショナを含むベルト伝動システムの変形例を示す図である。図 13 及び図 14 では、固定部材 13 の筒状部（スピンドル）16 の中心がアームの揺動中心 10 と一致している。ここでは、エンジン始動時及び駆動時にベルト 2 が右回りに回転する例を示す。

[0083] 図 13 A～C、図 14 B、C に示すように、第 1 のテンションプーリ 5 又は第 2 のテンションプーリ 3 におけるベルト 2 の巻き付け角度やプーリの配置を図 1 の例から変更してもよい。また、図 14 A に示すように、ベルト伝動システムに適宜アイドラプーリ 21 等、別のプーリを追加してもよい。

[0084] 図 15 A～C、図 16 A、B 及び図 17 A、B は、本発明のオートテンショナを含むベルト伝動システムの他の変形例を示す図である。

[0085] 図 15 A、C に示すオートテンショナ 31 は、振りコイルばね 15 の代わりに、一端が固定され、他端がアーム 11 に接続された圧縮ばね 23 を備えている。また、図 15 B に示すオートテンショナ 31 は、一端が固定され、他端がアーム 11 に接続された伸長ばね 25 を備えている。これらのオートテンショナ 31 では、アーム 11 がベルト 2 から力を受けた場合に、圧縮ばね 23 又は伸長ばね 25 がアーム 11 に付勢力を与える。これらのベルト伝動システムでも、ベルト 2 の回転方向 18 は図 15 A～C における右回りであってもよいし、順方向又は逆方向に切換え可能であってもよい。ベルト 2 の回転方向を切換え可能なベルト伝動システムは、例えばプレートコンパクト等に好ましく用いられる。

[0086] また、図 15 C に示すように、第 1 のテンションプーリ 5 と第 2 のテンションプーリ 3 とが共にベルトの外周面に接していてもよい。

[0087] また、図 16 A に示すオートテンショナ 41 のように、図 15 A に示す圧

縮ばね 23 を油圧ダンパー 27 に置き換えた油圧式テンショナにおいて第 1 のテンションプーリ 5 と第 2 のテンションプーリ 3 がアーム 11 に設けられた構成をとってもよい。油圧ダンパー 27 は、アーム 11 の揺動に応じてアーム 11 に適切な反力を付与する。油圧ダンパー 27 はばねに比べて大きい力を付与することができるので、油圧式テンショナはベルト張力が比較的大きくなる用途に好ましく用いることができる。

[0088] 図 16B に示すように、図 1 に示す本実施形態のオートテンショナ 1 において、第 1 のテンションプーリ 5 と第 2 のテンションプーリ 3 とがアーム 11 の揺動中心 10 を挟んで互いに逆側に配置されていてもよい。このオートテンショナ 1 では、第 1 のテンションプーリ 5 及び第 2 のテンションプーリ 3 は、共にベルト 2 の外周面に接している。

[0089] また、図 17B に示すように、第 1 のテンションプーリ 5 及び第 2 のテンションプーリ 3 が、共にベルト 2 の内周面に接していても、ベルト 2 に必要な張力を付与することができる。

[0090] また、図 17B に示すように、圧縮ばね 23 を用いたオートテンショナ 3 において、第 1 のテンションプーリ 5 及び第 2 のテンションプーリ 3 が、共にベルト 2 の内周面に接するようにしてもよい。

[0091] なお、上述のいずれの変形例においても、第 1 のテンションプーリ 5 と第 2 のテンションプーリ 3 の旋回方向は同じであり、且つ第 1 のテンションプーリ 5 がベルト 2 の張力を上げる方向に旋回する際には、第 2 のテンションプーリ 3 もベルト 2 の張力を上げる方向に旋回するようになっている。

[0092] 以上では、ベルト伝動システムの一例を説明したが、各部材の形状、構成、配置、構成材料、サイズ等は本発明の趣旨を逸脱しない範囲において適宜変更可能である。例えば、ベルト伝動システムは、必ずしも内燃機関及びジェネレータ／スタータモータを有している必要はなく、2 つの駆動プーリ間にそれぞれ配置されたテンションプーリが共通のアームにより支持されるときに、ベルトから受ける力により同方向に旋回すればよい。

[0093] また、図 13～図 17 に示すベルト伝動システムの変形例では、いずれも

第1のテンションプーリ5がベルト2の張力を上げる方向に旋回する際には、第2のテンションプーリ3もベルト2の張力を上げる方向に旋回する。逆に、第1のテンションプーリ5がベルト2の張力を下げる方向に旋回する際には、第2のテンションプーリ3もベルト2の張力を下げる方向に旋回する。

[0094] このため、これらの変形例においても、図1に示すベルト伝動システムと同様に、クランクプーリ9が駆動する際及びジェネレータ／スタータプーリ7が駆動する際のいずれにおいてもアーム11の揺動を小さく抑えることが可能となっている。引用文献2、3に示すオートテンショナでは、一方のテンションプーリがベルトの張力を上げる方向に旋回する際には、他方のテンションプーリはベルトの張力を下げる方向に旋回するが、例えば図16Bに示すベルト伝動システムの変形例では、上述のレイアウトをとることによって、上記従来のオートテンショナに比べてアームの揺動を小さく抑えることができる。また、 T/S 比を考慮した設計をすることによって、設定張力の低減を図り、燃費の向上及びシステム寿命の延長を図ることができる。

[0095] なお、上述のベルト伝動システムの変形例において、ベルトの回転方向18が図13～図17の各図における右回りである場合、本実施形態のベルト伝動システムと同様の方法で最適な T/S 比を求め、 T/S 比を1より大きく当該最適値以下の範囲になるようオートテンショナを設計することで、ベルトに加わる余分な張力及びプーリの軸に加わる力を低減し、ベルト寿命及びプーリ寿命の延長を図ることができる。

[0096] ただし、上述のベルト伝動システムの変形例において、ベルトの回転方向18を順方向と逆方向に切換え可能である場合、 T/S 比を1より大きくすると逆方向に回転する際の張力が大きくなるので、 T/S 比は必ずしも1より大きくしなくてもよい。

産業上の利用可能性

[0097] 本発明の一例に係るオートテンショナは、例えば内燃機関を有する各種車両等に適用されうる。

符号の説明

- [0098] 1、3 1、4 1 オートテンショナ
- 2 ベルト
- 3 第2のテンションプーリ
- 5 第1のテンションプーリ
- 7 ジェネレータ／スタータプーリ
- 9 クランクプーリ
- 1 1 アーム
- 1 2 ブッシュ
- 1 3 固定部材
- 1 6 筒状部
- 1 7 軸部
- 1 8 ベルトの回転方向
- 1 9 延伸部
- 2 0、3 0、5 0 プーリ
- 2 1 アイドラプーリ
- 2 4 摺動部材
- 2 6 テンションプーリ
- 2 7 油圧ダンパー
- 5 1 最低必要張力
- 5 2 駆動プーリ
- 5 3、5 5 張力低減効果
- 5 7 スリップ領域

請求の範囲

[請求項1]

第1の動力を伝達する第1のプーリと、
第2の動力を伝達する第2のプーリと、
前記第1のプーリと前記第2のプーリとの間に巻き掛けられた無端状のベルトと、

前記ベルトのうち、前記第1のプーリと前記第2のプーリとの間であって通常運転時における前記第1のプーリの緩み側に位置する部分に張力を与える第1のテンションプーリと、前記ベルトのうち、前記第1のプーリと前記第2のプーリとの間であって通常運転時における前記第1のプーリの張り側に位置する部分に張力を与える第2のテンションプーリと、固定部材と、前記固定部材上に、前記固定部材の軸回り方向に揺動可能に設けられたアームとを有するオートテンションとを備え、

前記第1のテンションプーリ及び前記第2のテンションプーリは共に前記アームにより支持されており、

前記ベルトから受ける力により前記第1のテンションプーリが旋回する方向と、前記ベルトから受ける力により前記第2のテンションプーリが旋回する方向とは同じであり、

前記第1のテンションプーリが前記ベルトの張力を上げる方向に旋回する際には、前記第2のテンションプーリも前記ベルトの張力を上げる方向に旋回するベルト伝動システム。

[請求項2]

請求項1に記載のベルト伝動システムにおいて、

前記アームの揺動中心から前記第2のテンションプーリの中心位置までの第1のアーム長さを L_1 、前記第2のテンションプーリにおけるベルト巻き付け角度を θ_1 、前記第2のテンションプーリ側のハブロード角を α_1 とし、前記アームの揺動中心から前記第1のテンションプーリの中心位置までの第2のアーム長さを L_2 、前記第1のテンションプーリにおけるベルト巻き付け角度を θ_2 、前記第1のテンシ

ョンプーリ側のハブロード角を α_2 とするとき、

$\{L_1 \times \sin(\theta_1/2) \times \sin(\alpha_1)\} / \{L_2 \times \sin(\theta_2/2) \times \sin(\alpha_2)\}$ で求められるT/S比は1より大きいことを特徴とするベルト伝動システム。

[請求項3]

請求項1又は2に記載のベルト伝動システムにおいて、

前記アームには、前記第1のテンションプーリ及び前記第2のテンションプーリを介して前記ベルトに張力を与える1つのばねが接続されていることを特徴とするベルト伝動システム。

[請求項4]

請求項3に記載のベルト伝動システムにおいて、

前記ばねは、一端が前記アームに接続され、他端が前記固定部材に接続され、前記アームをその揺動方向に付勢する振りコイルばねであることを特徴とするベルト伝動システム。

[請求項5]

請求項1又は2に記載のベルト伝動システムにおいて、

前記ばねは、一端が固定され、他端が前記アームに接続された圧縮ばね又は伸長ばねであることを特徴とするベルト伝動システム。

[請求項6]

請求項1～5のうちいずれか1つに記載のベルト伝動システムにおいて、

前記第1のテンションプーリは前記ベルトの外周面又は内周面に接しており、

前記第2のテンションプーリは、前記ベルトの外周面及び内周面のうち前記第1のテンションプーリと異なる面に接していることを特徴とするベルト伝動システム。

[請求項7]

請求項1～5のうちいずれか1つに記載のベルト伝動システムにおいて、

前記第1のテンションプーリは前記ベルトの外周面又は内周面に接しており、

前記第2のテンションプーリは、前記ベルトの外周面及び内周面のうち前記第1のテンションプーリと同じ面に接していることを特徴と

するベルト伝動システム。

[請求項8] 請求項1～7のうちいずれか1つに記載のベルト伝動システムにおいて、

前記第1のテンションプーリの方が前記第2のテンションプーリに比べて前記アームの揺動中心からの距離が短いことを特徴とするベルト伝動システム。

[請求項9] 請求項1～8のうちいずれか1つに記載のベルト伝動システムにおいて、

前記第1のプーリは、内燃機関で生じる動力を伝達するクランクプーリであり、

前記第2のプーリは、ジェネレータ／スタータモータで生じる動力を伝達するジェネレータ／スタータプーリであることを特徴とするベルト伝動システム。

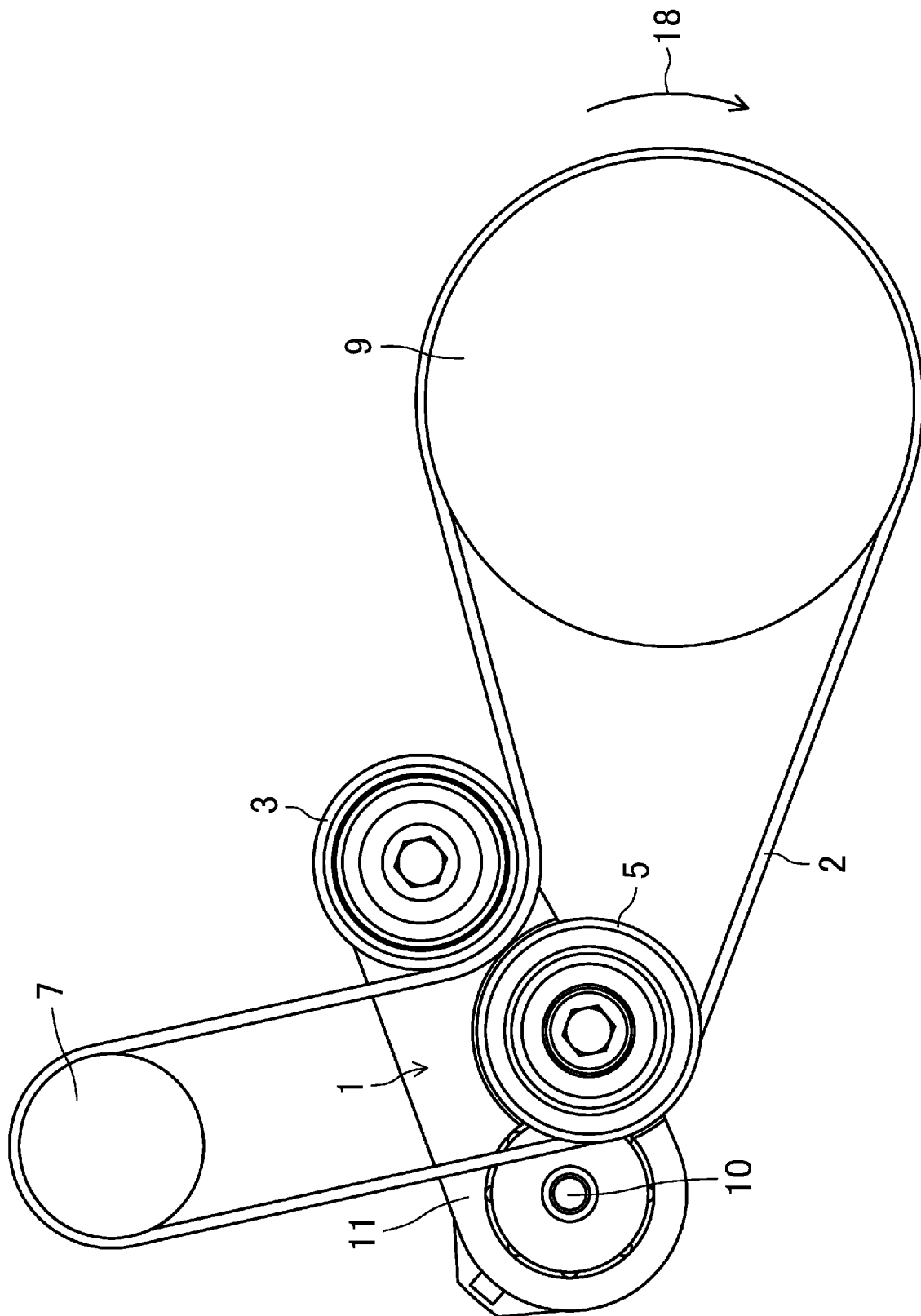
[請求項10] 請求項9に記載のベルト伝動システム伝動システムにおいて、

初期状態において、前記第1のテンションプーリにかかるトルクよりも前記第2のテンションプーリにかかるトルクの方が大きいことを特徴とするベルト伝動システム。

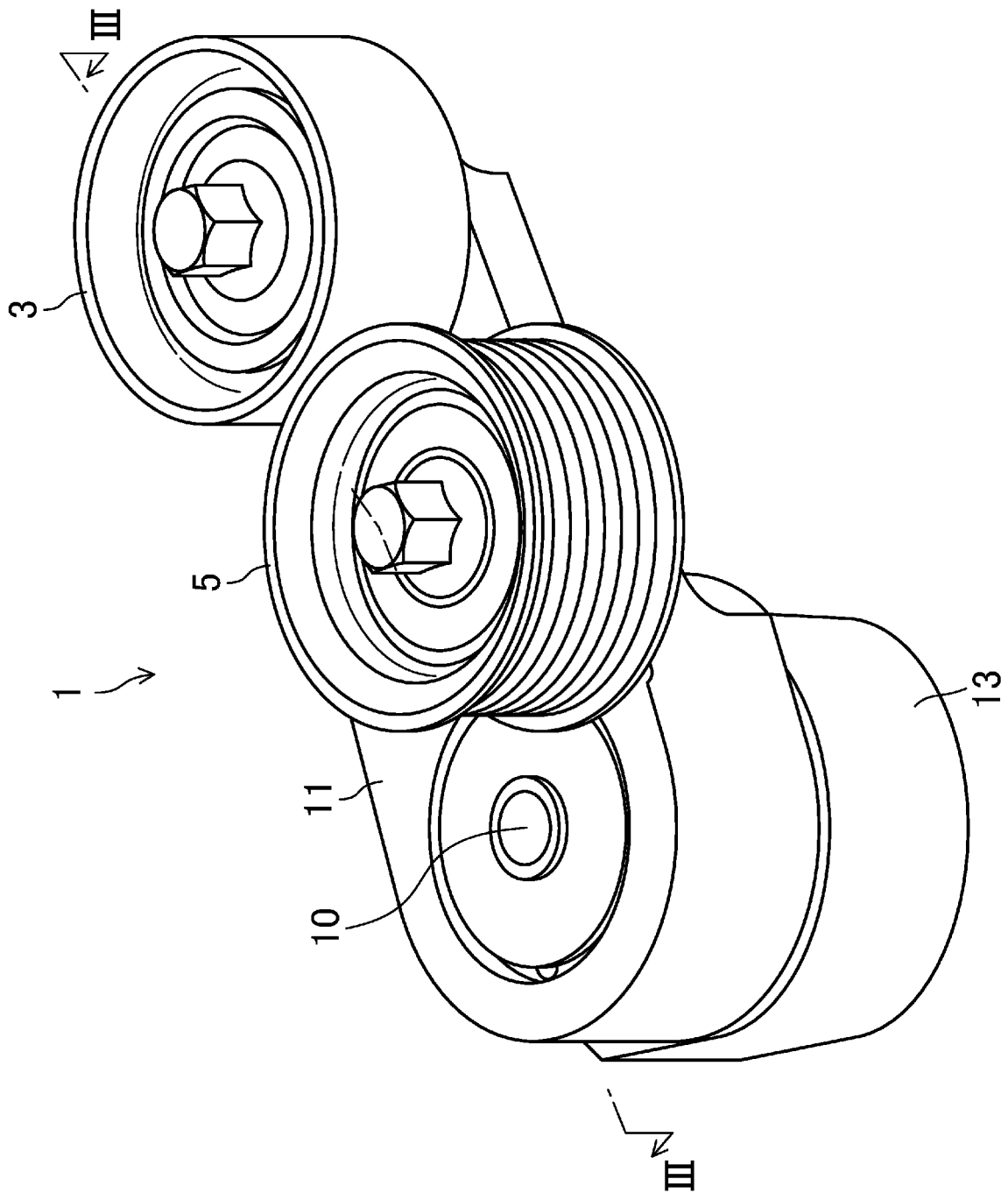
[請求項11] 請求項1～10のうちいずれか1つに記載のベルト伝動システムにおいて、

前記ベルトの回転方向は、順方向と逆方向とに変更可能であることを特徴とするベルト伝動システム。

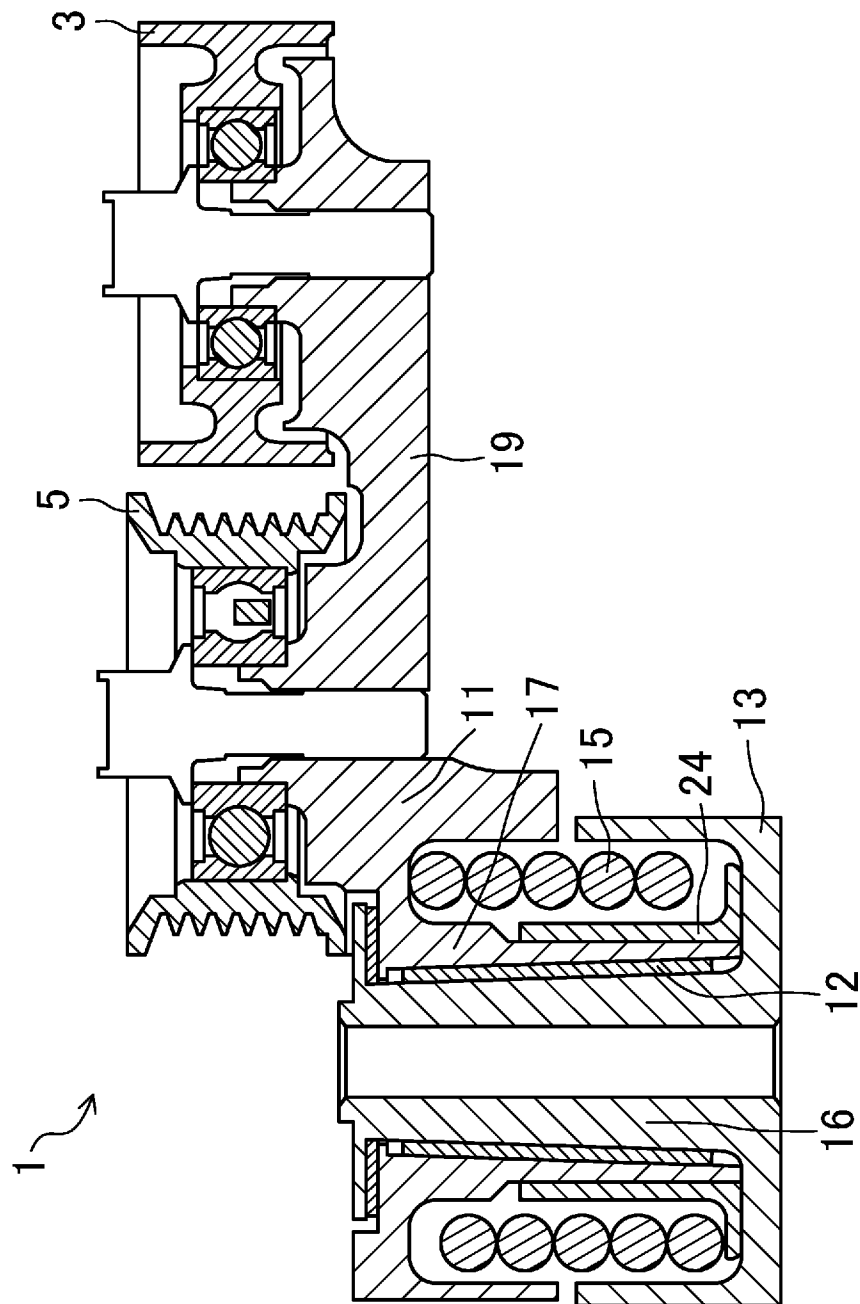
[図1]



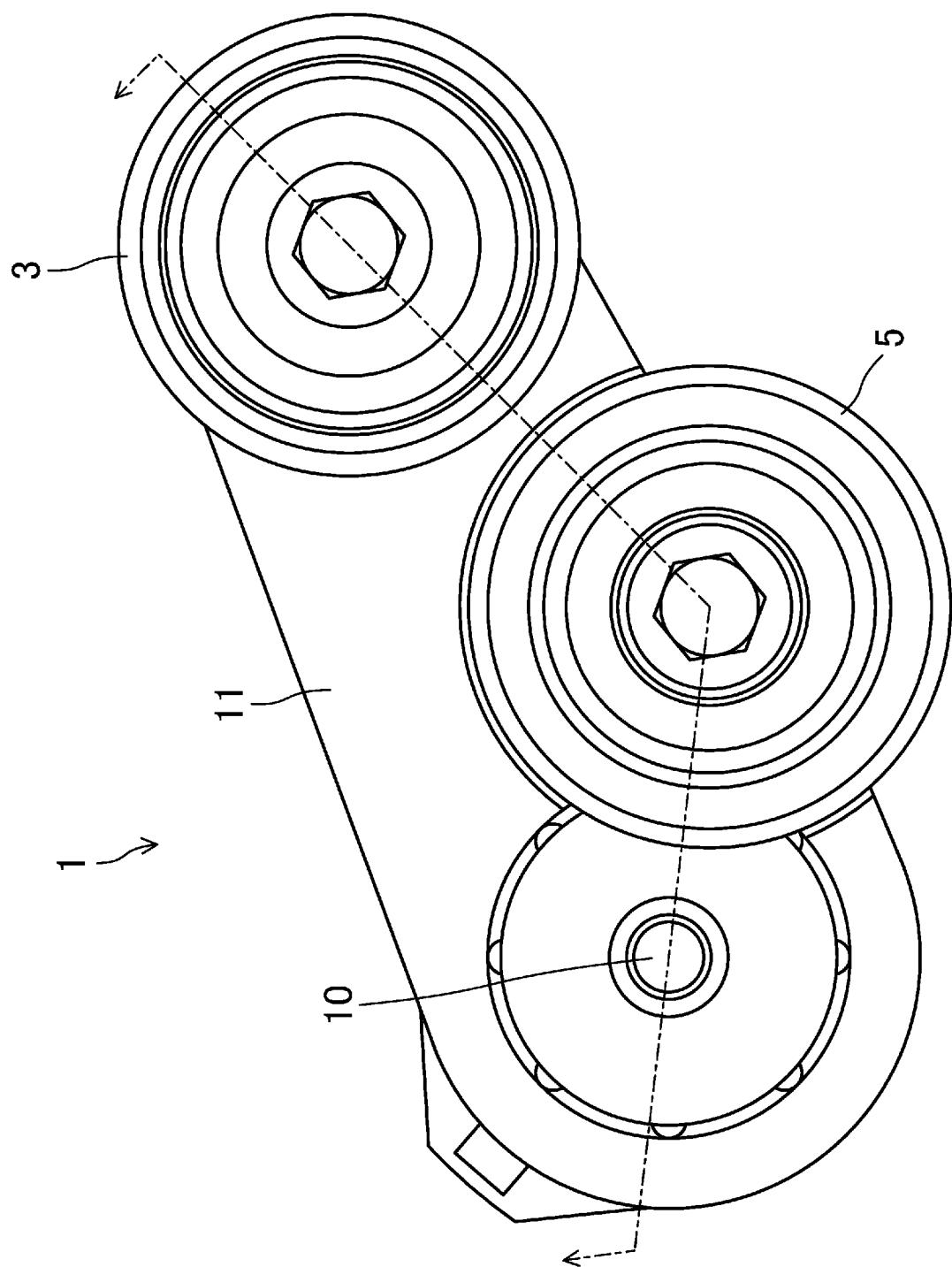
[図2]



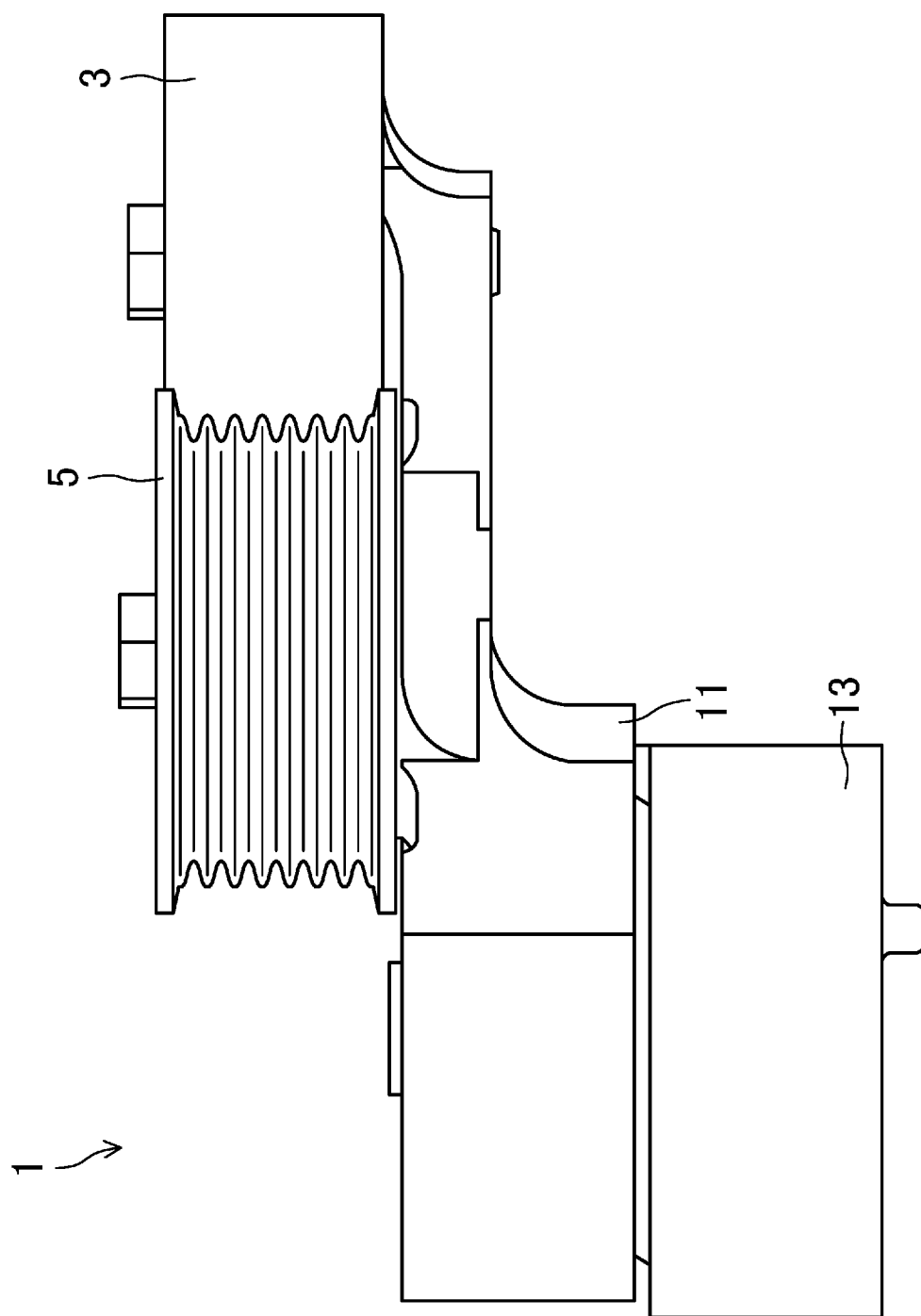
[図3]



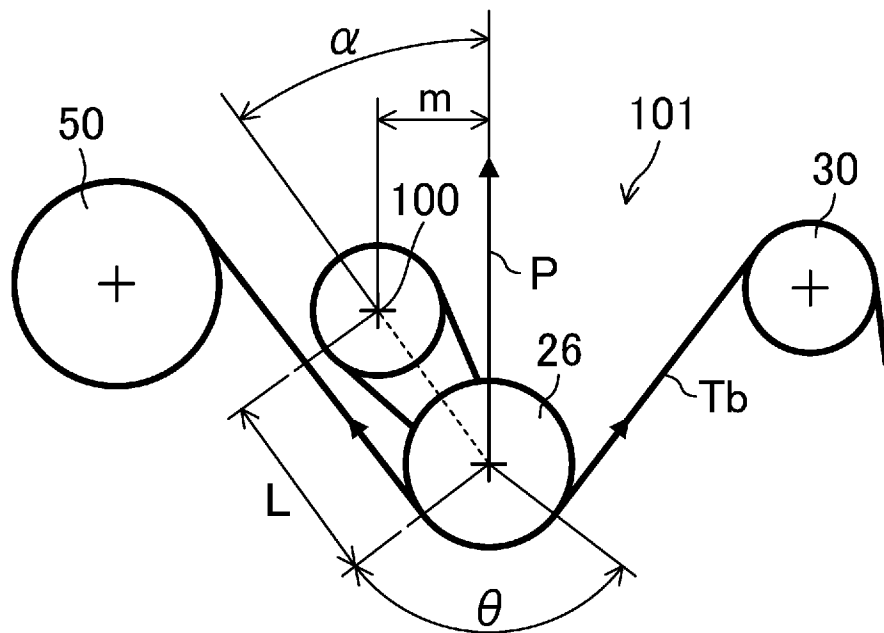
[図4]



[図5]



[図6]



$$P = 2 \times Tb \times \sin(\theta/2)$$

$$m = L \times \sin(\alpha)$$

$$Tr = P \times m$$

$$Tr = 2 \times Tb \times L \times \sin(\theta/2) \times \sin(\alpha)$$

L : アーム長さ(mm)

Tb : ベルト張力(N)

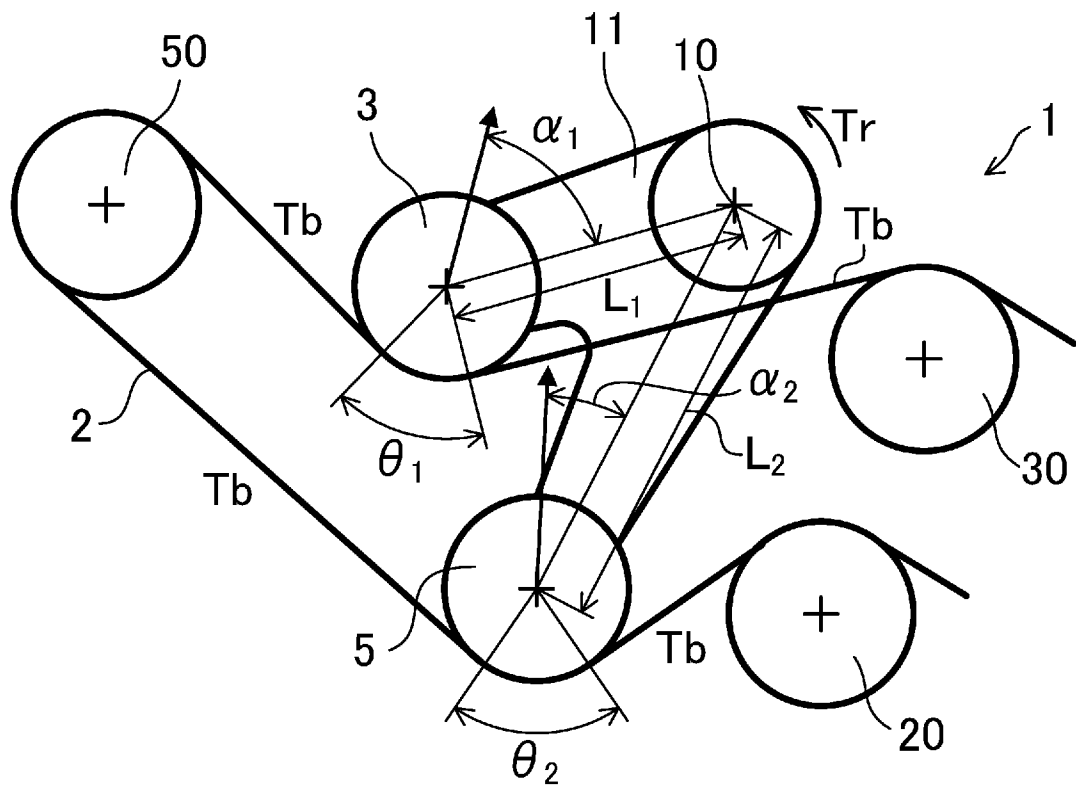
θ : 巻き付け角度(度)

α : ハブロード角(度)

P : ハブロード

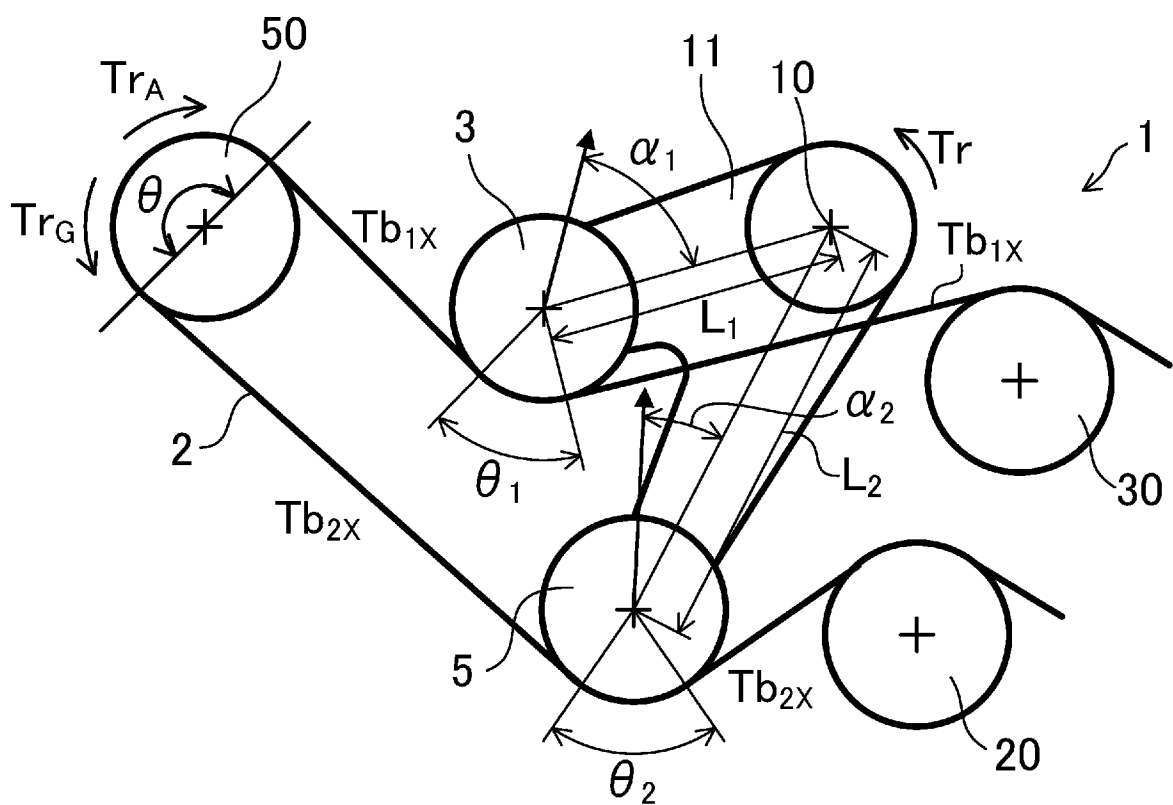
m : モーメントにおける腕の長さ

[図7A]

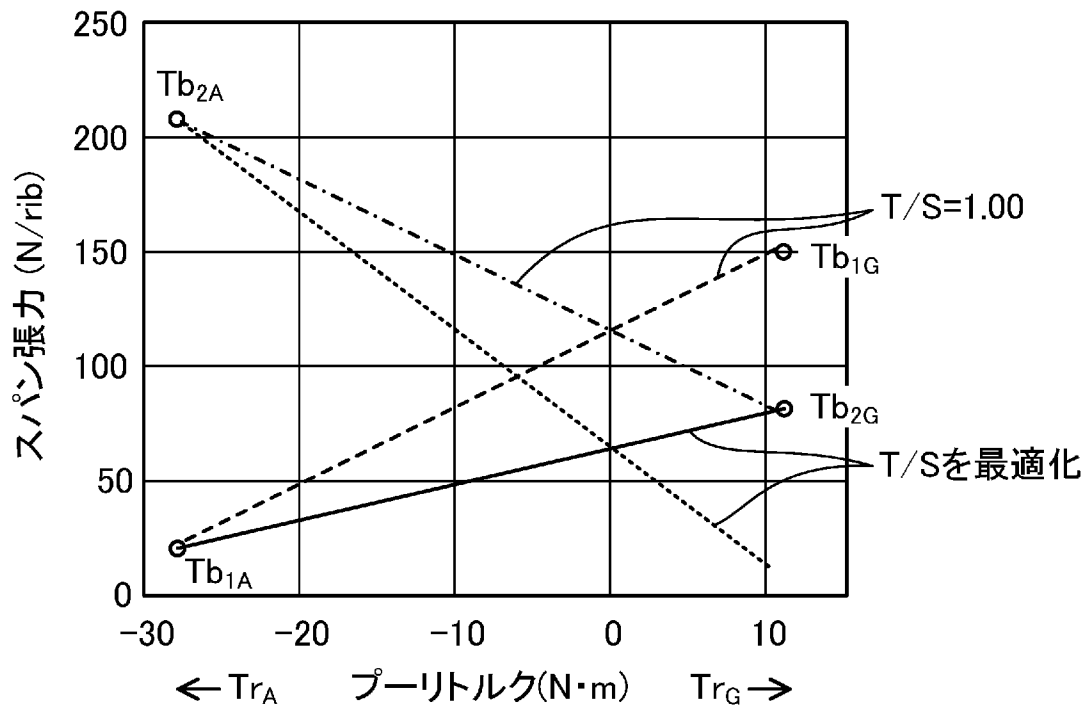


$$Tr = 2 \times Tb \times \left[L_1 \times \sin\left(\frac{\theta_1}{2}\right) \times \sin(\alpha_1) + L_2 \times \sin\left(\frac{\theta_2}{2}\right) \times \sin(\alpha_2) \right]$$

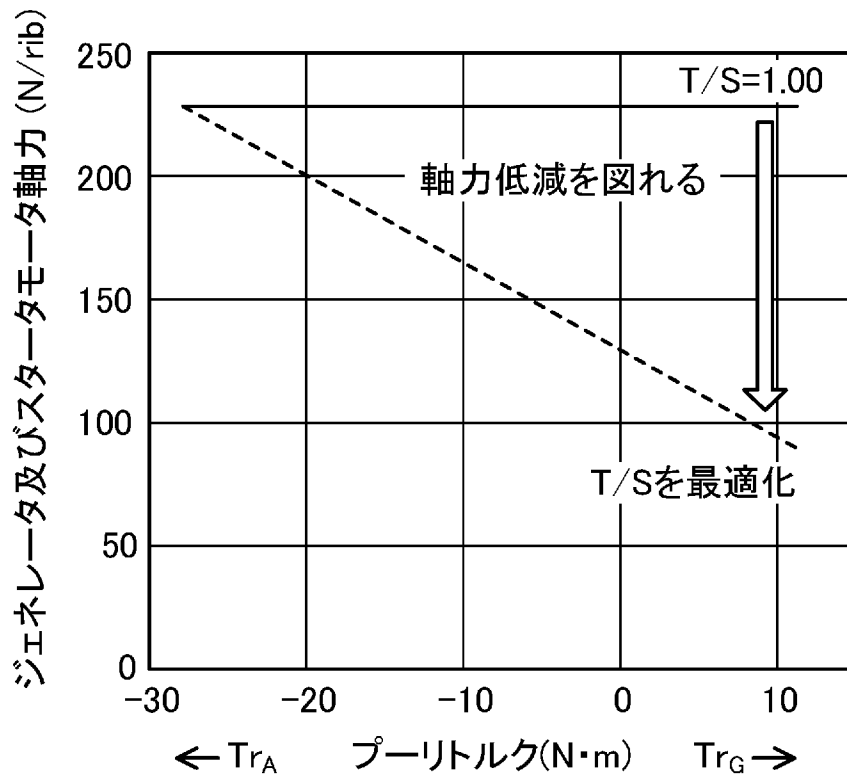
[図7B]



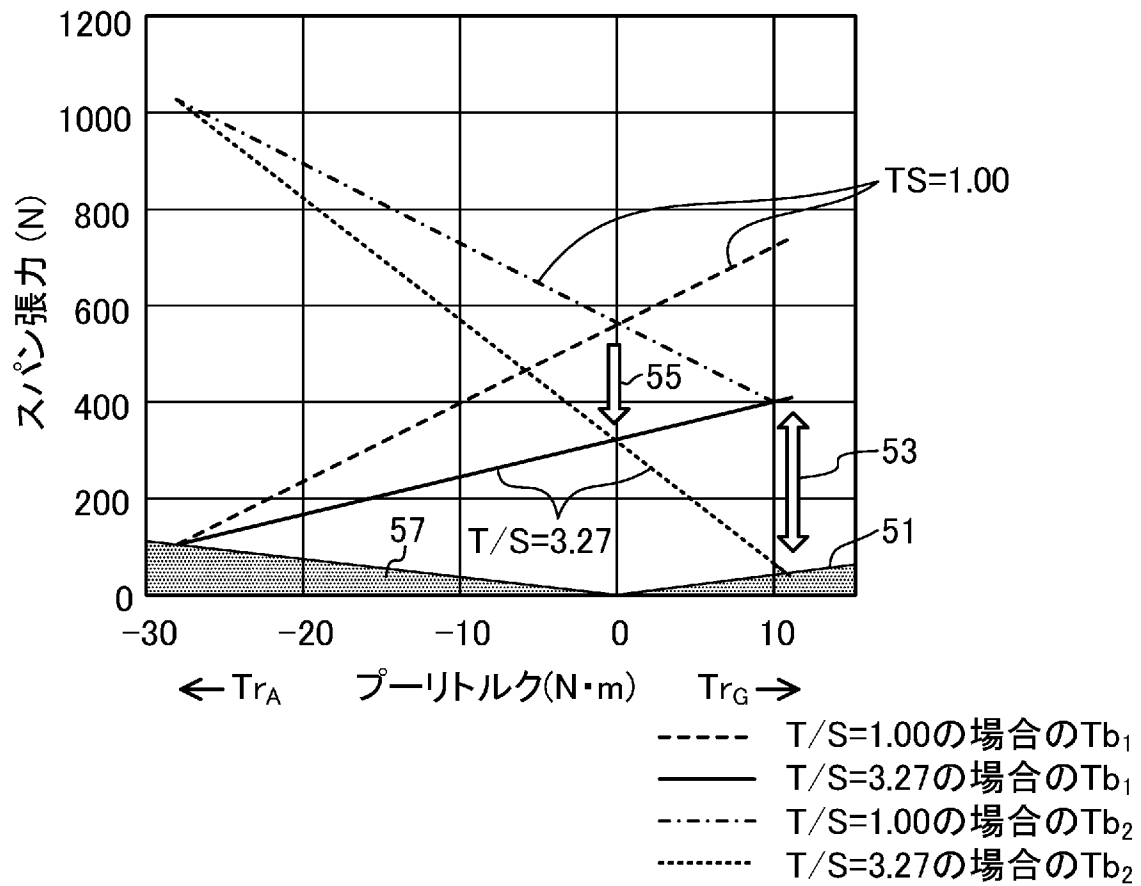
[図8]



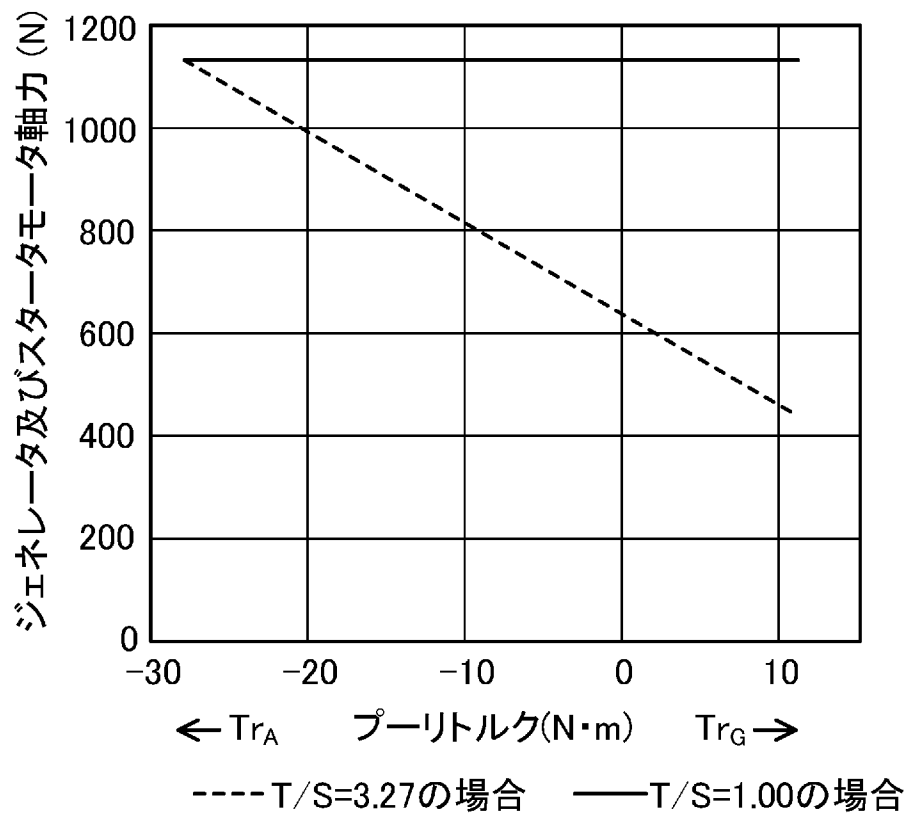
[図9]



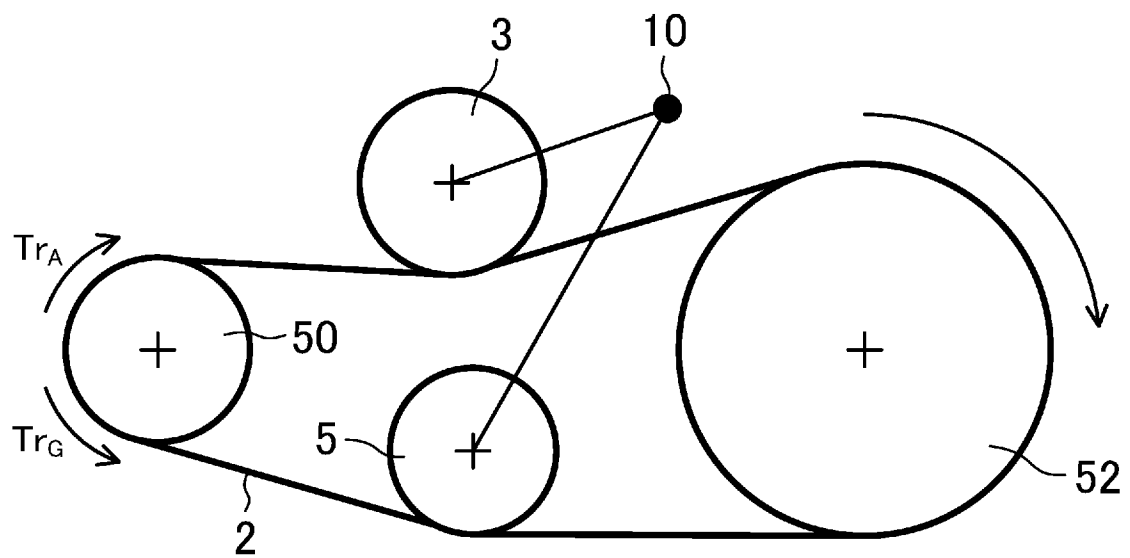
[図10A]



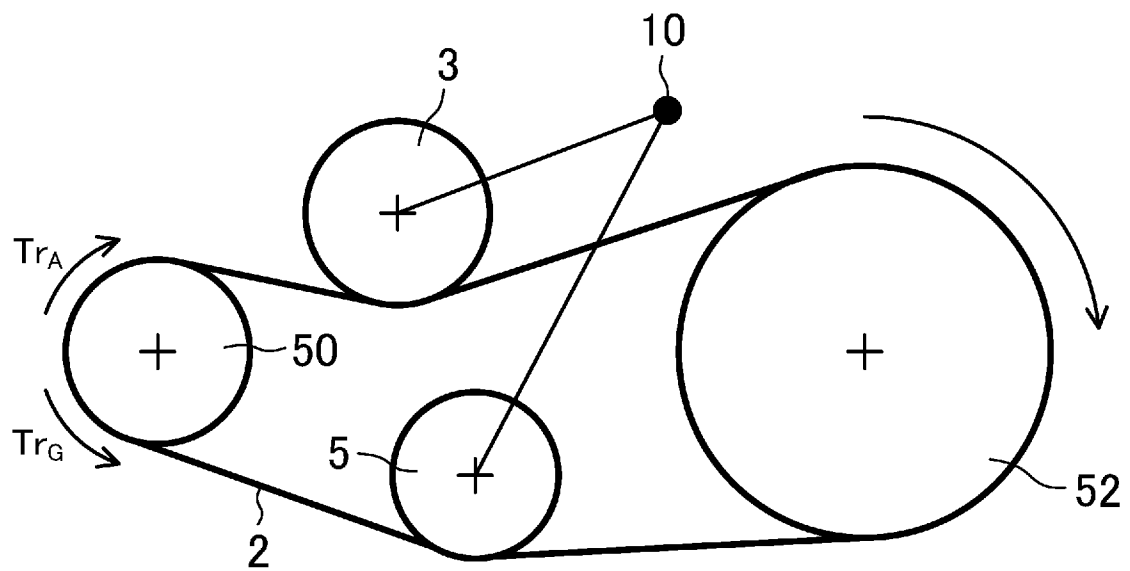
[図10B]



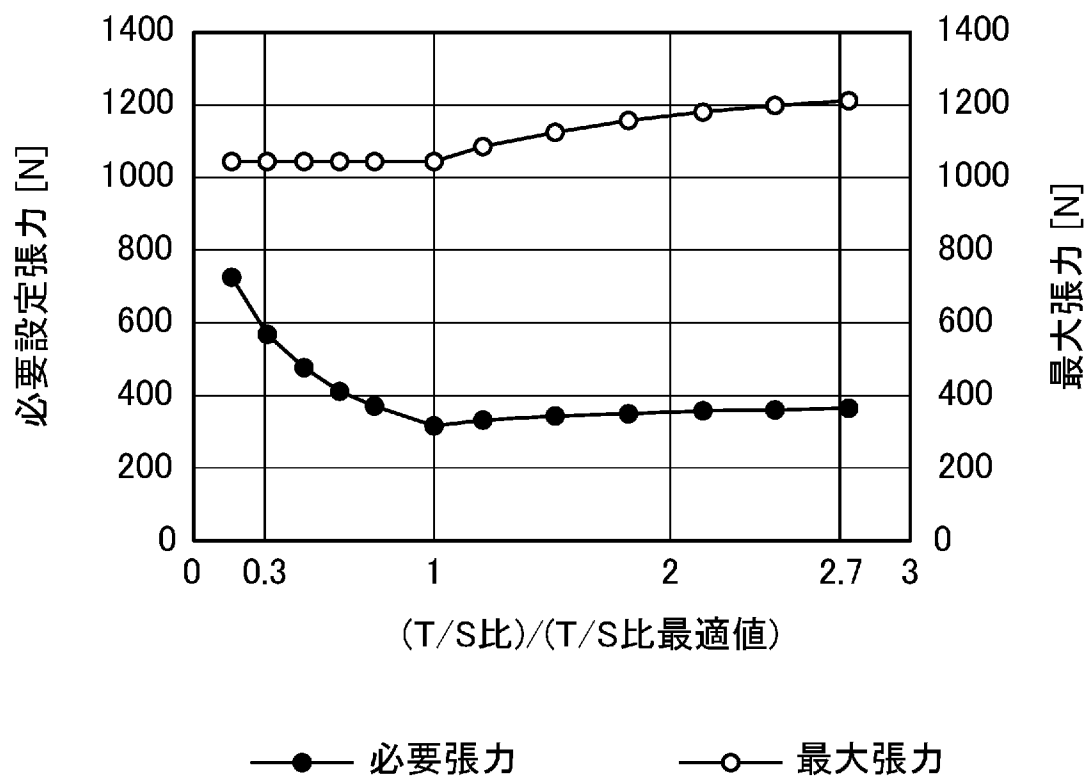
[図11A]

 $T/S=1.00$ 

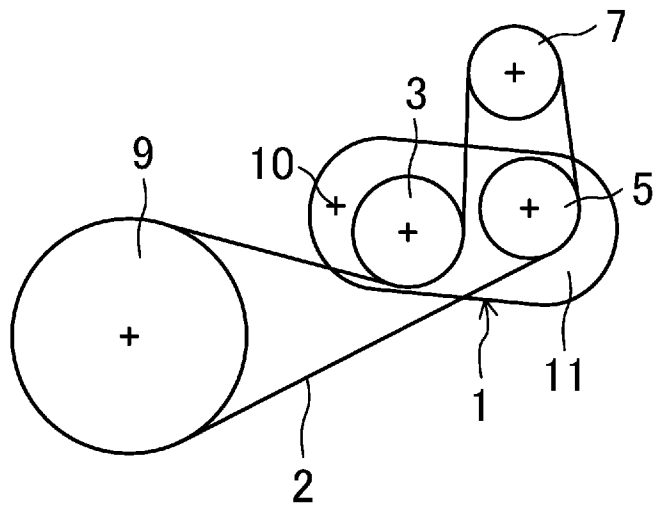
[図11B]

 $T/S=3.27$ 

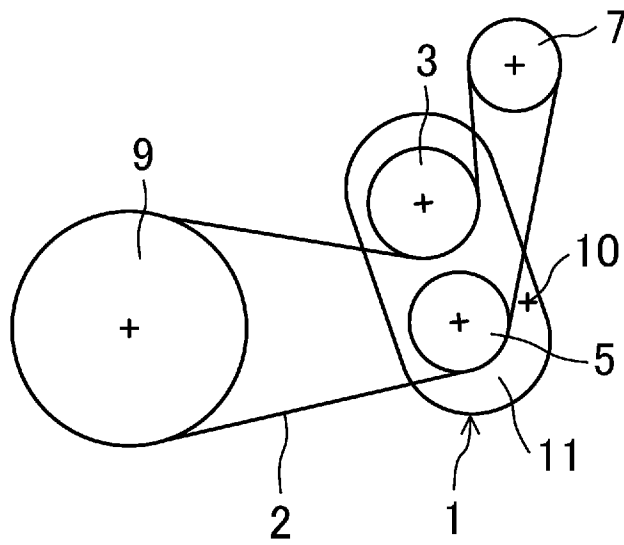
[図12]



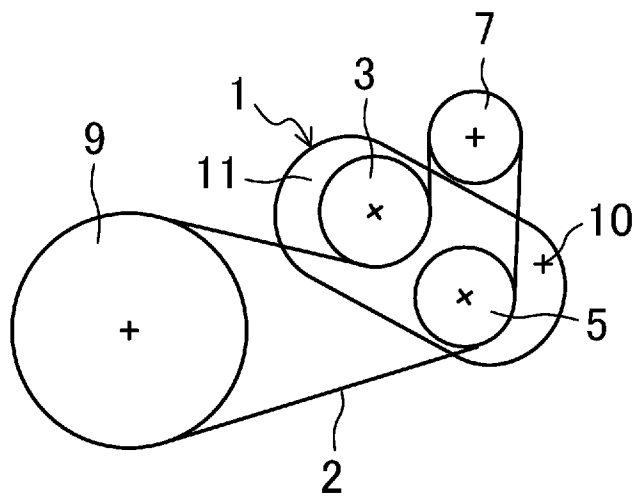
[図13A]



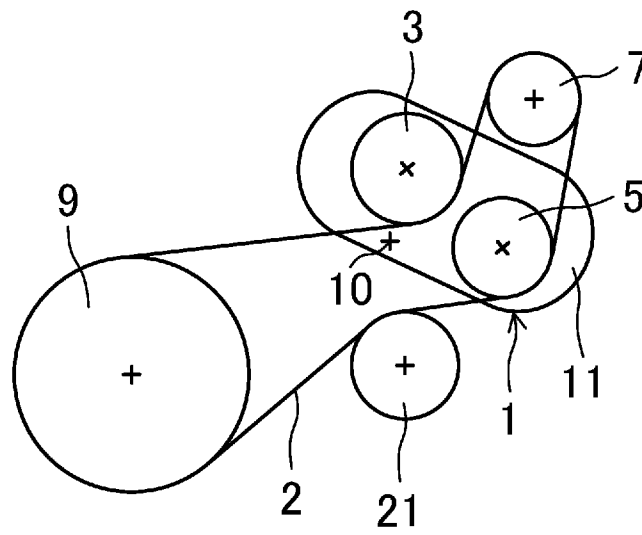
[図13B]



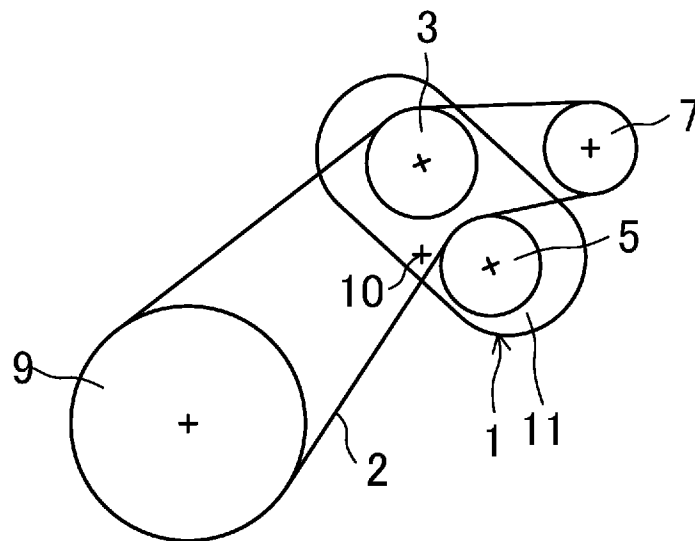
[図13C]



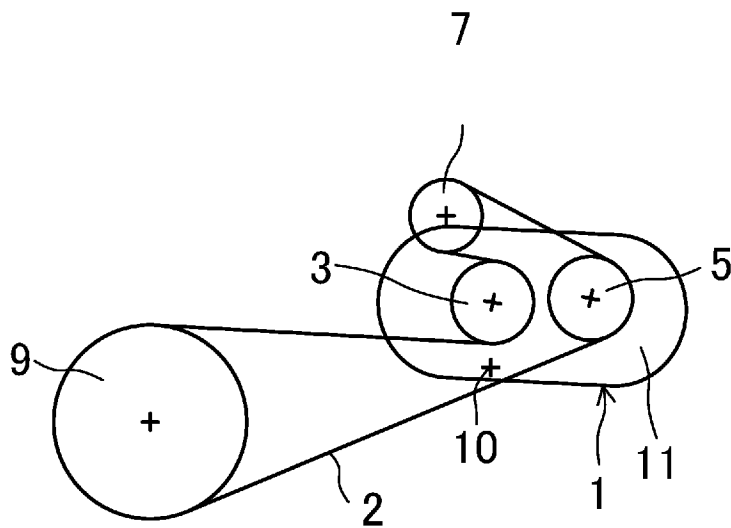
[図14A]



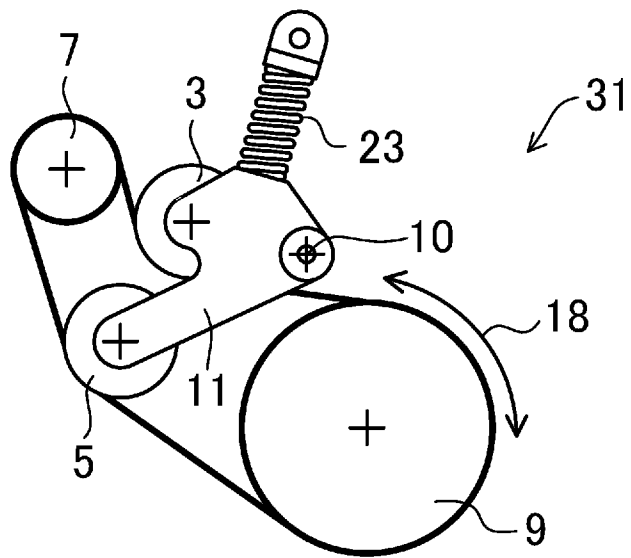
[図14B]



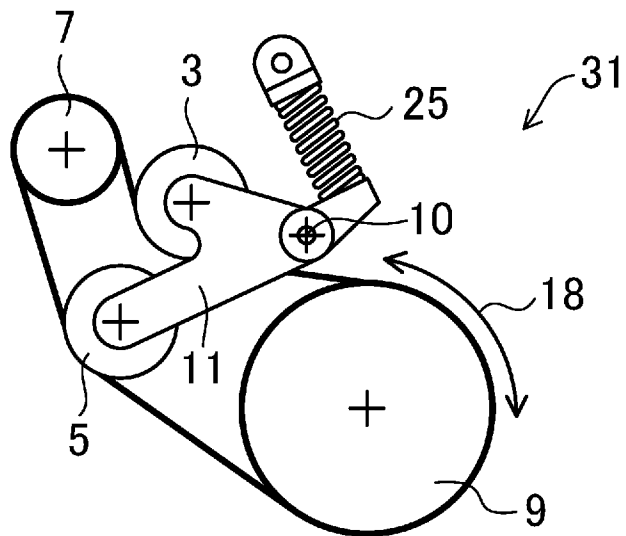
[図14C]



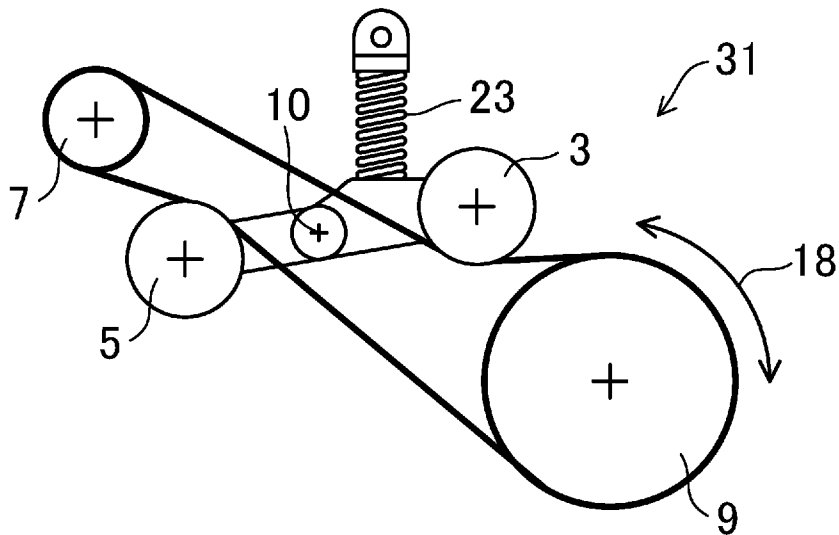
[図15A]



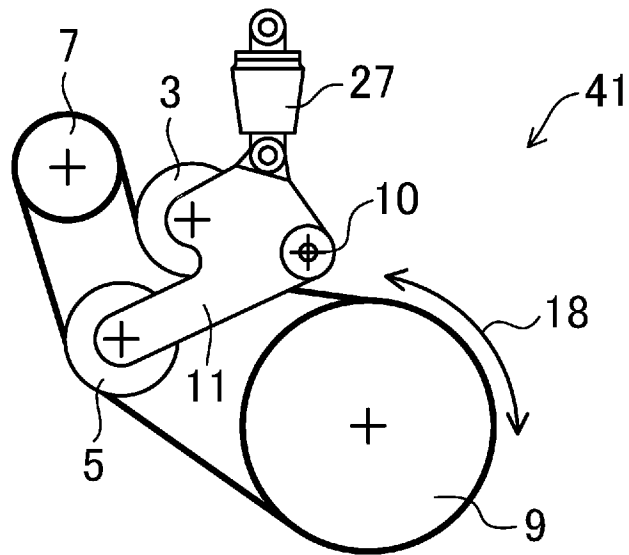
[図15B]



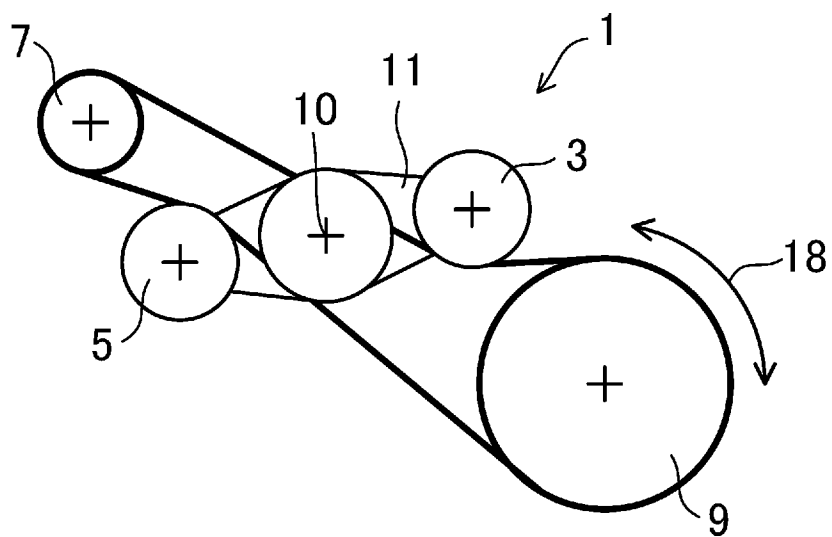
[図15C]



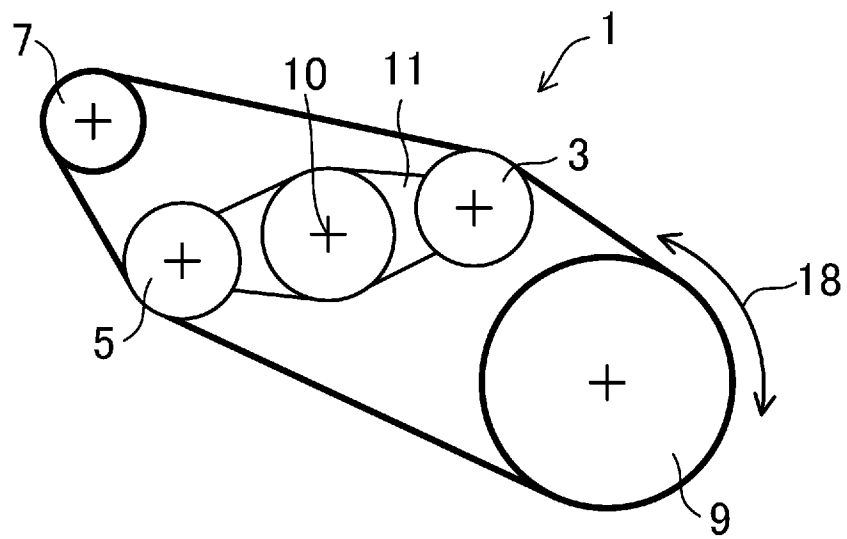
[図16A]



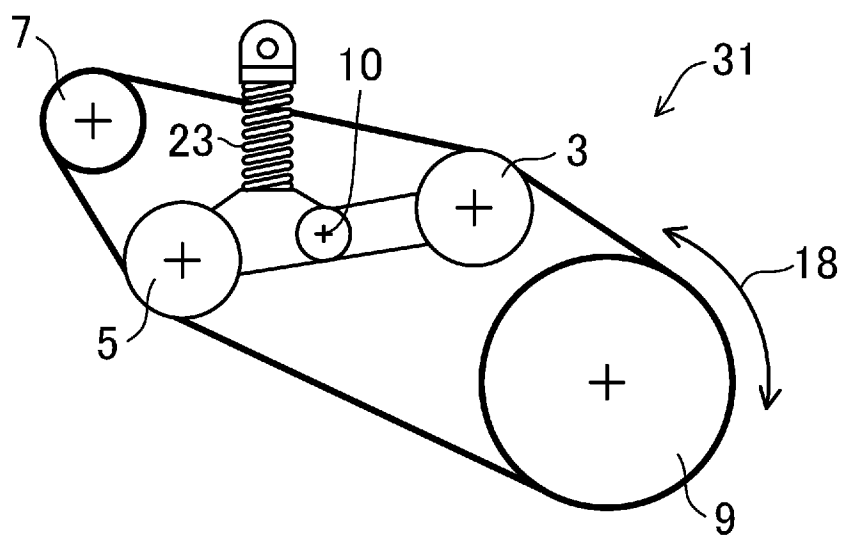
[図16B]



[図17A]



[図17B]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/002468

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H7/12(2006.01)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)

F16H7/12, F02B67/06

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2015
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2015	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2015

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.
X Y	DE 102008058969 A1 (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG), 27 May 2010 (27.05.2010), entire text; all drawings (Family: none)	1-3, 5-11 4
X Y	JP 50-28299 Y1 (Iseki & Co., Ltd.), 21 August 1975 (21.08.1975), column 1, line 18 to column 2, line 15; drawings (Family: none)	1, 3, 5, 7 4
Y	JP 2-245553 A (NSK Ltd.), 01 October 1990 (01.10.1990), page 3, lower left column, line 7 to page 4, lower right column, line 7; fig. 1 to 2 & US 5011460 A & GB 2230319 A	4

☐ 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
10 August 2015 (10.08.15)

Date of mailing of the international search report
18 August 2015 (18.08.15)

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（I P C））

Int.Cl. F16H7/12(2006.01)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（I P C））

Int.Cl. F16H7/12, F02B67/06

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	1971-2015年
日本国実用新案登録公報	1996-2015年
日本国登録実用新案公報	1994-2015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
X Y	DE 102008058969 A1 (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AKTIENGESELLSCHAFT) 2010.05.27, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-3, 5-11 4
X Y	JP 50-28299 Y1 (井関農機株式会社) 1975.08.21, 第1欄第18行-第2欄第15行, 図面 (ファミリーなし)	1, 3, 5, 7 4
Y	JP 2-245553 A (日本精工株式会社) 1990.10.01, 第3頁左下欄第7行-第4頁右下欄第7行, 第1-2図 & US 5011460 A & GB 2230319 A	4

☐ 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
「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
「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）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「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
「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
「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
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

10.08.2015

国際調査報告の発送日

18.08.2015

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (I S A/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）

増岡 亘

3 J

9 1 4 3

電話番号 03-3581-1101 内線 3328