

(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
2016 年 11 月 17 日(17.11.2016)



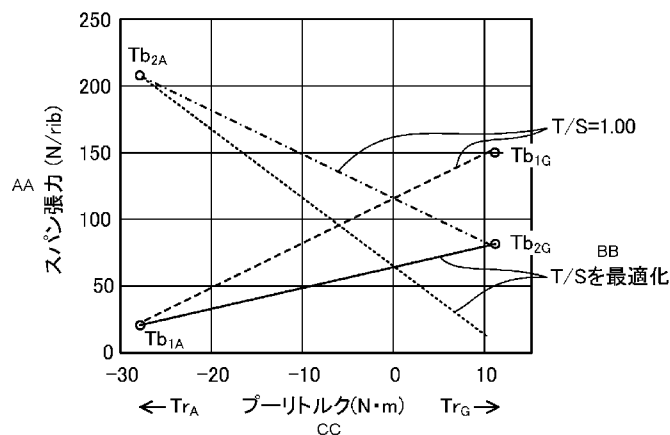
(10) 国際公開番号
WO 2016/181619 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 7/12 (2006.01) *F02B 67/06* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/002143
- (22) 国際出願日: 2016 年 4 月 21 日(21.04.2016)
- (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 2015-095991 2015 年 5 月 8 日(08.05.2015) 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: ▲高▼橋 弘好(TAKAHASHI, Hiroyoshi); 〒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). 林 丈浩(HAYASHI, Takehiro); 〒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). 齊藤 猛(SAITO, Takeshi); 〒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). 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); 〒5300004 大阪府大阪市北区堂島浜 1 丁目 2 番 1 号 新ダイビル 2 3 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),

[続葉有]

(54) Title: BELT TRANSMISSION SYSTEM

(54) 発明の名称: ベルト伝動システム



AA Span tension (N/rib)
BB T/S optimized
CC Pulley torque (N·m)

(57) Abstract: In a belt transmission system in which a drive pulley and a driven pulley trade roles, the present invention addresses the problem of extending belt and pulley service life and improving fuel efficiency while effectively reducing the occurrence of slip-page and noise. As a means for solving said problem, a belt transmission system is provided with: a first pulley (9); a second pulley (7); an autotensioner (1) having a first tension pulley (5), a fixing member (13), and an arm (11) provided so as to be capable of swinging around the axis of the fixing member (13); and a second tension pulley (3). Both when the first pulley (9) is the drive pulley and when the second pulley (7) is the drive pulley, of the first tension pulley (5) and the second tension pulley (3), the torque of the tension pulley located on the slack side when maximal torque is being generated is made to be greater than the torque of the tension pulley located on the tight side.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2016/181619 A1



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))

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、ベルトやプーリの寿命延長及び燃費の改善を図りつつ、スリップや異音の発生を効果的に低減することを課題とする。上記課題を解決する手段として、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、第 1 のテンションプーリ (5) と、固定部材 (13) と、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) とを有するオートテンショナ (1) と、第 2 のテンションプーリ (3) とを備え、第 1 のプーリ (9) が駆動プーリである時、及び第 2 のプーリ (7) が駆動プーリである時のそれぞれにおいて、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) 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。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] 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ョナが開示されている。

[0008] 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ョナが開示されている。このオートテンショ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。

[0009] しかしながら、特許文献 1 ～ 3 に記載されたオートテンショナを備えた従来のベルト伝動システムでは、ベルトスリップや異音の発生を防ごうとするあまり、1 つのプーリの張り側と緩み側のそれぞれでベルトの張力が必要以上に高くなる場合がある。ベルトの張力が高くなりすぎると、ベルト寿命の短縮や燃費の低下を来す可能性がある。また、プーリの張り側と緩み側のそれぞれでベルトの張力が高すぎると、プーリの軸に加わる力が大きくなるので、プーリの寿命が短くなる可能性もある。そのため、ベルトスリップや異音の発生を抑えつつ、ベルトやプーリの寿命延長が図られたベルト伝動システムの開発が望まれている。

[0010] なお、上記の課題を解決することは、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ョ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、ベルトやプーリの寿命延長及び燃費の改善を図りつつ、スリップや異音の発生を効果的に低減することにある。

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、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ヨナと、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を備える。前記第1のプーリが駆動プーリである時、及び前記第2のプーリが駆動プーリである時のそれぞれにおいて、前記第1のテンションプーリ及び第2のテンションプーリのうち、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は、張り側に位置するテンションプーリのトルクより大きい。

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及びその設計方法によれば、スリップや異音の発生を防ぎつつ、ベルトの張力を必要な範囲内で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ヨナを上（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ヨ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ヨ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7]図7 (a)、(b)は、それぞれ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、静止時及び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7 (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、ベルトリブ当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10]図10 (a)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、(b)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11]図11 (a)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、(b)は 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13]図13 (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14]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15]図15 (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16]図16(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変形例を示す図である。

[図17]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-I 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のテンションプーリ５と及び第２のテンションプーリ３とを有している。ここでは、第１のテンションプーリ５の方が第２のテンションプーリ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] オートテンショナ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 1 3 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 1 3 やアーム 1 1 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であってもよいが、異なってもよい。
- [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、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してもよい。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、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してもよい。ただし、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 の一方がベルト 2 の張力を上げる際に他方がベルト 2 の張力を下げるように設計されていてもよい。
- [0027] また、本実施形態のベルト伝動システムは、後で詳述するように、 T/S 比を考慮してベルト 2 に加わる余分な張力を低減できるように設計されている。ここで、 T/S 比とは、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 1 1 のうち揺動中心 1 0 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 1 1 のうち揺動中心 1 0 から第 2 のテンションプーリ 3 の

中心までの部分)のトルク分担比を意味する。 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。

[0028] 本実施形態のベルト伝動システムでは、クランクプーリ9が駆動プーリである時、及びジェネレータ/スタータプーリ7が駆動プーリである時のそれぞれにおいて、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っている。

[0029] T/S 比は少なくとも1より大きく設定されていてもよい。また、 T/S 比は、後述する方法によって求められた最適値との比が所定の範囲内になるよう設定されていればより好ましい。この構成により、ベルト2のスリップが生じず、且つ適用される装置等に要求される範囲でベルトの張力を低減することができる。そのため、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。また、本実施形態のベルト伝動システムによれば、燃費の向上を図ることもできる。

[0030] なお、本実施形態のオートテンショナ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、オートテンショナ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。

[0031] 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。

[0032] 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。

[0033] また、本実施形態のベルト伝動システムによれば、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がそれぞれベルト 2 に張力を付与するので、1つのテンションプーリを持つオートテンショナを用いる場合に比べて、低い張力で大きなトルクを設定することができる。そのため、瞬間的に各プーリが大きなトルクを必要とする場合であっても、比較的張力を保持しやすくなっている。

[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ることで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] 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。そのため、本実施形態のオートテンショナ 1 を用いれば、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に比べて設計の自由度を大きくとることが可能となる。

[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 7 (a)、(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 を備えており、上述の 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）に示すプーリトルクとベルト 2 のスパン張力との関

係を変更することができる。以下、 T/S 比が考慮されたベルト伝動システム及びその設計方法について詳述する。

- [0042] 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。

- [0043] 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。

[0044] 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。

[0045] 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。

[0046] 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。

[0047] 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。

[0048] 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。

[0049] 次いで、表 1 に示すように、 $T_{b_{1A}} - T_{b_{1G}}$ の絶対値（ $= \Delta T_{b_1}$ ）と、 T

$b_{2A} - T b_{2G}$ の絶対値（ $= \Delta T b_2$ ）との比、すなわち T/S 比（ $= \Delta T b_2 / \Delta T b_1$ 、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、 $T b_{2A} - T b_{2G}$ の絶対値及び $T b_{1A} - T b_{1G}$ 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。

[0050] [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	

[0051] 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。

[0052] 例えば、図7（a）、（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。

[0053] 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。

[0054] $Tr_A > Tr_G$ 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。

[0055] 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。

[0056] 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。

[0057] 図8は、表2及び後述の図11(a)、(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。

[0058] また、図10(a)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、(b)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。

[0059] [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

[0060] 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 T_{r_A} の最大値を28（N・m）、被駆動トルク T_{r_G} の最大値を11（N・m）に設定すると、 T_{r_A} が28（N・m）である時に、プーリ50－第2のテンシヨンプーリ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のテンシヨンプーリ5間でのベルト2の Tb_{2A} は1036.1（N・m）となった。

[0061] また、 T_{r_G} が11（N・m）である時に、プーリ50－第1のテンシヨンプーリ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のテンシヨンプーリ3間でのベルト2の Tb_{1G} は407.0（N・m）となった。

[0062] 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。

[0063] 図8及び図10（a）から、プーリ50－第2のテンシヨンプーリ3間でのベルト2の張力 Tb_1 は、 T_{r_A} が小さくなり、また T_{r_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のテンシヨンプーリ5間でのベルト2の張力 Tb_2 は、 T_{r_A} が小さくなり、また T_{r_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。

[0064] また、図9及び図10（b）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。

[0065] 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。

[0066] 図 11 (a)、(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 11 (a)、(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。

[0067] 図 11 (a) に示すオートテンショナ 1 と図 11 (b) 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。

[0068] 図 10 (a) 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。

[0069] 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。

[0070] また、 T/S 比を少なくとも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。

[0071] 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10に示す条件で T/S 比を変化させた際の結果を示している。

[0072] 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。

[0073] $(T/S \text{ 比}) / (T/S \text{ 比の最適値})$ 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。

[0074] 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。

[0075] 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。

[0076] 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。

[0077] 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。

[0078] なお、本実施形態のベルト伝動システムでは、 T/S 比を考慮して設計されていれば、レイアウトは特に限定されない。 T/S 比は例えば1より大きく且つ計算により求められた最適値以下となっていれば好ましい。例えば、1つのオートテンシナ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とが同じ方向に旋回してもよい。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してもよい。この構成によれば、オートテンシナ1における T/S 比の最適化を容易にすることができるので、好ましい。

[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、耐久性がより向上している。

[0080] また、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。例えばアイドラ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 が右回りであってもよいし、左回りであってもよい。 T_{r_A} と T_{r_G} の大きさに基づいて適切な T/S 比を求めれば、ベルト回転方向がいずれの場合であっても同様の効果を得ることができる。また、本実施形態のオートテンショナ 1 をベルト 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てもよい。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において、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左回りであってもよいが、順方向又は逆方向に切換え可能であってもよい。これは、ベルト伝動システムの他の変形例でも同様である。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タ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16(b)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17(b)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17(b)に示すように、圧縮ばね23を用いたオートテンショナ31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、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ってもよいし、互いに異なってもよい。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ようになっていてもよい。
- [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、車両以外の装置内での動力を伝動するシステムであってもよい。また、従動側と駆動側とが入れ替え可能な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ていてもよいし、2つのテンションプーリが共通の揺動中心を有する別々のアームに接続されていてもよい。
- [0093] また、図13～図17に示すベルト伝動システムの変形例において、いずれもT/S比が考慮された設計がなされていることが好ましい。具体的には、クランクプーリ9が駆動プーリである時、及びジェネレータ／スタータプーリ7が駆動プーリである時のそれぞれにおいて、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は、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っている。このため、いずれの変形例においてもベルト2の張力は必要張力を越える範囲内で低減され、プーリの軸に加わる力も低減されている。その結果、ベルト2やプーリの寿命の延長が図られており、燃費の向上も図られている。また、ベルト2に必要とされる張力は保持されているので、スリップや異音の発生も抑えられている。
- [0094] また、これらの変形例に係るベルト伝動システムでは、T/S比を少なく

とも1より大きくし、より好ましくは $(T/S \text{比}) / (T/S \text{比の最適値})$ の値を0.3以上2.7以下の範囲に設定することで、ベルト幅を変更することなくベルトの張力を大幅に下げることができる。また、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。

産業上の利用可能性

[0095] 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

- [0096] 1、31、41 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
 - 11 アーム
 - 12 ブッシュ
 - 13 固定部材
 - 16 筒状部
 - 17 軸部
 - 18 ベルトの回転方向
 - 19 延伸部
 - 20、30、50 プーリ
 - 21 アイドラプーリ
 - 24 摺動部材
 - 26 テンションプーリ
 - 27 油圧ダンパー
 - 51 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、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ヨナと、

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を備え、

前記第1のプーリが駆動プーリである時、及び前記第2のプーリが駆動プーリである時のそれぞれにおいて、前記第1のテンションプーリ及び第2のテンションプーリのうち、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は、張り側に位置するテンションプーリのトルクより大きい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、

前記第2のテンションプーリにおける第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、前記第1のテンションプーリにおける第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 とし、

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が前記第2のテンションプーリである場合、

$$\{L_1 \times \sin(\theta_1/2) \times \sin(\alpha_1)\} / \{L_2 \times \sin(\theta_2/2) \times \sin(\alpha_2)\} > 1$$

$n(\theta_2/2) \times \sin(\alpha_2)$ } で求められる T/S 比は 1 より大きいベルト伝動システム。

[請求項3] 請求項 2 に記載のベルト伝動システムにおいて、
前記 T/S 比と、前記 T/S の計算上の最適値との比が所定の範囲内にあり、

前記 T/S 比の最適値は、前記第 1 のプーリ及び前記第 2 のプーリにおいて、正転トルクが最大である場合のベルト緩み側の必要張力が大きい方の必要張力の値と、逆転トルクが最大である場合のベルト緩み側の必要張力が大きい方の必要張力の値とを用いて算出され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 2 又は 3 に記載のベルト伝動システムにおいて、
前記第 1 のプーリに生じる正転トルクを T_{rG} 、逆転トルクを T_{rA} とするとき、 T_{rA} が最大である場合の前記第 1 のプーリー前記第 2 のテンションプーリ間のベルト張力の必要張力 T_{b1A} と、前記第 1 のプーリー前記第 1 のテンションプーリ間のベルト張力 T_{b2A} 、及び T_{rG} が最大である場合の前記第 1 のプーリー前記第 2 のテンションプーリ間のベルト張力 T_{b1G} と、前記第 1 のプーリー前記第 1 のテンションプーリ間のベルト張力の必要張力 T_{b2G} とを用い、 $T_{b2A} - T_{b2G}$ の絶対値及び $T_{b1A} - T_{b1G}$ 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 比の最適値とす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 2 ～ 4 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、

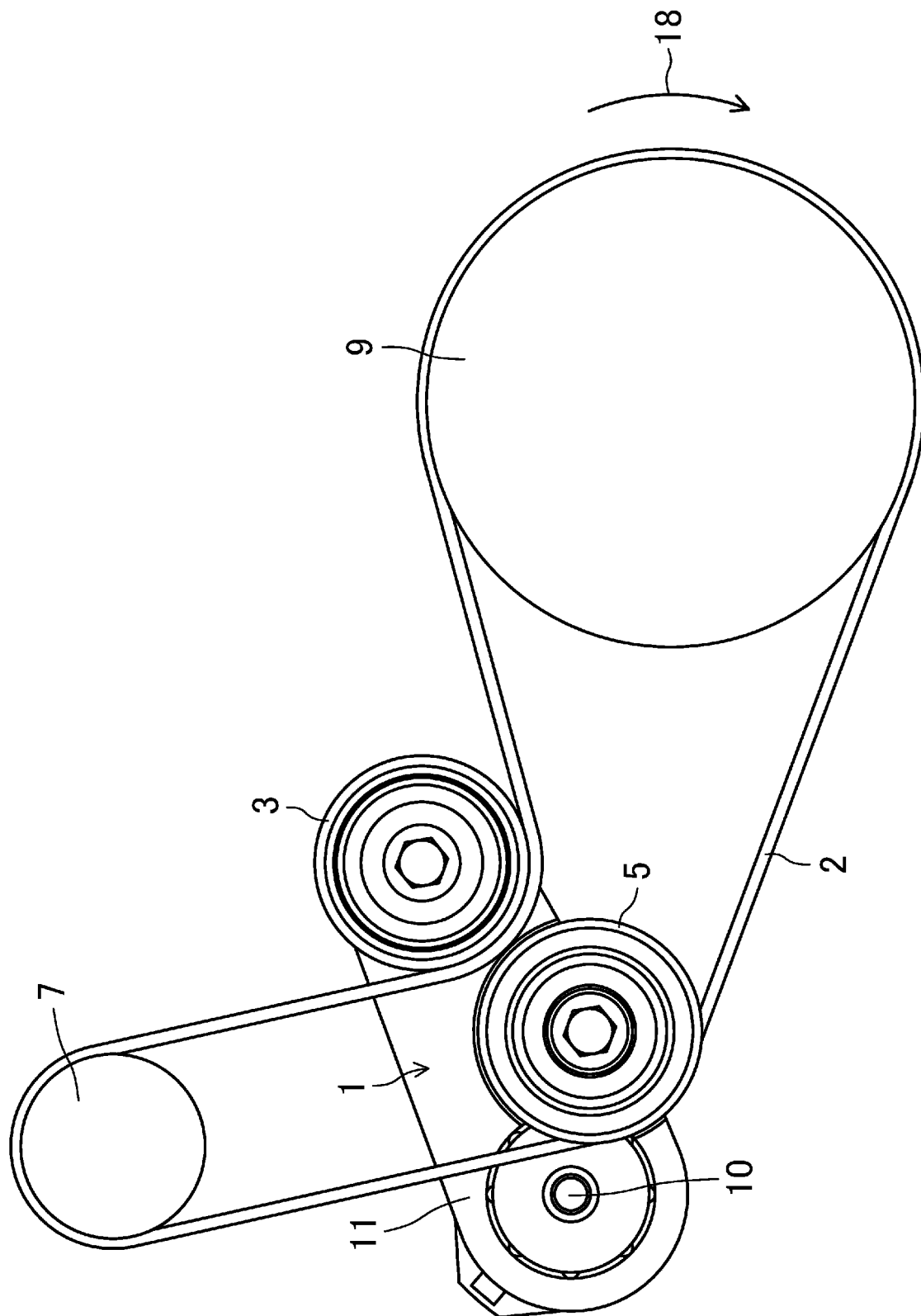
前記 T/S 比と前記 T/S 比の最適値との比が 0.3 以上 2.7 以下であることを特徴とするベルト伝動システム。

[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、

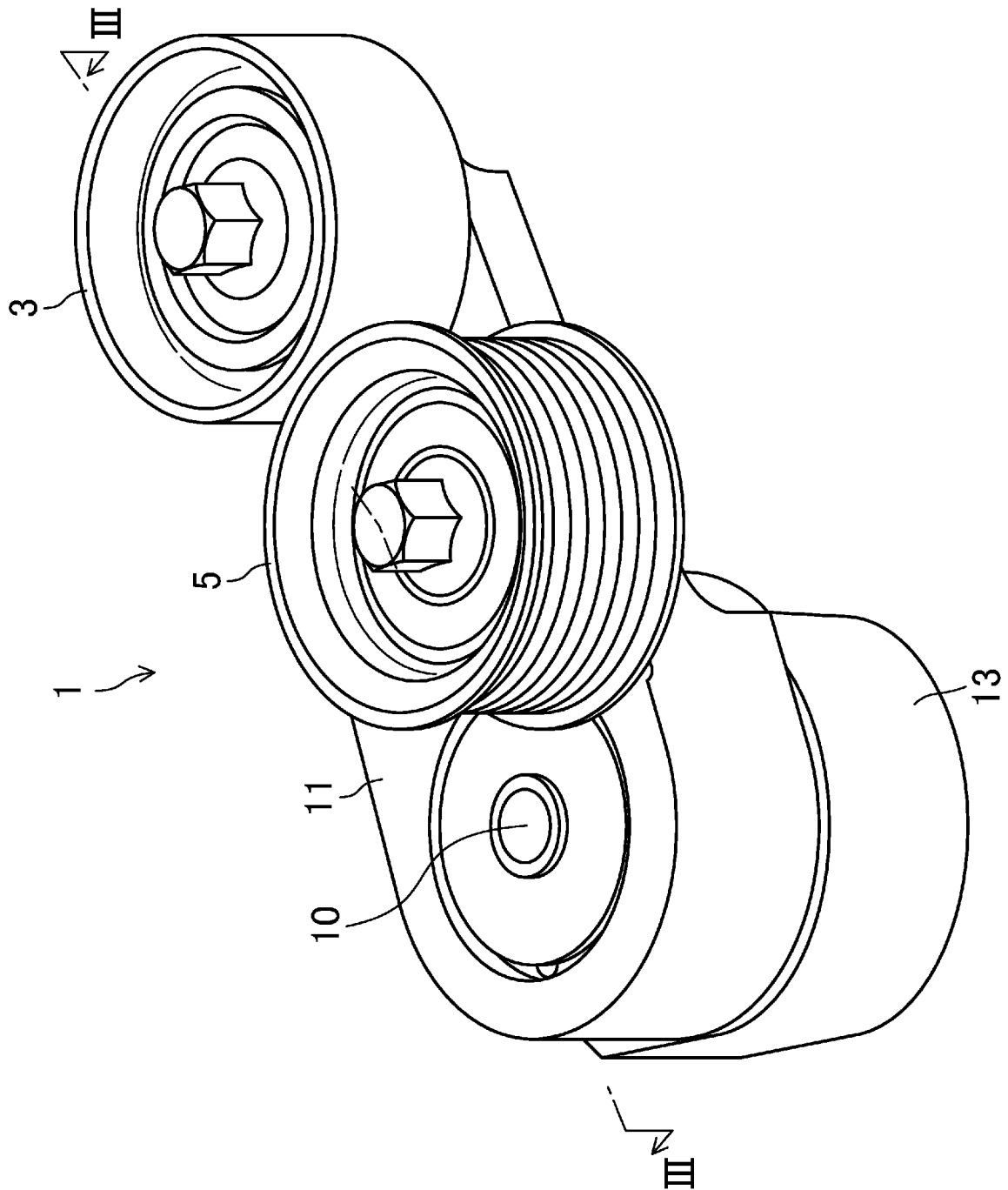
前記第 2 のテンションプーリは、前記アーム上に支持されているこ

とを特徴とするベルト伝動システム。

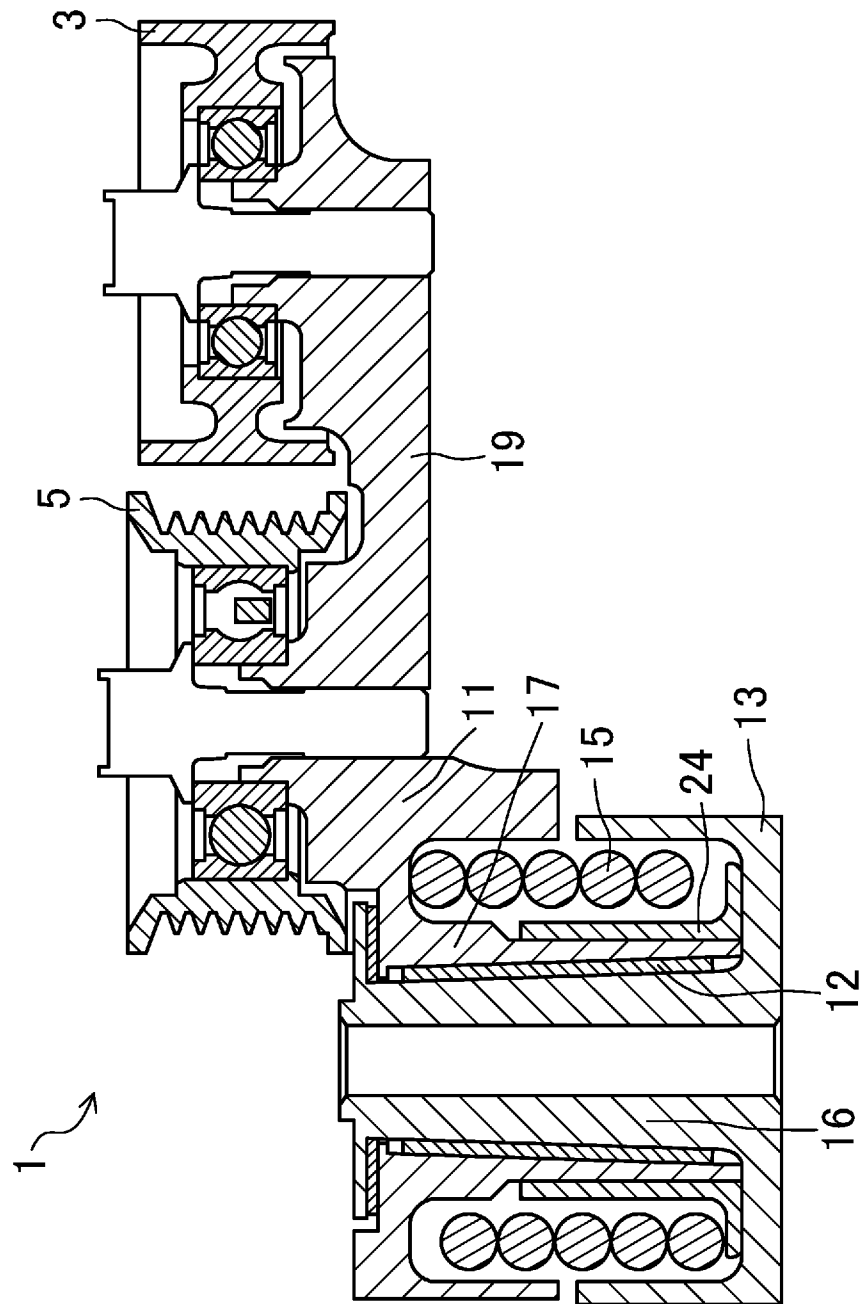
[図1]



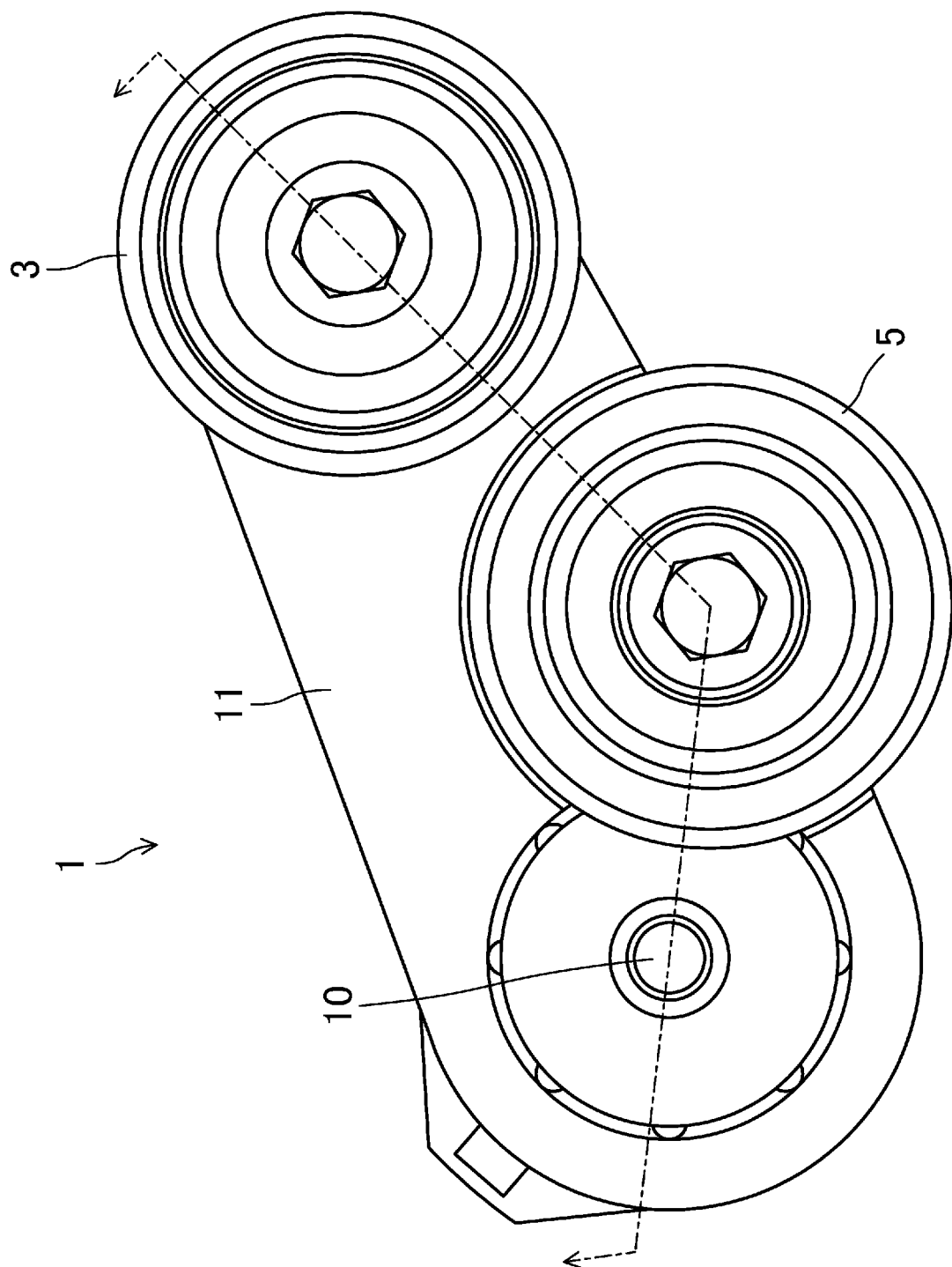
[図2]



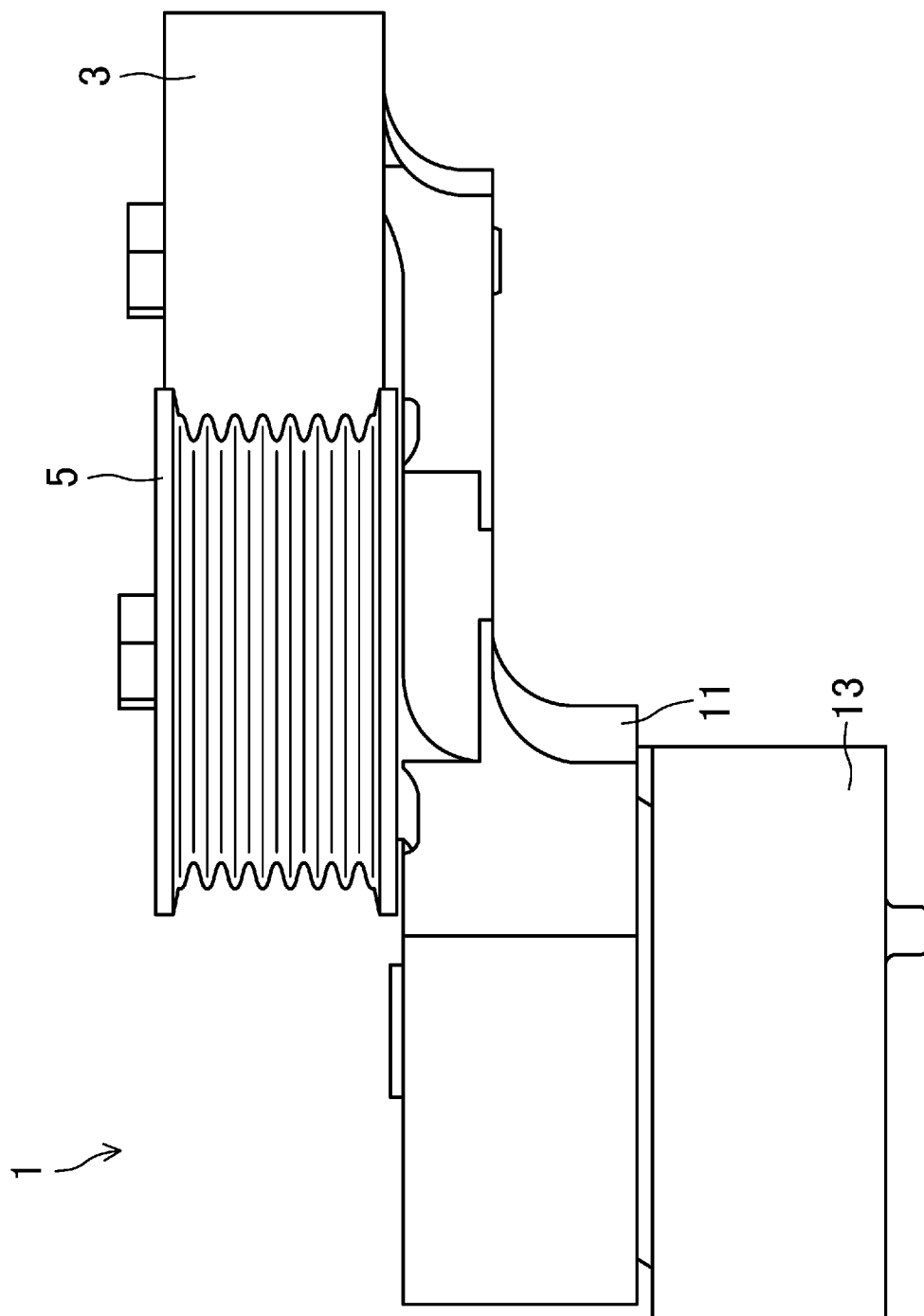
[図3]



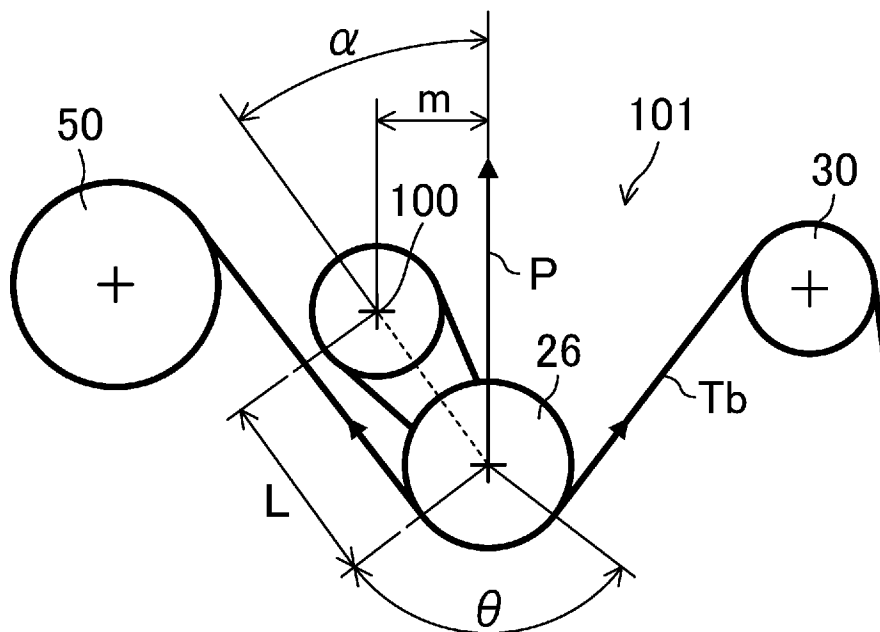
[図4]



[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)

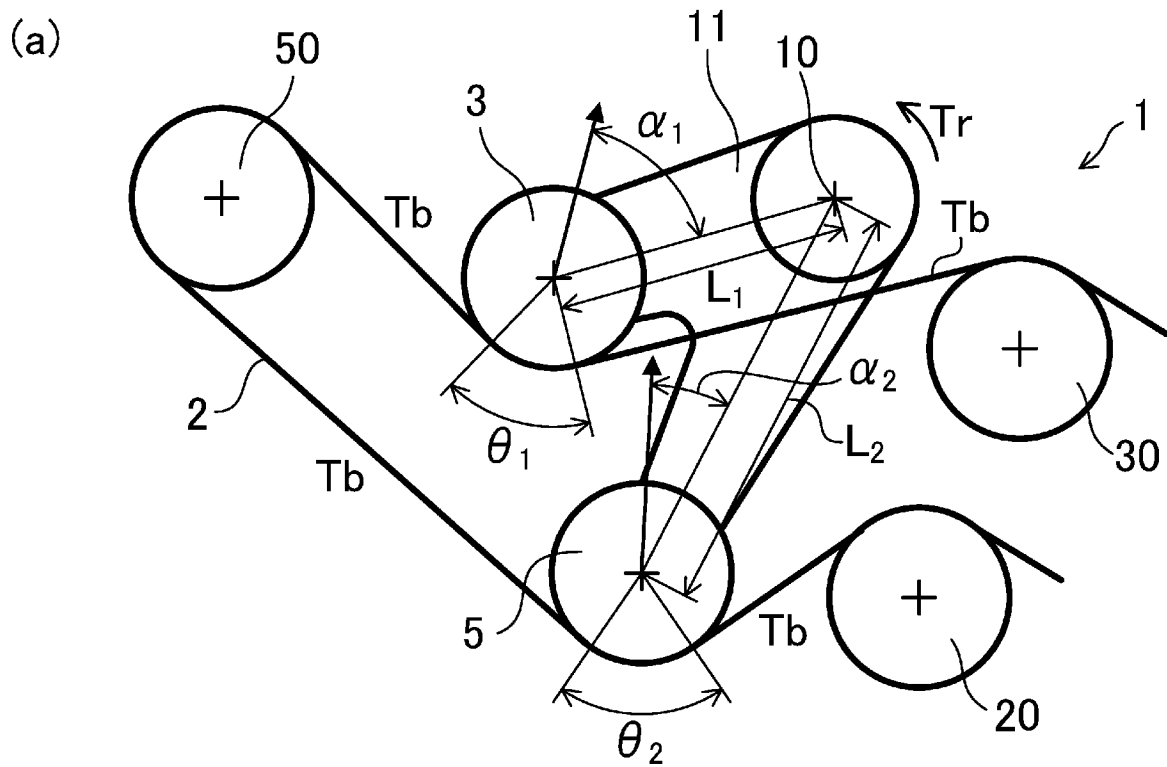
θ : 巻き付け角度(度)

α : ハブロード角(度)

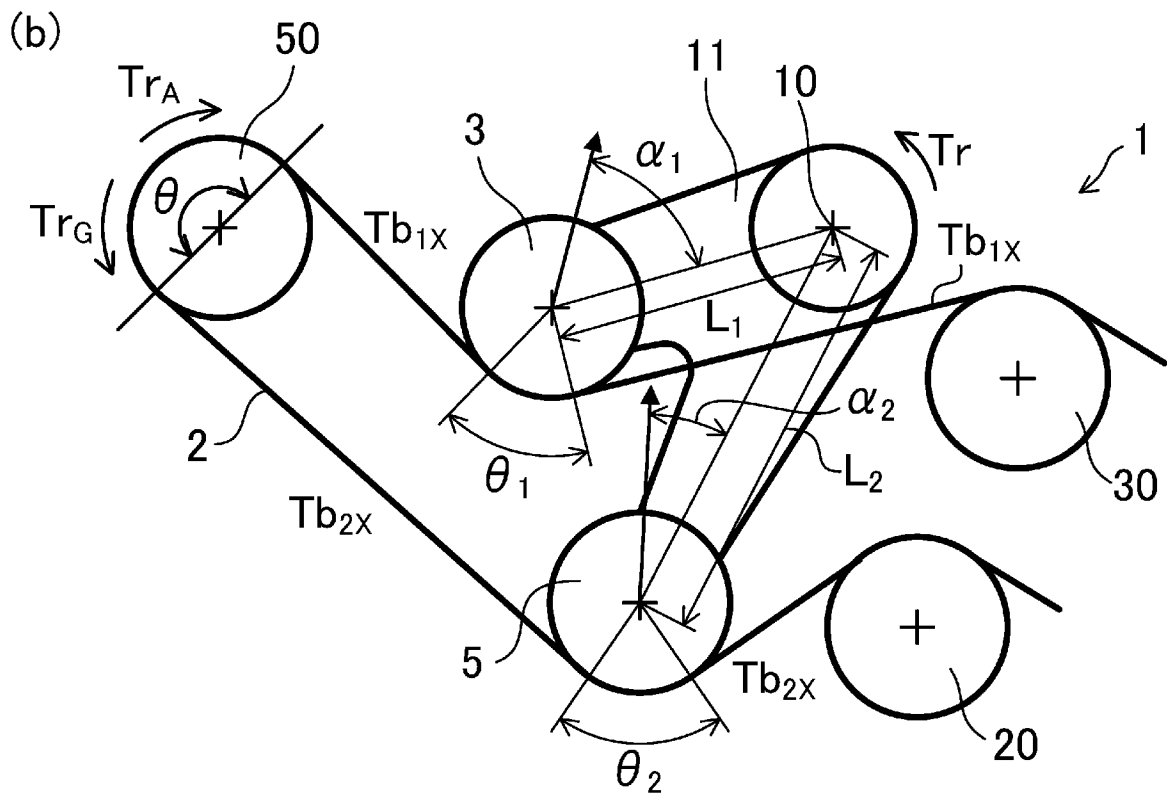
P : ハブロード

m : モーメントにおける腕の長さ

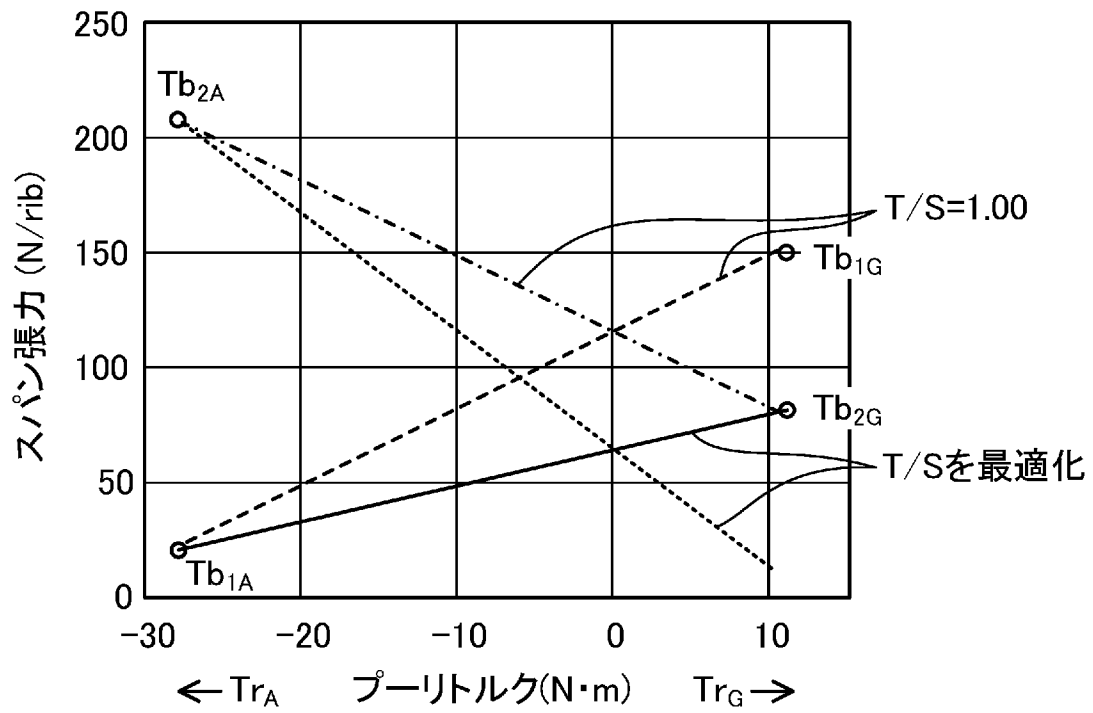
[図7]



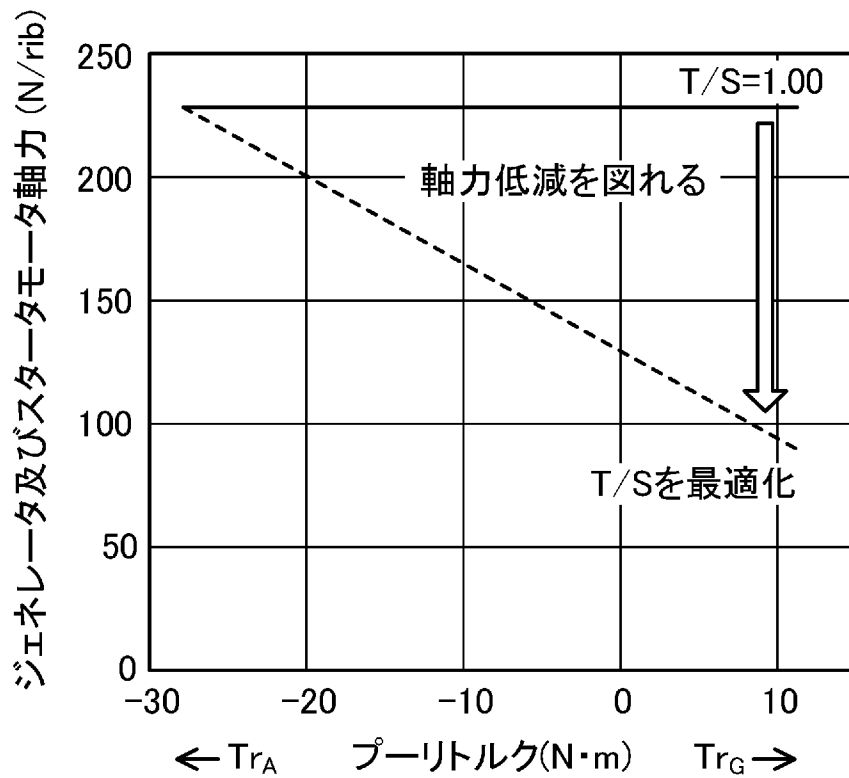
$$Tr = 2 \times Tb \times \left[L_1 \times \sin\left(\frac{\theta_1}{2}\right) \times \sin(\alpha_1) + L_2 \times \sin\left(\frac{\theta_2}{2}\right) \times \sin(\alpha_2) \right]$$



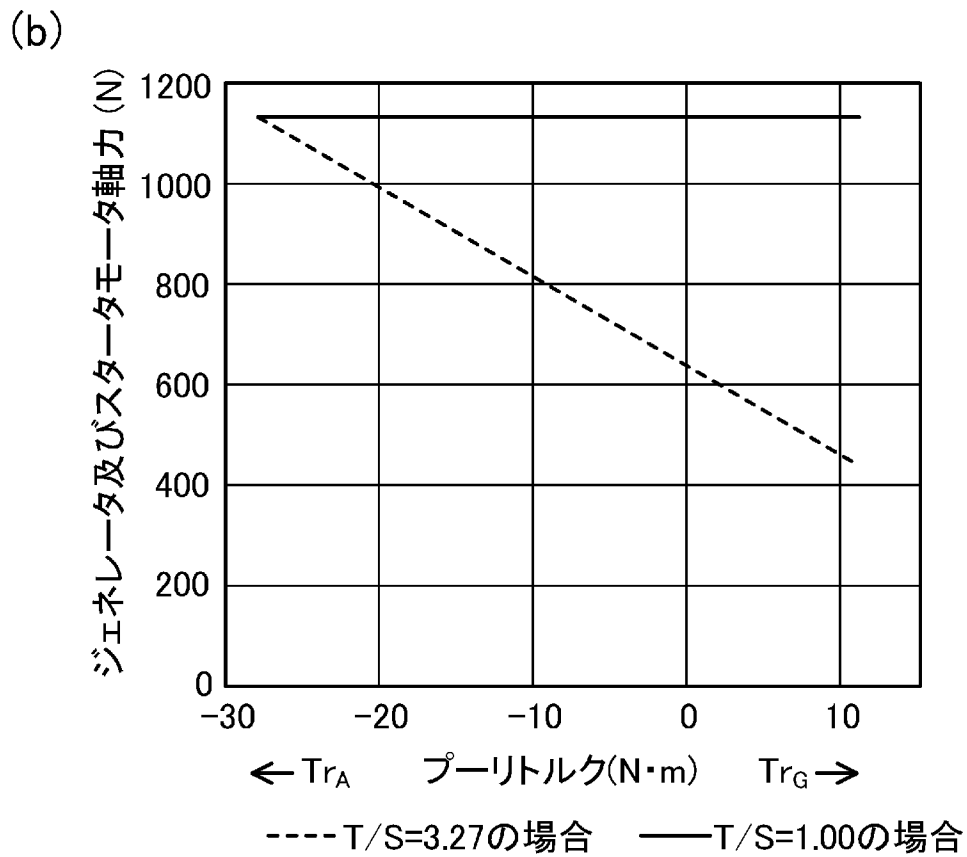
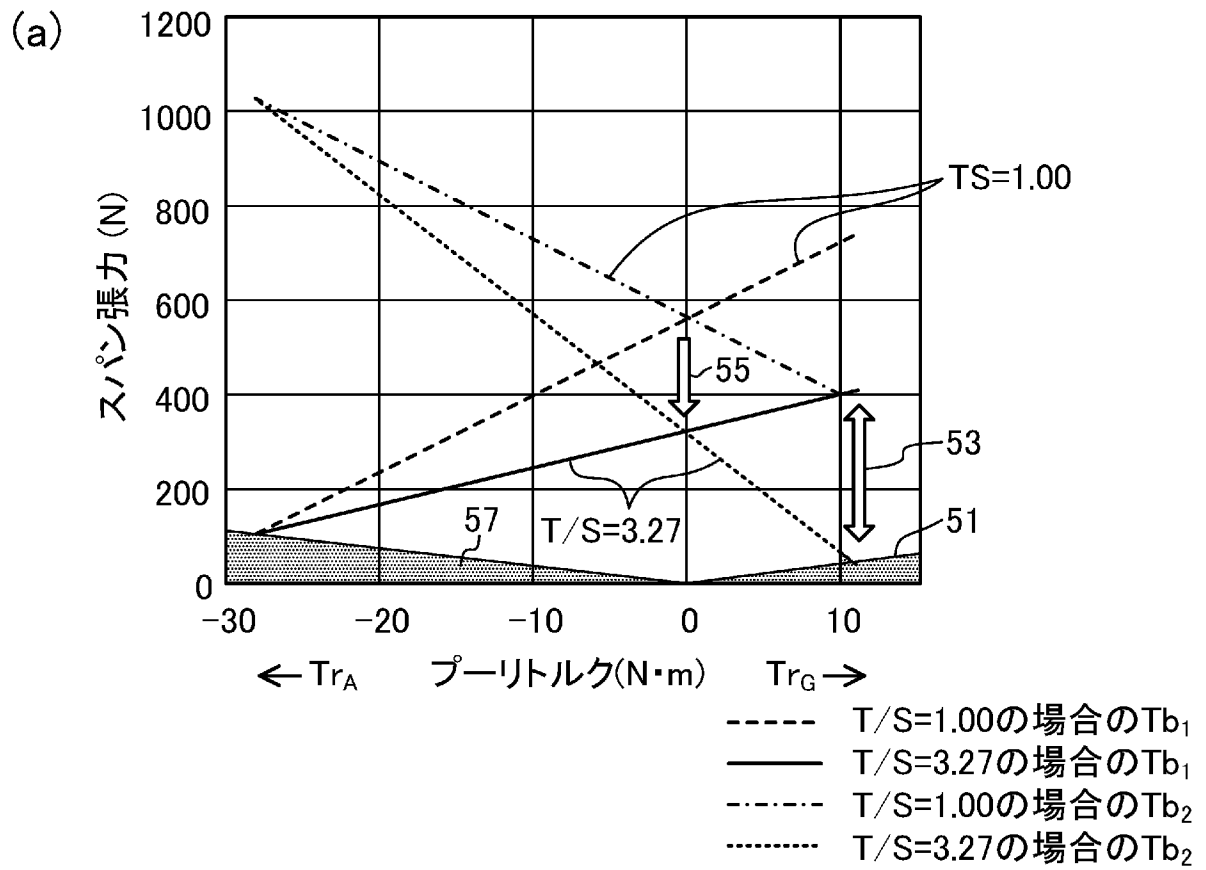
[図8]



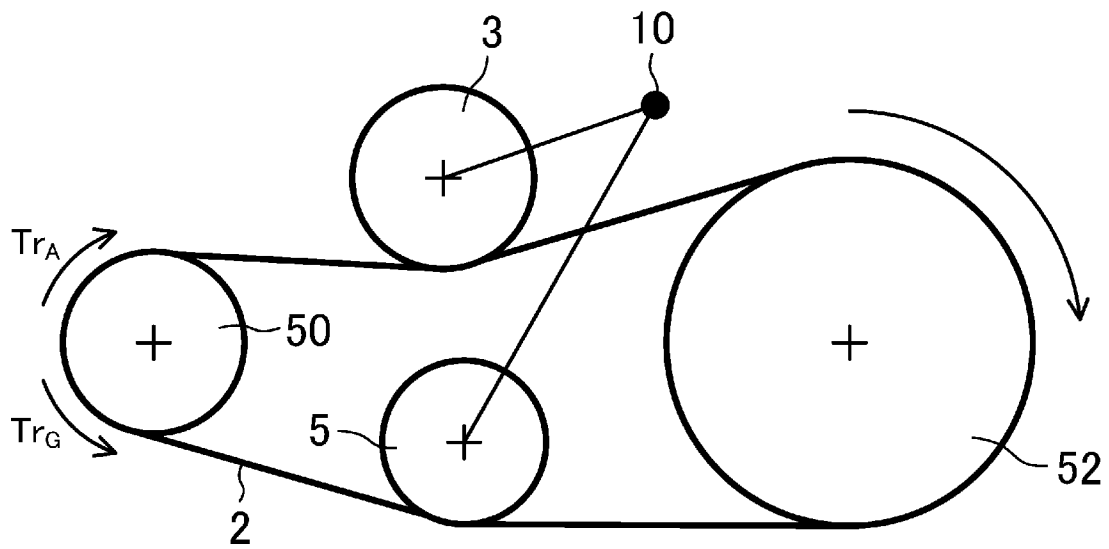
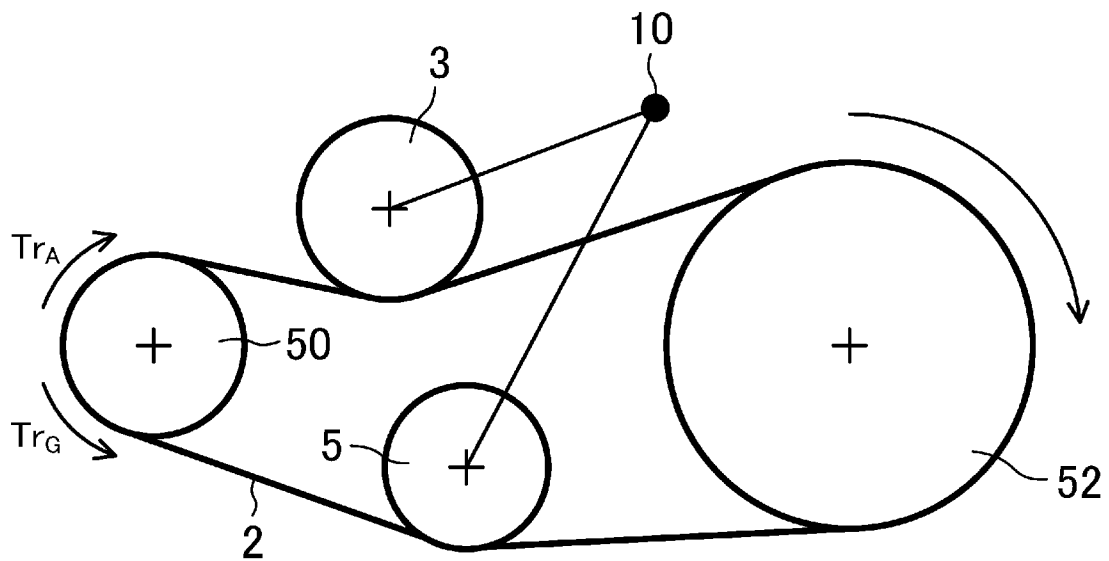
[図9]



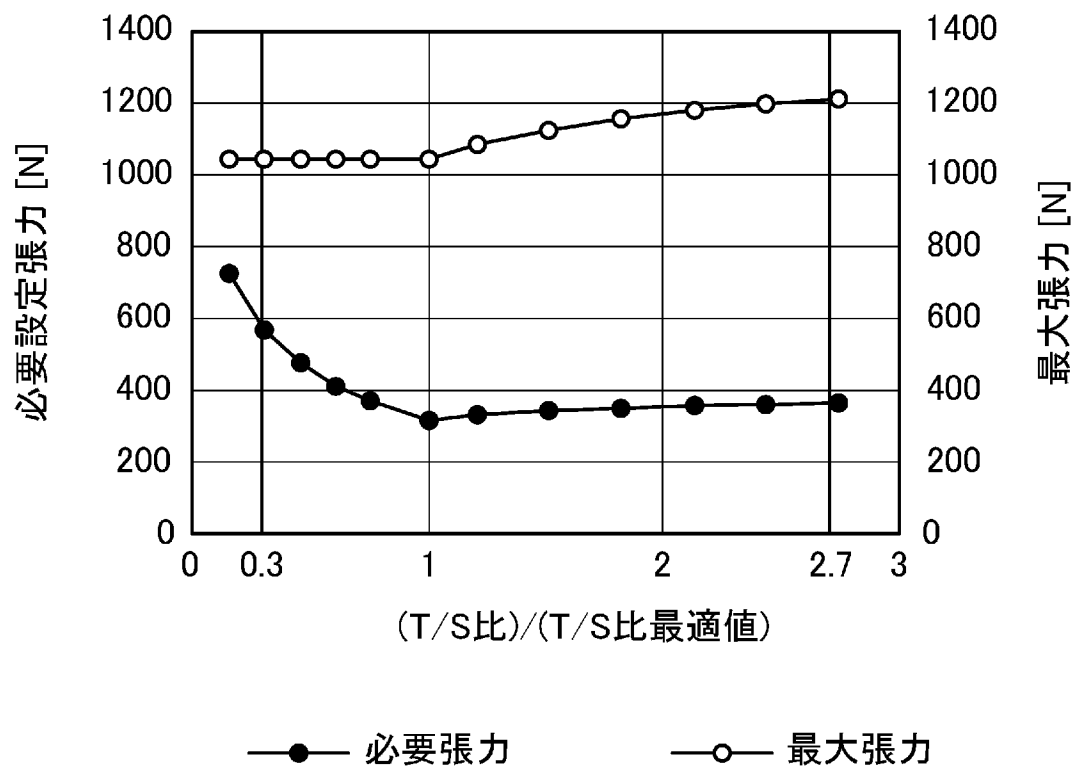
[図10]



[図11]

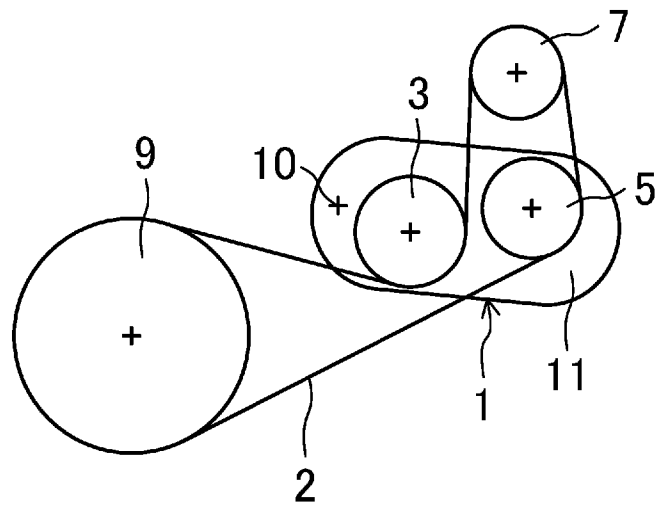
(a) $T/S=1.00$ (b) $T/S=3.27$ 

[図12]

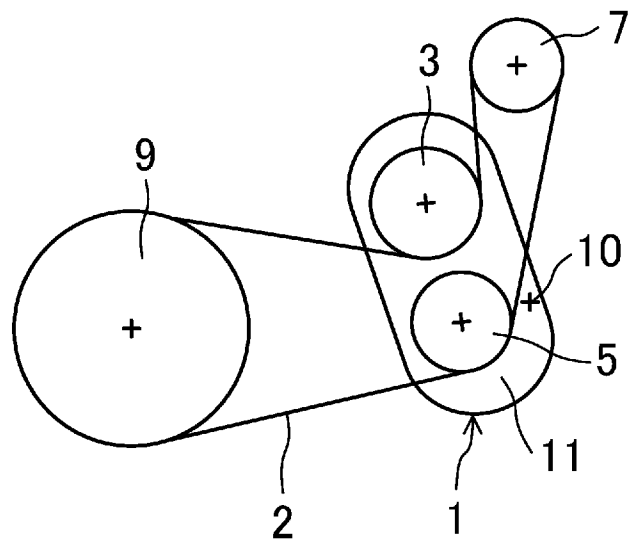


[図13]

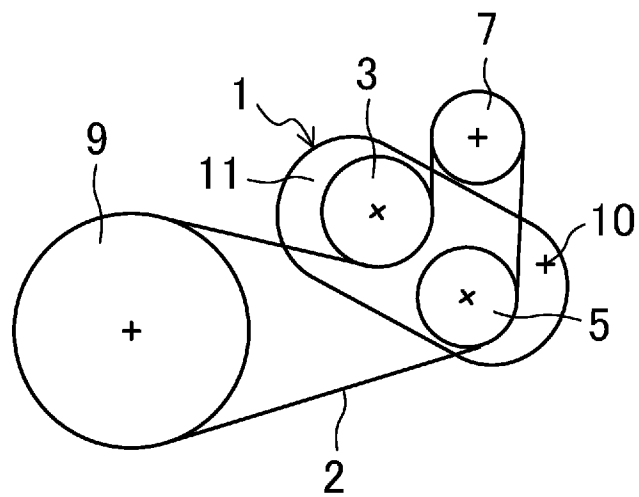
(a)



(b)

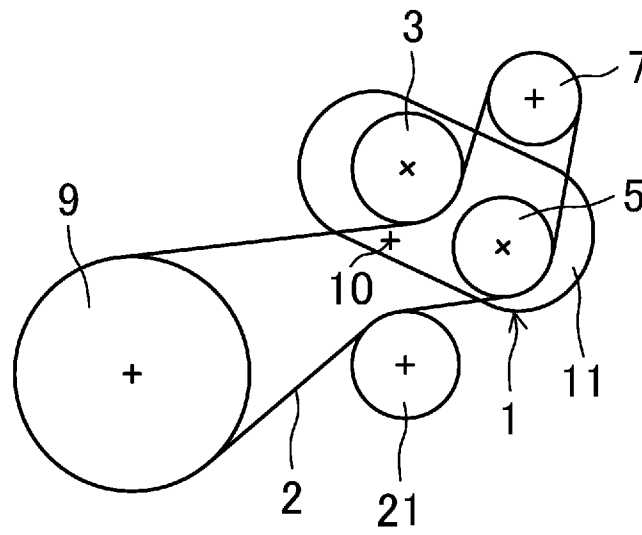


(c)

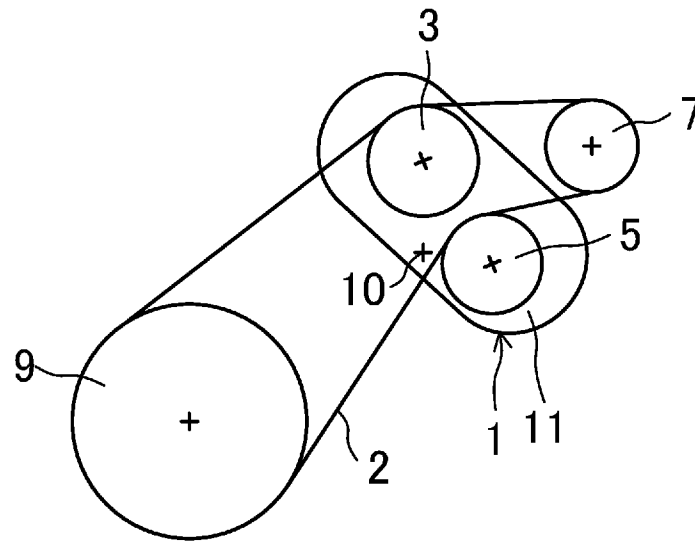


[図14]

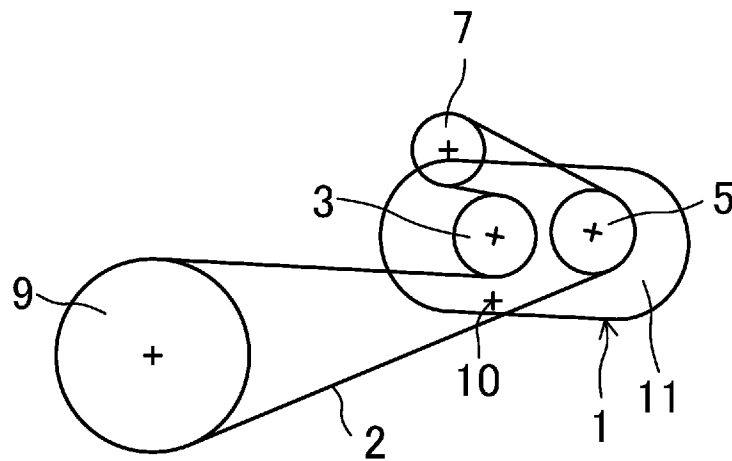
(a)



(b)

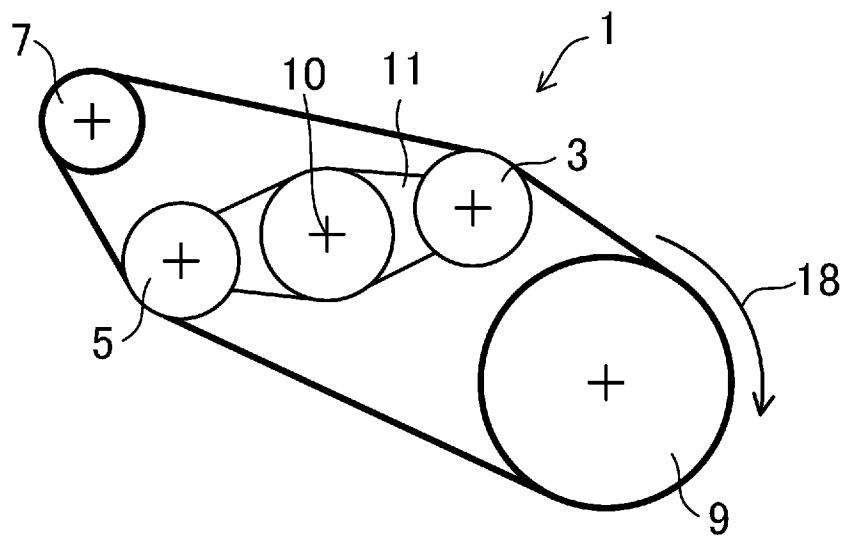


(c)

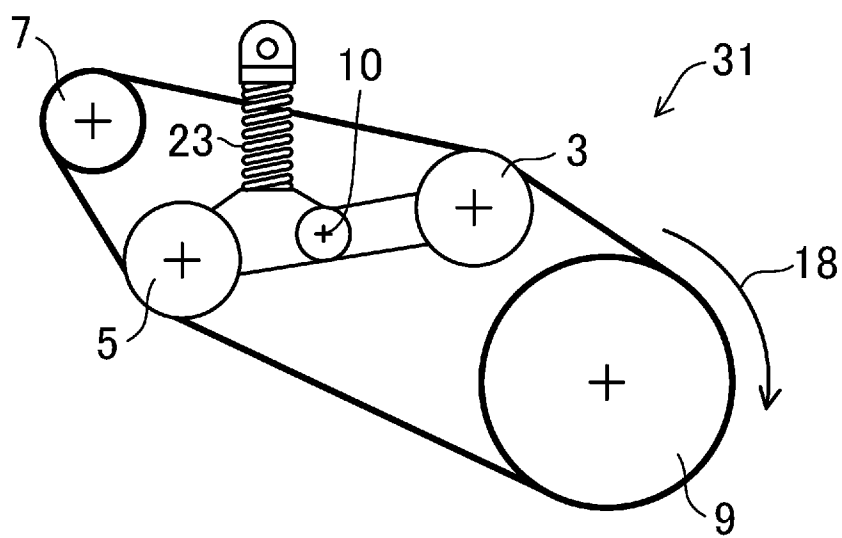


[図17]

(a)



(b)



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/002143

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H7/12(2006.01)i, F02B67/06(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	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

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 A	JP 2001-59555 A (Denso Corp.), 06 March 2001 (06.03.2001), paragraphs [0001] to [0004], [0011] to [0024]; fig. 1 to 3, 5 (Family: none)	1-2 6 3-5
Y	JP 2001-193807 A (Litens Automotive GmbH), 17 July 2001 (17.07.2001), fig. 1 & US 2001/0007839 A1 fig. 1 & EP 1122464 A1 & DE 10000970 A1 & CA 2330891 A1	6

☒ 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
08 July 2016 (08.07.16)

Date of mailing of the international search report
19 July 2016 (19.07.16)

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

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/002143

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	DE 102008058969 A1 (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG), 27 May 2010 (27.05.2010), fig. 1a (Family: none)	6

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16H7/12(2006.01)i, F02B67/06(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 (IPC))

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	1971-2016年
日本国実用新案登録公報	1996-2016年
日本国登録実用新案公報	1994-2016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 A	JP 2001-59555 A (株式会社デンソー) 2001.03.06, 段落0001-0004, 0011-0024, 図1-3, 5 (ファミリーなし)	1-2 6 3-5
Y	JP 2001-193807 A (リテンス オートモーティブ ゲゼルシャフト・ ミット・ベシュレンクテル・ハフツング) 2001.07.17, 図1 & US 2001/0007839 A1, 図1 & EP 1122464 A1 & DE 10000970 A1 & CA 2330891 A1	6

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

08.07.2016

国際調査報告の発送日

19.07.2016

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)

瀬川 裕

3 J

3523

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	DE 102008058969 A1 (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AKTIENGESELLSCHAFT) 2010.05.27, 図 1 a (ファミリーなし)	6