

(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
2017年8月17日(17.08.2017)



(10) 国際公開番号
WO 2017/138396 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 9/18 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/003265
- (22) 国際出願日: 2017年1月31日(31.01.2017)
- (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 2016-022312 2016年2月9日(09.02.2016) JP
- (71) 出願人: ジャトコ株式会社(JATCO LTD) [JP/JP];
〒4178585 静岡県富士市今泉700番地の1
Shizuoka (JP). 日産自動車株式会社(NISSAN MO-
TOR CO., LTD.) [JP/JP]; 〒2210023 神奈川県横浜市
神奈川区宝町2番地 Kanagawa (JP).
- (72) 発明者: 萩原 孝則(HAGIHARA, Takanori); 〒
4178585 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャ
トコ株式会社内 Shizuoka (JP). 勝又 哲史
(KATSUMATA, Tetsushi); 〒4178585 静岡県富士市
今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内
Shizuoka (JP).
- (74) 代理人: 小林 博通, 外(KOBAYASHI, Hiromichi
et al.); 〒1040044 東京都中央区明石町1番29号

掖済会ビル SHIGA内外国特許事務所内
Tokyo (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, HN, HR, HU, ID, IL,
IN, IR, IS, JP, 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).

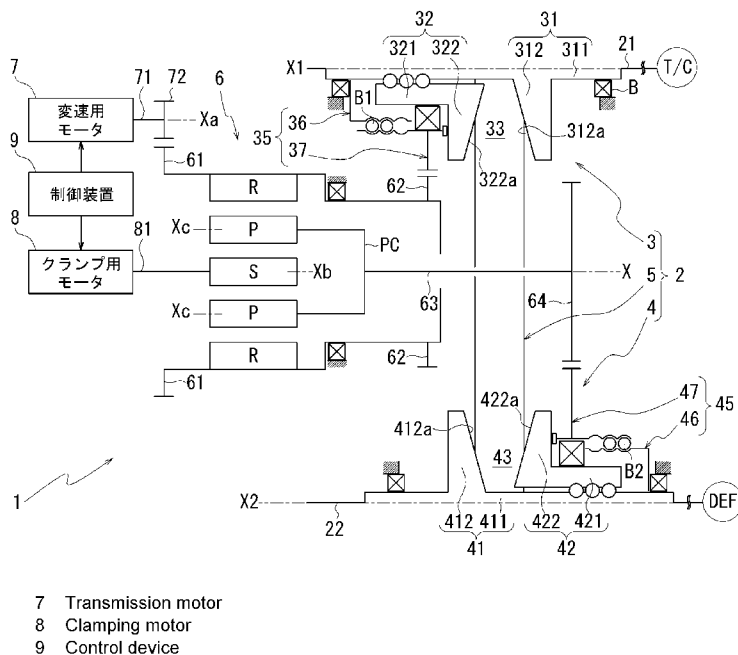
添付公開書類:

— 国際調査報告(条約第21条(3))

(54) Title: STEPLESS TRANSMISSION

(54) 発明の名称: 無段変速機

[図1]



- 7 Transmission motor
8 Clamping motor
9 Control device

(57) Abstract: This stepless transmission (1) has a transmission motor (7), a clamping motor (8), a control device (9), and a variator (2). The variator (2) has a primary pulley (3), a secondary pulley (4), and a belt (5). The stepless transmission (1) also has a planetary gear mechanism (6) and screw-feeding mechanisms (35, 45) so that the speed of the variator (2) is changed on the basis of the output torque of the transmission motor (7) and the transmission ratio of the variator (2) is fixed on the basis of the output torque of the clamping motor (8).

(57) 要約: 本発明の無段変速機(1)は、変速用モータ(7)と、クランプ用モータ(8)と、制御装置(9)と、バリエータ(2)と、有する。バリエータ(2)は、プライマリプーリ(3)と、セカンダリプーリ(4)と、ベルト(5)と、を有する。変速用モータ(7)の出力トルクに基づきバリエータ(2)を変速させる一方、クランプ用モータ(8)の出力トルクに基づきバリエータ(2)の变速比を固定するように、遊星歯車機構(6)と、ネジ送り機構(35、45)と、を有する。

きバリエータ(2)の变速比を固定するように、遊星歯車機構(6)と、を有する。

明 細 書

発明の名称： 無段変速機

技術分野

[0001] 本発明は、無段変速機に関する。

背景技術

[0002] 車両用のベルト式の無段変速機は、一对のプーリ（プライマリプーリ、セカンダリプーリ）にベルトを巻き掛けたバリエータを有しており、プーリにおけるベルトの巻き掛け半径を変更することで、所望の変速比を実現するようになっている。

[0003] プーリでは、固定プーリのシーブ面と、この固定プーリの軸部で回転軸方向に移動可能に設けられた可動プーリのシーブ面との間に、ベルトが巻き掛けられるV溝が形成されており、可動プーリを回転軸方向に移動させてV溝の溝幅を変更することで、プーリにおけるベルトの巻き掛け半径を変更するようになっている。

[0004] 特許文献1には、モータの回転駆動力を、直動機構により回転軸方向の推力に変換して、可動プーリを回転軸方向に変位させるように構成した無段変速機が開示されている。

[0005] ここで、プーリでは、可動プーリを、V溝の溝幅を広げる方向に変位させようとする応力が、プーリに巻き掛けられたベルトから作用している。この応力により可動プーリが変位して、プーリにおけるベルトの巻き掛け半径が変化すると、無段変速機で実現する変速比が変わってしまう。

そのため、特許文献1の無段変速機では、無励磁状態における保持トルクの高いモータを採用して、このモータの高い係止力により変速比を維持している。

[0006] しかし、特許文献1の無段変速機では、ベルトをプーリに係止させているだけで、ベルトをプーリで積極的にクランプしていないので、プーリに高いトルクが入力されると、ベルトの滑りが生じる虞がある。

そのため、ベルトをクランプするクランプ力を発生できるようにすることが求められている。

先行技術文献

特許文献

[0007] 特許文献1：特開2002-54706号公報

発明の概要

[0008] 本発明は、

第1モータと、

第2モータと、

第1プーリと、第2プーリと、前記第1プーリと前記第2プーリとに巻き掛けられたベルトと、を有するバリエータと、

を備え、

前記第1モータのトルクに基づき前記バリエータを変速させる一方、前記第2モータのトルクに基づき前記バリエータの変速比を固定する無段変速機とした。

[0009] 本発明によれば、第2モータを有することにより、バリエータの変速比を固定するときにクランプ力を発生させることができる。

図面の簡単な説明

[0010] [図1]実施の形態にかかるベルト式の無段変速機の概略構成図である

[図2]ネジ送り機構を説明する図である。

[図3]モータの制御態様を説明する図である。

[図4]トルクの伝達を説明する図である。

[図5]トルクの伝達を説明する図である。

発明を実施するための形態

[0011] 以下、本発明の実施の形態を説明する。

図1は、実施の形態にかかるベルト式の無段変速機1の概略構成図である。

なお、図 1 においては、説明の便宜上、プライマリプーリ 3 とセカンダリプーリ 4 は、回転軸 X 1、X 2 の内側となる半分のみが図示されている。

[0012] 図 1 に示すように、車両用の無段変速機 1 は、プライマリプーリ 3 と、セカンダリプーリ 4 と、これらプライマリプーリ 3 とセカンダリプーリ 4 とに巻き掛けられたベルト 5 と、から構成されるバリエータ 2 を有している。

このバリエータ 2 では、プライマリプーリ 3 とセカンダリプーリ 4 におけるベルト 5 の巻掛け半径を変更することで、バリエータ 2 の入力軸 2 1 の入力回転数と出力軸 2 2 の出力回転数の比（変速比）を無段階に変化させるようになっている。

[0013] 無段変速機 1 では、図示しない駆動源の回転駆動力が、トルクコンバータ T/C と入力軸 2 1 とを介してバリエータ 2 に入力されると、入力された回転駆動力が、バリエータ 2 において所望の変速比で変速されたのち、出力軸 2 2 と差動装置 D E F とを介して、図示しない駆動輪側に出力されるようになっている。

[0014] プライマリプーリ 3 は、固定プーリ 3 1 と、この固定プーリ 3 1 の軸部 3 1 1 に、円筒状の軸部 3 2 1 を外挿して設けられた可動プーリ 3 2 と、から構成されており、これら固定プーリ 3 1 と可動プーリ 3 2 は、回転軸 X 1 回りの相対回転が規制された状態で、回転軸 X 1 の軸方向に沿って相対移動可能なように連結されている。

[0015] 固定プーリ 3 1 と可動プーリ 3 2 では、軸部 3 1 1、3 2 1 から径方向に延びるシープ部 3 1 2、3 2 2 の互いの対向面が、回転軸 X 1 に対して所定角度傾斜したシープ面 3 1 2 a、3 2 2 a となっており、これらシープ面 3 1 2 a、3 2 2 a の間に、ベルト 5 が巻き掛けられる V 溝 3 3 が形成されている。

[0016] セカンダリプーリ 4 は、固定プーリ 4 1 と、この固定プーリ 4 1 の軸部 4 1 1 に、円筒状の軸部 4 2 1 を外挿して設けられた可動プーリ 4 2 と、から構成されており、これら固定プーリ 4 1 と可動プーリ 4 2 は、回転軸 X 2 回りの相対回転が規制された状態で、回転軸 X 2 の軸方向に沿って相対移動可

能なように連結されている。

[0017] 固定プーリ 4 1 と可動プーリ 4 2 では、軸部 4 1 1、4 2 1 から径方向に延びるシープ部 4 1 2、4 2 2 の互いの対向面が、回転軸 X 2 に対して所定角度傾斜したシープ面 4 1 2 a、4 2 2 a となっており、これらシープ面 4 1 2 a、4 2 2 a の間に、ベルト 5 が巻き掛けられる V 溝 4 3 が形成されている。

[0018] プライマリプーリ 3 とセカンダリプーリ 4 では、シープ部 3 2 2、4 2 2 のシープ面 3 2 2 a、4 2 2 a とは反対側に、ネジ送り機構 3 5、4 5 が設けられており、このネジ送り機構 3 5、4 5 により、V 溝 3 3、4 3 の溝幅を狭める方向に可動プーリ 3 2、4 2 を押圧する推力を発生させるようになっている。

[0019] 図 2 は、ネジ送り機構 3 5、4 5 を説明する図であり、(a) は、ネジ送り機構 3 5 の要部を模式的に示した図であり、(b) は、ネジ送り機構 4 5 の要部を模式的に示した図である。

図 2 に示すように、ネジ送り機構 3 5、4 5 は、固定プーリ 3 1、4 1 の軸部 3 1 1、4 1 1 に外挿された内側部材 3 6、4 6 と、この内側部材 3 6、4 6 の筒状部 3 6 1、4 6 1 に外挿された外側部材 3 7、4 7 と、を有している。

内側部材 3 6、4 6 は、回転軸 X 1、X 2 にそれぞれ直交するディスク部 3 6 2、4 6 2 と、ディスク部 3 6 2、4 6 2 の外周縁を全周に亘って囲む筒状部 3 6 1、4 6 1 とから、一体に形成されている。

[0020] ディスク部 3 6 2、4 6 2 の内周部 3 6 2 a、4 6 2 a は、プライマリプーリ 3 とセカンダリプーリ 4 の軸部 3 1 1、4 1 1 を回転可能に支持するベアリング B 1、B 1 のうちの一方のベアリング B 1 で、回転軸 X 1、X 2 の軸方向の位置決めがされており、内側部材 3 6、4 6 は、固定プーリ 3 1、4 1 から離れる方向の移動が規制された状態で、固定プーリ 3 1、4 1 に対して相対回転可能に設けられている。

[0021] 筒状部 3 6 1、4 6 1 は、可動プーリ 3 2、4 2 の軸部 3 2 1、4 2 1 の

外径側を、回転軸X1、X2に沿って、シーブ部322、422側に延びており、この筒状部361、461の外周には、回転軸X1、X2周りの周方向に沿って螺旋状に延びる凹溝361a、461aが設けられている。

[0022] 筒状部361、461の外径側には、外側部材37、47の円筒状の押圧部371、471が位置している。外側部材37、47は、この押圧部371、471と、押圧部371、471よりも外径の大きい筒部372、472と、押圧部371、471の外周と、筒部372、472の内周とを接続する円板状の接続部373、473と、から構成されている。

[0023] 押圧部371、471は、内径側に位置する筒状部361、461よりも長い回転軸X1、X2の軸方向に沿った長さを有しており、回転軸X1、X2方向の一端側の当接部371b、471bが、スラストベアリングSBを介して、可動プーリ32、42のシーブ部322、422に当接している。

押圧部371、471は、接続部373、473よりも当接部371b、471b側の領域が、ベアリングB2、B2を介して、可動プーリ32、42の軸部321、421で支持されており、押圧部371、471を有する外側部材37、47は、可動プーリ32、42に対して相対回転可能に設けられている。

[0024] 押圧部371、471では、前記した筒状部361、461に対向する領域の内周に、回転軸X1、X2周りの周方向に沿って螺旋状に延びる凹溝371a、471aが設けられており、この押圧部371、471の凹溝371a、471aに係合したボールBaは、内側部材36、46の凹溝361a、461aにも係合している。

[0025] 実施の形態では、凹溝361a、461aを有する内側部材36、46と、凹溝371a、471aを有する外側部材37、47と、凹溝361a、461aと凹溝371a、471aとに跨がって係合した複数のボールBaとから、ネジ送り機構35、45（ボールネジ送り機構）を構成している。

そのため、外側部材37、47に回転が入力されると、外側部材37、47は、このネジ送り機構35、45により、回転軸X1、X2回りに回転し

ながら、回転軸 X 1、X 2 の軸方向に変位する。

[0026] 押圧部 3 7 1、4 7 1 の外径側に位置する筒部 3 7 2、4 7 2 は、当該筒部 3 7 2、4 7 2 の外周に設けた歯部を、後記する遊星歯車機構 6 側のギア 6 2、6 4（図 1 参照）に噛み合せてある。遊星歯車機構 6 側から回転トルクが筒部 3 7 2、4 7 2 に入力されて、外側部材 3 7、4 7 が回転軸 X 1、X 2 回りに回転すると、外側部材 3 7、4 7 が、内側部材 3 6、4 6 に対して回転軸 X 1、X 2 方向に変位する。

[0027] 実施の形態では、バリエータ 2 における変速比を変更する場合において、遊星歯車機構 6 側から入力された出力トルク（回転トルク）が、ネジ送り機構 3 5 において、可動プーリ 3 2 を押圧部 3 7 1 で押圧する方向（V 溝 3 3 の溝幅を狭める方向）への外側部材 3 7 の変位に変換される場合には、ネジ送り機構 4 5 では、押圧部 4 7 1 を可動プーリ 4 2 から離間させる方向（V 溝 4 3 の溝幅の拡幅を許容する方向）への外側部材 4 7 の変位に変換されるようになっている。

[0028] また、バリエータ 2 における変速比を変更する場合において、遊星歯車機構 6 側から入力された出力トルク（回転トルク）が、ネジ送り機構 3 5 において、押圧部 3 7 1 を可動プーリ 3 2 から離間させる方向（V 溝 3 3 の溝幅の拡幅を許容する方向）への外側部材 3 7 の変位に変換される場合には、ネジ送り機構 4 5 では、可動プーリ 4 2 を押圧部 4 7 1 で押圧する方向（V 溝 4 3 の溝幅を狭める方向）への外側部材 4 7 の変位に変換されるようになっている。

[0029] 図 1 に示すように、遊星歯車機構 6 は、変速用モータ 7 の出力トルク（回転駆動力）と、クランプ用モータ 8 の出力トルク（回転駆動力）のうちの少なくとも一方を、ネジ送り機構 3 5、4 5 に出力する出力切替機構であり、実施の形態では、サンギア S と、サンギア S の外周を囲むリングギア R と、サンギア S とリングギア R に噛み合うピニオンギア P と、ピニオンギア P を支持するピニオンキャリア P C とからなるシングルピニオン型の遊星歯車機構を採用している。

[0030] 遊星歯車機構 6 では、リングギア R の外周に設けた歯部 6 1 に、変速用モータ 7 のモータピニオン 7 2 が噛合している。変速用モータ 7 とリングギア R は、変速用モータ 7 の出力軸 7 1 に固定されたモータピニオン 7 2 と、このモータピニオン 7 2 に噛合した歯部 6 1 とを介して、回転伝達可能に連結されている。

[0031] また、リングギア R の内径側には、クランプ用モータ 8 の出力軸 8 1 が連結されたサンギア S が、リングギア R と同軸に配置されている。クランプ用モータ 8 との間で回転伝達が可能なサンギア S と、変速用モータ 7 との間で回転伝達可能なリングギア R は、共通の回転軸 X 上で相対回転可能に設けられている。

[0032] 回転軸 X の径方向におけるサンギア S とリングギア R の間には、リングギア R の内歯（図示せず）とサンギア S の外歯（図示せず）とに噛み合うピニオンギア P が設けられており、このピニオンギア P は、回転軸 X 周りの周方向に所定間隔で複数設けられている。

ピニオンギア P の各々は、回転軸 X 回りに回転可能に設けられたピニオンキャリア P C で支持されていると共に、ピニオンキャリア P C においてピニオンギア P の各々は、回転軸 X に平行な自転軸 X c 回りに回転可能に支持されている。

[0033] ピニオンキャリア P C には、回転軸 X に沿ってバリエータ 2 側に延びる回転伝達軸 6 3 の一端が連結されており、この回転伝達軸 6 3 の他端には、ギア 6 4 が連結されている。

このギア 6 4 は、前記したネジ送り機構 4 5 の外側部材 4 7 に噛合しており、ピニオンキャリア P C が回転軸 X 回りに回転すると、このピニオンキャリア P C と一体に回転する回転伝達軸 6 3 とギア 6 4 とを介して、遊星歯車機構 6 の出力トルクがネジ送り機構 4 5 に入力される。

[0034] さらにリングギア R には、環状のギア 6 2 が一体回転可能に連結されている。

このギア 6 2 は、前記したネジ送り機構 3 5 の外側部材 3 7 に噛合してお

り、リングギア R が回転軸 X 回りに回転すると、遊星歯車機構 6 の出力トルクがネジ送り機構 3 5 にも入力される。

[0035] 遊星歯車機構 6 は、変速用モータ 7 の出力トルク（回転駆動力）と、クランプ用モータ 8 の出力トルク（回転駆動力）とから、バリエータ 2 での変速比を変更するためのトルクや、変速比を固定するためのトルクを調整するために設けられている。

[0036] 実施の形態では、バリエータ 2 での変速比を変更する場合には、遊星歯車機構 6 を介して出力されたモータの出力トルク（回転トルク）が、ネジ送り機構 3 5、4 5 により、外側部材 3 7、4 7 を回転軸 X 1、X 2 方向に変位させる推力に変換されて、外側部材 3 7 と外側部材 4 7 のうちの一方の外側部材が可動プーリ 3 2、4 2 を押圧して、可動プーリ 3 2、4 2 を回転軸 X 1、X 2 方向に変位させる。

ここで、ネジ送り機構 3 5、4 5 に入力される回転量が大きいほど、可動プーリ 3 2、4 2 の変位量が多くなるので、可動プーリ 3 2、4 2 を回転軸 X 1、X 2 方向に変位させる際には、最大回転数の大きいモータ（変速用モータ 7）の出力トルクを、ネジ送り機構 3 5、4 5 に入力するようにしている。

[0037] また、可動プーリ 3 2、4 2 を回転軸 X 1、X 2 方向の所定位置で保持する場合には、遊星歯車機構 6 で調整されたモータの出力トルク（回転トルク）が、ネジ送り機構 3 5、4 5 により、外側部材 3 7、4 7 を回転軸 X 1、X 2 方向の所定位置で保持する保持力（外側部材 3 7、4 7 の回転を規制する規制力）に変換されて、外側部材 3 7 と外側部材 4 7 の回転軸 X 1、X 2 方向の変位が規制される。

ここで、ネジ送り機構 3 5、4 5 に入力されるトルクが大きいほど、可動プーリ 3 2、4 2 の変位を規制する力が強くなるので、可動プーリ 3 2、4 2 を回転軸 X 1、X 2 方向の所定位置で保持する際には、最大出力トルクの大きいモータ（クランプ用モータ 8）の出力トルクを、ネジ送り機構 3 5、4 5 に入力するようにしている。

[0038] 実施の形態では、遊星歯車機構 6 から出力される出力トルクの調整を、モータ（変速用モータ 7、クランプ用モータ 8）の駆動を制御する制御装置 9 が行うようになっている。

制御装置 9 によるモータ（変速用モータ 7、クランプ用モータ 8）の制御態様として、（A）バリエータ 2 の変速比を変化させるための態様（通常変速モード）と、（B）バリエータ 2 の変速比を保持するための態様（変速比固定モード）と、（C）バリエータ 2 の変速比を速やかに変化させるための態様（変速アシストモード）と、が用意されている。

[0039] 図 3 は、制御装置 9 によるモータ（変速用モータ 7、クランプ用モータ 8）の制御態様を説明する図であって、モータ（変速用モータ 7、クランプ用モータ 8）と、制御態様との関係を説明する関係図である。

図 4 は、変速用の出力トルクを、遊星歯車機構 6 から出力させる態様でのトルクの伝達経路を説明する図である。

図 5 は、クランプ用の出力トルクを、遊星歯車機構 6 から出力させる態様でのトルクの伝達経路を説明する図である。

[0040] [通常変速モード]

図 3 および図 4 に示すように、通常変速モードでは、制御装置 9 は、クランプ用モータ 8 で保持トルクを発生させると共に、変速用モータ 7 を駆動（正回転または逆回転）させる。つまり、ベルトの挟持力をクランプ用モータ 8 で発生させる一方、変速用モータ 7 のトルクに基づきバリエータ 2 の変速を行う。即ち、変速用モータ 7 のトルクを変動させることにより、プライマリプーリ 3 とセカンダリプーリ 4 との間に差推力を発生させることでバリエータ 2 の変速が行われる。

この場合には、変速用モータ 7 の出力トルク（出力回転）が、モータピニオン 7 2 と歯部 6 1 とを介してリングギア R に入力されて、リングギア R が回転軸 X 回りに回転する。

そうすると、リングギア R に連結された環状のギア 6 2 が、リングギア R と同じ方向に回転軸 X 回りに回転すると共に、リングギア R の内歯（図示せ

ず)に噛合したピニオンギアPが、自転軸Xc回りに回転することになる。

[0041] ここで、ピニオンギアPが外歯(図示せず)に噛合したサンギアSは、クランプ用モータ8の出力軸81に連結されており、サンギアSは、回転軸X回りの回転が規制されている。

そのため、リングギアRから伝達された出力回転でピニオンギアPが自転軸Xc回りに回転すると、ピニオンギアPを支持するピニオンキャリアPCは、リングギアRと同じ方向に回転軸X回りに回転することになる。

そうすると、ピニオンキャリアPCに、回転伝達軸63を介して連結されたギア64と、リングギアRに連結されたギア62とが、回転軸X回りの同方向に回転することになる。

[0042] ギア64とギア62は、それぞれネジ送り機構35、45の外側部材37、47に回転伝達可能に噛合している。そのため、ギア64、ギア62の回転軸X回りの回転(出力トルク)が、ネジ送り機構35、45により、外側部材37、47の回転軸X1、X2方向への変位に変換されることになる。

[0043] 例えば、外側部材37の押圧部371が、可動プーリ32のシーブ部322を押圧して、V溝33を狭める方向に可動プーリ32を変位させる場合には、外側部材47の押圧部471が、可動プーリ42のシーブ部422から離間して、V溝43を拡幅させる方向への可動プーリ42の変位を許容するので、可動プーリ42は、ベルト5から作用する押圧力で、V溝43を拡幅する方向に変位することになる。

これにより、プライマリプーリ3とセカンダリプーリ4でのベルト5の巻き掛け半径がそれぞれ変化して、バリエータ2の変速比が変速されることになる。

[0044] ちなみに、外側部材37の押圧部371が、可動プーリ32のシーブ部322から離間して、V溝33を拡幅させる方向への可動プーリ32の変位を許容する場合には、可動プーリ32が、ベルト5から作用する押圧力で、V溝33を拡幅する方向に変位する一方で、外側部材47の押圧部471が、可動プーリ42のシーブ部422を押圧して、V溝43を狭める方向に可動

プーリ 4 2 が変位することになる。

[0045] このように、通常変速モードでは、制御装置 9 が、クランプ用モータ 8 で保持トルクを発生させると共に、変速用モータ 7 を駆動（正回転または逆回転）させる結果、プライマリプーリ 3 とセカンダリプーリ 4 との間に差推力が発生して、バリエータ 2 の変速が行われる。

[0046] [変速比固定モード]

変速比固定モードは、変速の終了後に変速比を固定させるための推力を生じさせるために、実施される。

図 3 および図 5 に示すように、この変速比固定モードでは、制御装置 9 はクランプ用モータ 8 にて発生するトルク（保持トルク）に基づきバリエータ 2 の変速比を固定する。

なお、保持トルクを安定させるため、変速用モータ 7 でも所定のトルクを発生させておくことが好ましい。つまり、変速比固定モードでは、クランプ用モータ 8 及び変速用モータ 7 の双方にトルクが発生し、且つ、クランプ用モータ 8 及び変速用モータ 7 の双方とも回転しない状態（固定状態）となる。

この場合には、クランプ用モータ 8 の出力トルク（保持トルク）が、サンギア S に入力されて、サンギア S を介してトルクが伝達される。

そうすると、サンギア S の外歯（図示せず）に噛合したピニオンギア P にもトルクが伝達されることになる。

[0047] ここで、ピニオンギア P が内歯（図示せず）に噛合したリングギア R は、モータピニオン 7 2 と歯部 6 1 とを介して回転伝達可能な変速用モータ 7 から、リングギア R の回転を阻止する方向のトルクが入力されて、回転が規制されている。

そのため、クランプ用モータ 8 の出力トルク（保持トルク）は、サンギア S、ピニオンギア P、ピニオンキャリア P C の順番で伝達されたのち、最終的にギア 6 4 に伝達される

[0048] ギア 6 4 は、ネジ送り機構 4 5 の外側部材 4 7 に回転伝達可能に噛合している。そのため、このギア 6 4 に伝達されたクランプ用モータ 8 の出力トル

ク（保持トルク）は、ネジ送り機構４５により、外側部材４７の回転軸Ｘ２方向への変位力に変換されることになる。

[0049] 例えば、ギア６４に伝達されたトルクの方が、図５において矢印ＣＣＷ方向であり、ネジ送り機構４５側の外側部材４７に生じる変位力の方が、図中矢印Ｍ１で示す方向（可動プーリ４２のシーブ部４２２を押圧部４７１で押圧する方向）である場合には、押圧部４７１からシーブ部４２２を介してベルト５に作用する押圧力Ｆ（図５参照）は、ベルト５が巻き掛けられたプライマリプーリ３に作用することになる（図中、実線太矢印参照）。

[0050] プライマリプーリ３では、ベルト５を介して、押圧力Ｆが、可動プーリ３２をＶ溝３３の溝幅を広げる方向に変位させる方向に作用して、可動プーリ３２のシーブ部３２２を、ネジ送り機構３５の外側部材３７（押圧部３７１：図２の（ａ）参照）に圧接させることになる。

その結果、ネジ送り機構３５側の外側部材３７には、押圧部３７１をシーブ部３２２から離間させる方向の応力が、可動プーリ３２側から作用することになる。

[0051] ここで、ギア６４に伝達されたトルクの方が矢印ＣＣＷ方向である場合には、リングギアＲには、当該リングギアＲの回転を規制するために、変速用モータ７から、矢印ＣＷ方向の保持トルクが作用している。

そのため、このリングギアＲに連結されたギア６２には、当該ギア６２を、矢印ＣＷ方向（ギア６４の回転方向とは反対方向）に回転させる方向の保持トルクが作用している。

[0052] そうすると、ギア６２に伝達された保持トルクは、ネジ送り機構３５により、外側部材３７の回転軸Ｘ１方向への変位力に変換されて、ネジ送り機構３５側の外側部材３７には、押圧部３７１をシーブ部３２２に当接させる方向の応力Ｆ１（図５参照）が作用することになる。

[0053] その結果、シーブ部３２２には、溝幅３３を狭める方向の押圧力Ｆ１が、ネジ送り機構３５側から作用する一方で、溝幅３３を広げる方向の押圧力Ｆが、ベルトＶ側から作用することになる。

[0054] 実施の形態では、変速用モータ 7 が発生させる保持トルクにより生じる押圧力 F_1 が、クランプ用モータ 8 が発生させる回転トルクにより生じる押圧力 F と釣り合うように、設定されている。

そのため、変速比固定モードでは、プライマリプーリ 3 の溝幅 33 とセカンダリプーリ 4 の溝幅 43 とが、変更されずに保持される。

[0055] さらに、変速比固定モードでは、クランプ用モータ 8 の出力トルクが、遊星歯車機構 6、ネジ送り機構 45、セカンダリプーリ 4（可動プーリ 42）、ベルト 5、プライマリプーリ 3（可動プーリ 32）、ネジ送り機構 35、遊星歯車機構 6 の順番で循環（ループ）することになる。

そうすると、遊星歯車機構 6 からの出力トルクが増幅されて、ベルト 5 を保持する保持力が高くなるので、可動プーリ 32、42 の回転軸 X_1 、 X_2 方向の移動を確実に規制して、バリエータ 2 における変速比が保持される。

[0056] [変速アシストモード]

変速アシストモードは、変速用モータ 7 のトルクに基づきバリエータ 2 を変速させる際に、クランプ用モータ 8 を制御してプライマリプーリ 3 とセカンダリプーリ 5 との間の差推力を増加させ、変速速度を上昇させるモードである。具体的には、通常変速の場合と比較してクランプ用モータ 8 の保持トルクを減少させることにより、プライマリプーリ 3 とセカンダリプーリ 4 との間の差推力を増加させる。なお、変速速度の上昇が求められる制御指示として、例えば、キックダウン指示等がある。

この場合には、変速用モータ 7 の出力トルク（出力回転）が、モータピニオン 72 と歯部 61 とを介してリングギア R に入力されて、リングギア R が回転軸 X 回りに回転する。

そうすると、リングギア R の内歯（図示せず）に噛合したピニオンギア P が、回転軸 X_c 回りに回転することになる。

[0057] ここで、ピニオンギア P が外歯（図示せず）に噛合したサンギア S は、クランプ用モータ 8 の出力軸 81 に連結されており、サンギア S は、クランプ用モータ 8 のトルク制御により、リングギア R の回転方向とは逆方向に回転

している。

そのため、リングギアRから伝達された出力回転でピニオンギアPが自転軸X_c回りに回転して、ピニオンギアPを支持するピニオンキャリアPCが回転軸X回りに回転すると、サンギアSの逆方向の回転が、ピニオンギアPの自転をアシスト（促進）する方向に作用する結果、ピニオンキャリアPCの回転軸X回りの回転が進められる（アシストされる）ことになる。

[0058] そうすると、ピニオンキャリアPCに、回転伝達軸63を介して連結されたギア64と、ギア62とが、変速用モータ7の出力トルクのみが遊星歯車機構6に入力されている場合よりも速い回転速度で、回転軸X回りに回転することになる。

その結果、ギア64、ギア62からネジ送り機構35、45の外側部材37、47に伝達される回転速度が速くなって、外側部材37、47の回転軸X1、X2方向への変位速度が上昇することになるので、変速用モータ7の出力トルクのみが遊星歯車機構6に入力されている場合よりも早く、V溝33、43の溝幅が変更されることになる。

よって、変速アシストモードの場合には、通常の変速モードよりも短時間で、V溝33、43の溝幅が、目的の変速比を実現する溝幅まで到達するので、変速比の変更をより短時間で行うことができるようになっている。

[0059] 以上の通り、実施の形態では、

（1）変速用モータ7（第1モータ）と、

クランプ用モータ8（第2モータと、

プライマリプーリ3（第1プーリ）と、セカンダリプーリ4（第2プーリ）と、プライマリプーリ3とセカンダリプーリ4とに巻き掛けられたベルト5と、を有するバリエータ2と、

変速用モータ7の出力トルクに基づきバリエータ2を変速させる一方、クランプ用モータ8の出力トルクに基づきバリエータ2の変速比を固定する伝達機構（遊星歯車機構6、ネジ送り機構35、45）と、を有する構成の無段変速機1とした。

[0060] このように構成すると、クランプ用モータ 8 と伝達機構とを有することにより、バリエータ 2 の変速比を固定するときにはクランプ力を発生させることができる。

また、モータ（変速用モータ 7、クランプ用モータ 8）毎に出力トルクを伝達するための専用の伝達機構を設ける必要が無い。

[0061] （２）変速用モータ 7 の最大回転速度は、クランプ用モータ 8 の最大回転速度よりも高く、クランプ用モータの最大出力トルクは、変速用モータ 7 の最大出力トルクよりも高いものとした。

[0062] このように構成すると、変速用モータ 7 は、高回転・低トルクとして変速速度を向上させる一方、クランプ用モータ 8 は、低回転・高トルクとしてクランプ力を向上させる。高回転・高トルクの巨大且つ高消費電力のモータを用意する必要がないので、各モータを小型化し、且つ、低消費電力化することが可能である。

[0063] （３）バリエータ 2 の変速中にクランプ用モータ 8 のトルクを変動させる制御装置 9（制御部）を有する構成とした。

[0064] このように構成すると、クランプ用モータ 8 のトルクを変動させることにより、可動プーリ 3 2、4 2 の間の差推力が向上し、可動プーリ 3 2、4 2 の溝幅変動速度を速くすることができる。よって、例えば、キックダウン指示があった場合などに Low 変速への戻りが良くなる。

[0065] （４）伝達機構は、

共線図上での並び順に、リングギア R（第 1 要素）、ピニオンキャリア P C（第 2 要素）、サンギア S（第 3 要素）を有する遊星歯車機構 6（トルク伝達機構）と、

遊星歯車機構 6 からの出力トルクを、プライマリプーリ 3 の推力に変換するネジ送り機構 3 5 と、

遊星歯車機構 6 からの出力トルクを、セカンダリプーリ 4 の推力に変換するネジ送り機構 4 5 と、を有し

変速用モータ 7 の出力トルクは、リングギア R へ伝達され、

クランプ用モータ 8 の出力トルクは、サンギア S へ伝達され、
ピニオンキャリア P C の出力トルクは、ネジ送り機構 4 5 へ伝達され、
リングギア R の出力トルクは、ネジ送り機構 3 5 へ伝達される構成とした
。

[0066] このように構成すると、ネジ送り機構 3 5、4 5 へ伝達される出力トルクの調整を、ひとつの遊星歯車機構 6 で行うことができるので、モータ（変速用モータ 7、クランプ用モータ 8）毎に出力トルクを伝達するための専用の伝達機構を設ける必要が無い。

[0067] （５）回転軸 X 1（第 1 回転軸）方向から固定プーリ 3 1（第 1 固定プーリ）の軸部 3 1 1 に外挿された可動プーリ 3 2（可動プーリ 3 2）が、固定プーリ 3 1 との相対回転が規制された状態で回転軸 X 1 方向に移動可能に設けられており、固定プーリ 3 1 のシープ部 3 1 2 と可動プーリ 3 2 のシープ部 3 2 2 との間の V 溝 3 3 の溝幅が、可動プーリ 3 2 の回転軸 X 1 方向の位置に応じて変化するプライマリプーリ 3（第 1 プーリ）と、

回転軸 X 2（第 2 回転軸）方向から固定プーリ 4 1（第 2 固定プーリ）の軸部 4 1 1 に外挿された可動プーリ 4 2（可動プーリ 4 2）が、固定プーリ 4 1 との相対回転が規制された状態で回転軸 X 2 方向に移動可能に設けられており、固定プーリ 4 1 のシープ部 4 1 2 と可動プーリ 4 2 のシープ部 4 2 2 との間の V 溝 4 3 の溝幅が、可動プーリ 4 2 の回転軸 X 2 方向の位置に応じて変化するセカンダリプーリ 4（第 2 プーリ）と、

プライマリプーリ 3 の V 溝 3 3 とセカンダリプーリ 4 の V 溝 4 3 に巻き掛けたベルト 5 と、を有するバリエータ 2 を備え、

プライマリプーリ 3 の V 溝 3 3 とセカンダリプーリ 4 の V 溝 4 3 の溝幅を変更して、プライマリプーリ 3 とセカンダリプーリ 4 におけるベルト 5 の巻き掛け半径を変更することで、プライマリプーリ 3 とセカンダリプーリ 4 との間での回転（トルク）の伝達を、所望の変速比で行うように構成されたベルト式の無段変速機 1 において、

変速用モータ 7（第 1 モータ）と、

最大回転速度が変速用モータ 7 よりも小さく、最大出力トルクが変速用モータ 7 よりも大きいクランプ用モータ 8（第 2 モータ）と、

変速用モータ 7 の出力トルクとクランプ用モータ 8 の出力トルクのうちの少なくとも一方を出力する遊星歯車機構 6 と、

遊星歯車機構 6 の出力トルクを、可動プーリ 3 2 を V 溝 3 3 の溝幅を狭める方向に押圧する推力に変換可能なネジ送り機構 3 5（第 1 変換機構）と、

遊星歯車機構 6 の出力トルクを、可動プーリ 4 2 を V 溝 4 3 の溝幅を狭める方向に押圧する推力に変換可能なネジ送り機構 4 5（第 2 変換機構）と、

変速用モータ 7 とクランプ用モータ 8 の駆動を制御する制御装置 9（制御手段）と、を備え、

制御装置 9 は、

変速比を変更するために、可動プーリ 3 2 および可動プーリ 4 2 を回転軸 X 1、X 2 方向に変位させる際には、変速用モータ 7 の出力トルクを遊星歯車機構 6 から出力させ、

変速比を保持するために、可動プーリ 3 2 および可動プーリ 4 2 の回転軸 X 1、X 2 方向の位置を保持する際には、クランプ用モータ 8 の出力トルクを遊星歯車機構 6 から出力させる構成の無段変速機 1 とした。

[0068] 変速用モータ 7 の最大回転数は、クランプ用モータ 8 の最大回転数よりも大きく、変速用モータ 7 の最大出力トルクは、クランプ用モータ 8 の最大出力トルクよりも小さいので、変速用モータ 7 は、可動プーリ 3 2 と可動プーリ 4 2 を V 溝 3 3、4 3 の溝幅を狭める方向に変位させるのに適した回転トルクを出力するモータであり、クランプ用モータ 8 は、可動プーリ 3 2 と可動プーリ 4 2 を V 溝 3 3、4 3 の溝幅を所定幅で保持するために、可動プーリ 3 2 と可動プーリ 4 2 の回転軸方向の位置を保持するのに適した回転トルクを出力するモータである。

よって、上記のように構成して、可動プーリ 3 2 および可動プーリ 4 2 を V 溝 3 3、4 3 の溝幅を狭める方向に変位させる際には、変速用モータ 7 の出力トルクを遊星歯車機構 6 から出力させ、可動プーリ 3 2 および可動プー

り 4 2 の位置を保持する際には、クランプ用モータ 8 の出力トルクを遊星歯車機構 6 から出力させることで、目的に適した回転トルクを出力させることができる。

[0069] 一つのモータで、可動プーリ 3 2 と可動プーリ 4 2 の位置の変位と保持とを行う場合には、最大回転数が大きく、かつ最大出力トルクが大きい大型の高性能モータを用意する必要があるが、無段変速機の変速機ケース内の限られたスペースに、大型のモータを設置することは難しく、大型のモータを採用すると、変速機ケースが大型化してしまう。

これに対して、最大回転数や、最大出力トルクに特化した専用のモータは、高性能モータよりも小型であるので、専用のモータが二つ必要となっても、無段変速機の変速機ケース内の限られたスペースに設置することは、大型のモータの場合よりも容易である。

よって、変速機ケースを大型化させることなく、可動プーリ 3 2 と可動プーリ 4 2 の位置の変位と保持とを行うことが可能になる。

[0070] また、高回転かつ高トルクのモータの仕事を、高回転かつ低トルクの変速用モータ 7 と、低回転かつ高トルクのクランプ用モータ 8 で分担することで、高回転かつ高トルクのモータよりも小さいサイズのモータの採用が可能となる。

これにより、無段変速機への搭載性が向上すると共に、モータの消費エネルギーの低減が可能になるので、無段変速機を搭載する車両の燃費向上が期待される。

[0071] さらに、クランプ用モータ 8 の出力トルクは、変速の完了時に推力を発生させるために遊星歯車機構 6 から出力されるので、ベルト 5 を把持する推力が過推力となることを好適に防止できる。これにより、ベルト 5 のフリクションが低減するので、無段変速機を搭載する車両の燃費向上が期待される。

[0072] (6) 遊星歯車機構 6 は、共線図上での並び順に、リングギア R (第 1 要素)、ピニオンキャリア P C (第 2 要素)、サンギア S (第 3 要素) を有するシングルピニオン型の遊星歯車機構であり、

遊星歯車機構 6 では、

変速用モータ 7 の出力軸 7 1 との間で回転伝達可能なリングギア R と、クランプ用モータ 8 の出力軸 8 1 との間で回転伝達可能なサンギア S とが、共通の回転軸 X 上で相対回転可能に設けられていると共に、リングギア R の内歯とサンギア S の外歯とに噛み合うピニオンギア P を、回転軸 X に平行な自転軸 X c 回りに自転可能に支持するピニオンキャリア P C が、回転軸 X 回りに回転可能に設けられており、

ネジ送り機構 3 5 は、リングギア R の出力トルクを、可動プーリ 3 2 を V 溝 3 3 の溝幅を狭める方向に押圧する推力に変換可能であり、

ネジ送り機構 4 5 は、ピニオンキャリア P C の出力トルクを、可動プーリ 4 2 を V 溝 4 3 の溝幅を狭める方向に押圧する推力に変換可能である構成とした。

[0073] このように構成すると、遊星歯車機構 6 から出力する出力トルクを、変速用モータ 7 の出力トルクと、クランプ用モータ 8 の出力トルクから適切に調整でき、ネジ送り機構 3 5、4 5 への出力トルクの伝達を、ひとつの遊星歯車機構 6 を用いて行うことができる。

よって、変速用モータ 7 とクランプ用モータ 8 の各々に、出力トルクをネジ送り機構 3 5、4 5 に伝達するための専用の機構を用意する必要が無い。

また、各ギア（サンギア S、ピニオンギア P、リングギア R）の歯数を設定することで、出力トルクから変換した推力の大きさを所望の大きさに調節できるので、無段変速機の種類毎に推力を最適化することが容易となる。

[0074] （7）制御装置 9 は、

変速比を変更するために、可動プーリ 3 2 および可動プーリ 4 2 を回転軸 X 1、X 2 方向に変位させる際には、

変速用モータ 7 の出力トルクでリングギア R を回転させると共に、クランプ用モータ 8 の保持トルクでサンギア S の回転を規制して、変速用モータ 7 の出力トルクを遊星歯車機構 6 から出力させる構成とした。

[0075] バリエータ 2 では、プライマリプーリ 3 とセカンダリプーリ 4 における V

溝 3 3、4 3 の溝幅が所望の変速比を実現する溝幅となったときに、可動プーリ 3 2 に作用する推力と、可動プーリ 4 2 に作用する推力とが釣り合うようにしている。

そのため、変速用モータ 7 の出力トルクを変化させると、可動プーリ 3 2 に作用する推力と、可動プーリ 4 2 に作用する推力とのバランスが崩れて、V 溝 3 3、4 3 の溝幅が、推力が釣り合う新たな溝幅へと速やかに変化するので、変速用モータ 7 の出力トルクを変化させるだけで、所望の変速比を実現できる。

また、変速用モータ 7 とクランプ用モータ 8 の駆動／停止を行うだけで、遊星歯車機構 6 から出力させる出力トルクを、目的に適した出力トルク（変速に適した出力トルク、変速比の保持に適した出力トルク）にすることができる。

よって、変速比の変更と保持を頻繁に行う無段変速機に適したバリエータ 2 となる。

[0076] (8) 制御装置 9 は、

変速比を変更するために、可動プーリ 3 2 および可動プーリ 4 2 を回転軸 X 1、X 2 方向に変位させる際には、

変速用モータ 7 の出力トルクでリングギア R を回転させると共に、クランプ用モータ 8 の出力トルクでサンギア S を、リングギア R の回転軸 X 回りの回転方向とは逆に回転させて、遊星歯車機構 6 から出力させる変速用モータ 7 の出力トルクを増幅する構成とした。

[0077] このように構成すると、リングギア R から伝達された出力回転でピニオンギア P が回転軸 X c 回りに回転して、ピニオンギア P を支持するピニオンキャリア P C が回転軸 X 回りに回転すると、サンギア S の逆回転が、ピニオンギア P の自転をアシスト（促進）する方向に作用する。

これにより、ピニオンキャリア P C の回転軸 X 回りの回転を進める（アシストする）方向に、クランプ用モータ 8 の出力トルクが作用するので、ピニオンキャリア P C に、回転伝達軸 6 3 を介して連結されたギア 6 4 と、ギア

62とが、変速用モータ7のみでピニオンキャリアPCを回転させている場合よりも速い回転速度で、回転軸X回りに回転することになる。

[0078] その結果、ギア64、62からネジ送り機構35、45の外側部材37、47に伝達される回転速度が早くなって、外側部材37、47の回転軸X1、X2方向への変位速度が上昇することになるので、変速用モータ7のみを回転駆動している場合よりも速く、V溝33、43の溝幅を変更することができる。

よって、変速アシストモードの場合には、通常の変速モードよりも短時間で、V溝33、43の溝幅が、目的の変速比を実現する溝幅まで到達するので、変速比の変更をより短時間で行うことができる。

[0079] また、急変速時にクランプ用モータ8の出力トルクにより、可動プーリ32、42の変位を促進して、プーリ（プライマリプーリ3、セカンダリプーリ4）間の位相差を作り出すことで、変速比を速やかに変更できるので、変速比のLow側への戻りを速やかに行うことができる。

[0080] (8) 制御装置9は、

可動プーリ32および可動プーリ42の位置を保持する際には、変速用モータ7とクランプ用モータ8を、それぞれ出力トルク（保持トルク）を発生させた状態にして、変速用モータ7の保持トルクでリングギアRの回転を規制すると共に、クランプ用モータ8の保持トルクをサンギアSに入力する構成とし、サンギアSとピニオンギアPとピニオンキャリアPCとギア64とを介して、ネジ送り機構45に伝達されるクランプ用モータ8の保持トルクが、ネジ送り機構45により、セカンダリプーリ3の可動プーリ32をベルト5に押しつける方向に作用しつつ、稼動プーリ32の回転軸X2方向の移動を規制する変位力（推力）に変換されるようにした。

[0081] このように構成すると、変速用モータ7とクランプ用モータ8の駆動／停止を行うだけで、遊星歯車機構6から、目的に適した出力トルク（変速に適した出力トルク、変速比の保持に適した出力トルク）を調整して出力することができる。

よって、変速比の変更と保持を頻繁に行う無段変速機に適したバリエータ 2 となる。

[0082] (9) ネジ送り機構 35 (第 1 変換機構) は、

遊星歯車機構 6 の出力トルクで、プライマリプーリ 3 の回転軸 X 1 回りに回転する外側部材 37 (第 1 外側部材) と、

回転軸 X 1 方向の移動が規制された状態で、外側部材 37 の内側に配置された内側部材 36 (第 1 内側部材) と、

内側部材 36 の外周に設けられた螺旋状の凹溝 361a と、外側部材 37 の内周に設けられた螺旋状の凹溝 371a とに跨がって配置されて、外側部材 37 と内側部材 36 とを相対回転可能に支持する複数のボール Ba と、を有すると共に、

回転軸 X 1 回りに回転する外側部材 37 を、回転軸 X 1 方向に変位させるボールネジ送り機構である構成とした。

[0083] このように構成すると、遊星歯車機構 6 側から入力された出力トルク (回転トルク) を、外側部材 37 を回転軸 X 1 方向に変位させる推力に変換して、外側部材 37 により押された可動プーリ 32 を、V 溝 33 の溝幅を狭める方向にスムーズに変位させることができる。

[0084] (10) ネジ送り機構 45 (第 2 変換機構) は、

遊星歯車機構 6 の出力トルクで回転軸 X 2 回りに回転する外側部材 47 (第 2 外側部材) と、

回転軸 X 2 方向の移動が規制された状態で、外側部材 47 の内側に配置された内側部材 46 (第 2 内側部材) と、

内側部材 46 の外周に設けられた螺旋状の溝 461a と、外側部材 47 の内周に設けられた螺旋状の溝 471a とに跨がって配置されて、外側部材 47 と内側部材 46 とを相対回転可能に支持する複数のボール Ba と、を有すると共に、

回転軸 X 2 回りに回転する外側部材 47 を回転軸 X 2 方向に変位させるボールネジ送り機構である構成とした。

[0085] このように構成すると、遊星歯車機構 6 側から入力された出力トルク（回転トルク）を、外側部材 4 7 を回転軸 X 2 方向に変位させる推力に変換して、外側部材 4 7 により押された可動プーリ 4 2 を、V 溝 4 3 の溝幅を狭める方向にスムーズに変位させることができる。

[0086] (1 1) ネジ送り機構 3 5 では、遊星歯車機構 6 の出力トルクが、可動プーリ 3 2 を V 溝 3 3 の溝幅を狭める方向に押圧する推力に変換された際に、可動プーリ 3 2 のシーブ部 3 2 2 に回転軸 X 1 方向から当接してシーブ部 3 2 2 を押圧する当接部 3 7 1 b が、外側部材 3 7 に設けられており、

ネジ送り機構 4 5 では、遊星歯車機構 6 の出力トルクが、可動プーリ 4 2 を V 溝 4 3 の溝幅を狭める方向に押圧する推力に変換された際に、可動プーリ 4 2 のシーブ部 4 2 2 に回転軸 X 1 方向から当接してシーブ部 4 2 2 を押圧する押圧部 4 7 1 b が、外側部材 3 7 に設けられており、

前記ネジ送り機構 3 5 が、当接部 3 7 1 b をシーブ部 3 2 2 に当接させる方向に、外側部材 3 7 を変位させると、前記ネジ送り機構 4 5 が、押圧部 4 7 1 b をシーブ部 4 2 2 から離間させる方向に、外側部材 4 7 を変位させ、

前記ネジ送り機構 3 5 が、当接部 3 7 1 b をシーブ部 3 2 2 から離間させる方向に、外側部材 3 7 を変位させると、前記ネジ送り機構 4 5 が、押圧部 4 7 1 b をシーブ部 4 2 2 に当接させる方向に、外側部材 4 7 を変位させる構成とした。

[0087] このように構成すると、モータ（変速用モータ 7、クランプ用モータ 8）の出力トルク（回転出力）は、例えば、ピニオンキャリア P C、回転伝達軸 6 3、ギア 6 4、ネジ送り機構 4 5、セカンダリプーリ 4（可動プーリ 4 2）、ベルト 5、プライマリプーリ 3（可動プーリ 3 2）、ネジ送り機構 3 5、ギア 6 2、リングギア R、ピニオンギア P、ピニオンキャリア P C、回転伝達軸 6 3 の順番で、遊星歯車機構 6 とバリエータ 2 との間で循環する。

そうすると、ギア 6 4 からネジ送り機構 4 5 に伝達される出力トルク（回転速度）が増速されつつ、遊星歯車機構 6 とバリエータ 2 との間で循環（ループ）することになるので、ベルト 5 を保持する保持力が、出力トルク（回

転速度)が増速に伴って高くなる結果、可動プーリ32、42の回転軸X1、X2方向の移動を確実に規制して、バリエータ2における変速比が保持されることになる。

[0088] 前記した実施の形態では、変速用モータ7の出力トルクがリングギアR(第1要素)に伝達されると共に、クランプ用モータ8の出力トルクがサンギアS(第3要素)に伝達されるように構成された遊星歯車機構6を例示した。

本発明は、この態様に限定されるものではなく、クランプ用モータ8の出力トルクがリングギアR(第1要素)に伝達されると共に、変速用モータ7の出力トルクがサンギアS(第3要素)に伝達されるように構成された遊星歯車機構としても良い。

[0089] さらに、前記した実施の形態では、変速用モータ7の出力トルクとクランプ用モータ8の出力トルクのうちの一方を、ネジ送り機構35、45に出力するための遊星歯車機構が、シングルピニオン式の遊星歯車機構である場合を例示した。

本発明は、この態様に限定されるものではなく、遊星歯車機構は、サンギアと、サンギアに噛み合う内側ピニオンギアと、内側ピニオンギアに噛み合う外側ピニオンギアと、外側ピニオンギアと噛み合いサンギアと同軸上に配置されたリングギアと、内側ピニオンギアと外側ピニオンギアとを軸支するピニオンキャリアと、から構成されるダブルピニオン式の遊星歯車機構を採用しても良い。

[0090] また、シングルピニオン式の遊星歯車とダブルピニオン式の遊星歯車を一体化した複合型遊星歯車であるラビニオ式の遊星歯車機構を採用しても良い。

さらに、複数の単純歯車の組合せで遊星歯車組と同様の共線図が描けるのであれば、複数の単純歯車の組み合わせであっても良い。また、複数の遊星歯車の組合せであっても良い。

[0091] 本発明は上記した実施形態に限定されるものではなく、その技術的思想の

範囲内でなしうる様々な変更、改良が含まれる。

請求の範囲

- [請求項1] 第1 モータと、
 第2 モータと、
 第1 プーリと、第2 プーリと、前記第1 プーリと前記第2 プーリと
 に巻きかけられたベルトと、を有するバリエータと、
 を備え、
 前記第1 モータのトルクに基づき前記バリエータを変速させる一方
 、前記第2 モータのトルクに基づき前記バリエータの変速比を固定す
 る、無段変速機。
- [請求項2] 前記第1 モータの最大回転速度は、前記第2 モータの最大回転速度
 よりも高く、
 前記第2 モータの最大出力トルクは、前記第1 モータの最大出力ト
 ルクよりも高い、請求項1 に記載の無段変速機。
- [請求項3] 前記第1 モータによる前記バリエータの変速中に、変速速度を高め
 るように前記第2 モータのトルクを変動させる制御部を有する、請求
 項1 または請求項2 に記載の無段変速機。
- [請求項4] 前記第1 モータと前記第2 モータの双方に接続され、
 前記第1 モータのトルクに基づき前記バリエータを変速させる一方
 、前記第2 モータのトルクに基づき前記バリエータの変速比を固定す
 る伝達機構を有する、請求項1 ～3 の何れか一項に記載の無段変速機
- [請求項5] 前記伝達機構は、
 共線図上での並び順に、第1 要素、第2 要素、第3 要素を有するト
 ルク伝達機構と、
 トルクを前記第1 プーリの推力に変換する第1 変換機構と、
 トルクを前記第2 プーリの推力に変換する第2 変換機構と、
 を有し
 前記第1 モータのトルクは、前記第1 要素へ伝達され、
 前記第2 モータのトルクは、前記第3 要素へ伝達され、

前記第 2 要素のトルクは、前記第 1 変換機構に伝達され、

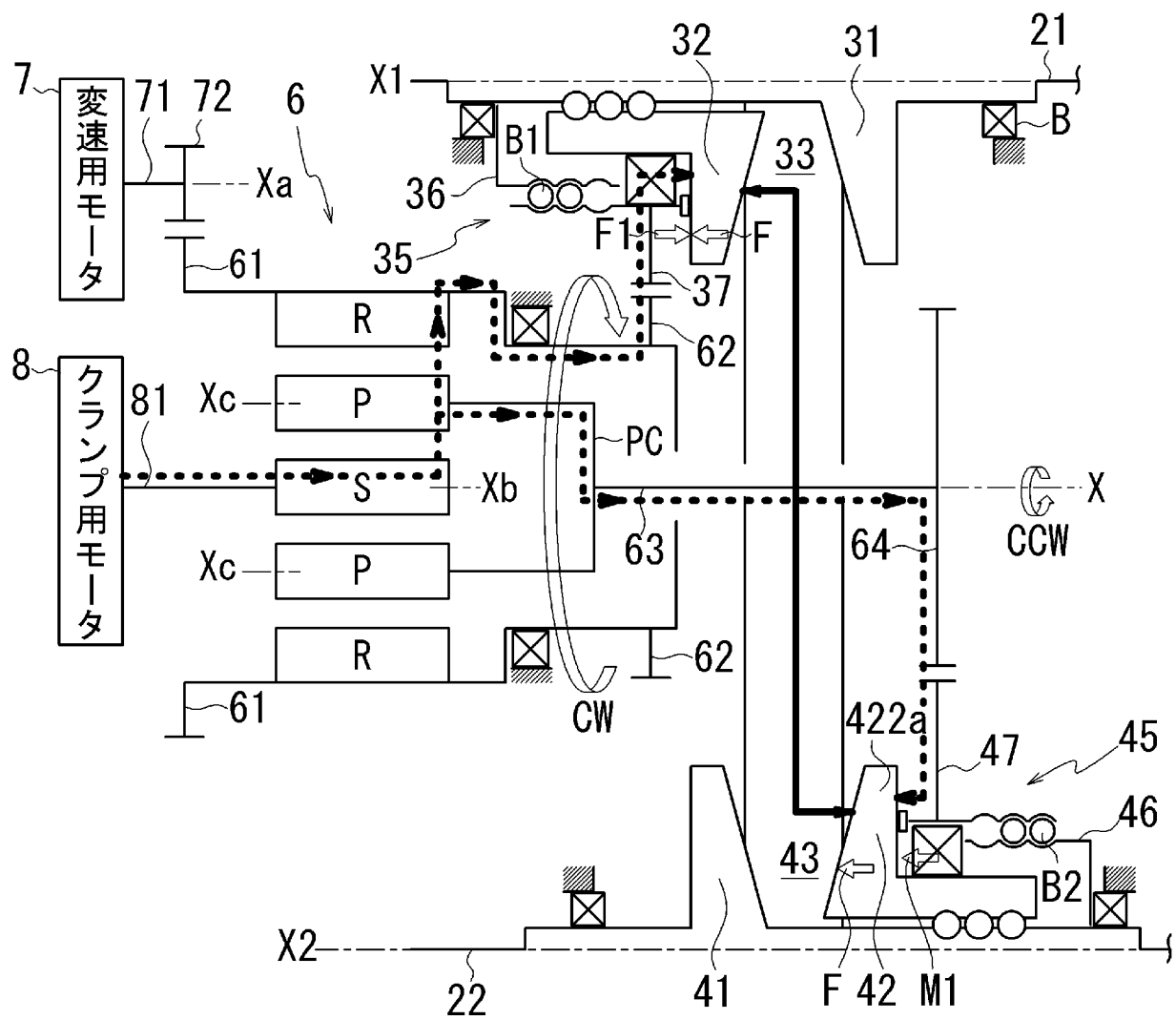
前記第 1 要素のトルクは、前記第 2 変換機構に伝達される、請求項 4 に記載の無段変速機。

[請求項 6] 前記トルク伝達機構は、前記第 1 要素としてのリングギアと、前記第 2 要素としてのピニオンキャリアと、前記第 3 要素としてのサンギアと、を有するシングルピニオン型の遊星歯車機構からなる、請求項 5 に記載の無段変速機。

[図3]

	変速用モータ	クランプ用モータ
通常変速モード	正回転or逆回転	保持トルク発生
変速比固定モード	保持トルク発生	保持トルク発生
変速アシストモード	正回転or逆回転	逆回転or正回転

[図5]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/003265

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H9/18 (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)

F16H9/18

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	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

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	JP 2006-511764 A (Van Doorne's Transmissie B.V.), 06 April 2006 (06.04.2006), paragraphs [0004] to [0013]; fig. 1 to 2 & WO 2004/057215 A1 page 5, line 10 to page 8, line 18; fig. 1 to 2	1-4 5-6
Y	JP 2001-349401 A (Yamaha Motor Co., Ltd.), 21 December 2001 (21.12.2001), paragraph [0018]; fig. 1 (Family: none)	5-6
A	JP 2010-106957 A (NTN Corp.), 13 May 2010 (13.05.2010), paragraphs [0097] to [0099]; fig. 9 (Family: none)	1-6

☐ 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
07 April 2017 (07.04.17)

Date of mailing of the international search report
18 April 2017 (18.04.17)

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. F16H9/18(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. F16H9/18

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	1971-2017年
日本国実用新案登録公報	1996-2017年
日本国登録実用新案公報	1994-2017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	JP 2006-511764 A（ファン ドールネズ トランスミッシー ビー、ブイ。）2006.04.06, 段落 [0004] - [0013], [図1] - [図2] & WO 2004/057215 A1 第5ページ第10行-第8ページ第18行, [図1] - [図2]	1-4 5-6
Y	JP 2001-349401 A（ヤマハ発動機株式会社）2001.12.21, 段落 [0018], [図1] （ファミリーなし）	5-6

☒ 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

07.04.2017

国際調査報告の発送日

18.04.2017

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）

岩本 薫

3 J

5 5 6 7

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
A	JP 2010-106957 A (NTN株式会社) 2010.05.13, 段落 [0097] - [0099], [図9] (ファミリーなし)	1 - 6