

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3630297号
(P3630297)

(45) 発行日 平成17年3月16日(2005.3.16)

(24) 登録日 平成16年12月24日(2004.12.24)

(51) Int. Cl.⁷

F I

F 1 6 H 15/38

F 1 6 H 15/38

F 1 6 H 57/02

F 1 6 H 57/02 3 O 2 D

F 1 6 H 57/04

F 1 6 H 57/04 D

請求項の数 10 (全 19 頁)

(21) 出願番号	特願2000-81587 (P2000-81587)	(73) 特許権者	000003997
(22) 出願日	平成12年3月23日 (2000.3.23)		日産自動車株式会社
(65) 公開番号	特開2001-263443 (P2001-263443A)		神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(43) 公開日	平成13年9月26日 (2001.9.26)	(74) 代理人	100102141
審査請求日	平成14年7月31日 (2002.7.31)		弁理士 的場 基憲
		(72) 発明者	牛 嶋 研 史
			神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社 内
		(72) 発明者	南 部 俊 和
			神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社 内
		(72) 発明者	千 葉 啓 貴
			神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社 内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動車用トロイダル式無段変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

駆動側および従動側回転体を備え、これら回転体のトラクション面間にトラクションオイルを介在させて動力を伝達する自動車用トロイダル式無段変速機において、
 駆動側および従動側回転体の少なくとも一方のトラクション面における油溜り深さ率Kの値が0.9以上で、油溜り量Voが $7 \times 10^{-6} (mm^3 / mm^2)$ 以上であると共に、
 駆動側および従動側それぞれの回転体トラクション面の2乗平均平方根粗さRq(μm)の値の2乗和の平方根をRq syn とし、トラクション部が最も高温になる運転条件下での接触部におけるトラクションオイルの油膜厚さであって、回転体の接触面寸法、材料特性、温度条件、運転条件、トラクションオイルの粘度特性から弾性流体潤滑理論により計算された油膜厚さをh(μm)とすると、前記油膜厚さと2乗和平方根の比(h/Rq syn)が3.0以下であることを特徴とする自動車用トロイダル式無段変速機。

10

【請求項2】

前記油膜厚さと2乗和平方根の比(h/Rq syn)が1.0以下であることを特徴とする請求項1記載の自動車用トロイダル式無段変速機。

【請求項3】

駆動側および従動側回転体を備え、これら回転体のトラクション面間にトラクションオイルを介在させて動力を伝達する自動車用トロイダル式無段変速機において、
 駆動側および従動側回転体の少なくとも一方のトラクション面における油溜り深さ率Kの値が0.9以上であると共に、駆動側および従動側それぞれの回転体トラクション面に

20

ける油溜り量 V_o ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$) の値の 2 乗和の平方根を $V_o \text{ syn}$ とし、トラクション部が最も高温になる運転条件下での接触部におけるトラクションオイルの油膜厚さであって、転動体の接触面寸法、材料特性、温度条件、運転条件、トラクションオイルの粘度特性から弾性流体潤滑理論により計算された油膜厚さを h (mm) とするとき、前記油膜厚さと 2 乗和平方根の比 ($h / V_o \text{ syn}$) が 15.0 以下であることを特徴とする自動車用トロイダル式無段変速機。

【請求項 4】

前記油膜厚さと 2 乗和平方根の比 ($h / V_o \text{ syn}$) が 5.0 以下であることを特徴とする請求項 3 記載の自動車用トロイダル式無段変速機。

【請求項 5】

油膜厚さ h が Hamrock and Dowson の式：

$$H = 3.42 g v^{0.49} g E^{0.17} (1 - e^{-0.68 k})$$

ここで、

$$H \text{ (膜厚パラメータ)} = (h / R_x) (W / U)$$

$$g v \text{ (粘性パラメータ)} = G W^3 / U^2$$

$$g E \text{ (弾性パラメータ)} = W^8 / 3 / U^2$$

$$k \text{ (楕円パラメータ)} = (R_y / R_x)^2 /$$

$$U \text{ (速度パラメータ)} = u / (E' R_x)$$

$$W \text{ (荷重パラメータ)} = w / (E' R_x^2)$$

$$G \text{ (材料パラメータ)} = E'$$

o : トラクションオイルの大気圧下粘度 ($\text{mPa} \cdot \text{s}$)

g : トラクションオイルの圧力粘度係数 (GPa^{-1})

w : トラクション部の押し付け力 (N)

u : トラクション部の転がり速度 (m/s)

R_x : トラクション部の転がり方向等価曲率半径 (m)

R_y : トラクション部の転がり方向に垂直な等価曲率半径 (m)

E' : トラクション部の等価縦弾性係数 (GPa)

に基づいて計算された油膜厚さであることを特徴とする請求項 1 ないし請求項 4 のいずれかに記載の自動車用トロイダル式無段変速機。

【請求項 6】

トラクション部が最も高温になる運転条件として、エンジンが最大出力を発生し、供給されるトラクションオイルの温度が最高となる条件を採用したことを特徴とする請求項 1 ないし請求項 5 のいずれかに記載の自動車用トロイダル式無段変速機。

【請求項 7】

駆動側および従動側転動体を備え、これら転動体のトラクション面間にトラクションオイルを介在させて動力を伝達する自動車用トロイダル式無段変速機において、駆動側および従動側転動体の少なくとも一方のトラクション面における油溜り深さ率 K の値が 0.9 以上で、油溜り量 V_o の値が 7×10^{-6} ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$) 以上であると共に、駆動側および従動側それぞれの転動体トラクション面における 2 乗平均平方根粗さ R_q の値の 2 乗和の平方根 $R_q \text{ syn}$ が 0.07 (μm) 以上であることを特徴とする自動車用トロイダル式無段変速機。

【請求項 8】

前記 2 乗平均平方根粗さ R_q の 2 乗和の平方根 $R_q \text{ syn}$ が 0.2 (μm) 以上であることを特徴とする請求項 7 記載の自動車用トロイダル式無段変速機。

【請求項 9】

駆動側および従動側転動体を備え、これら転動体のトラクション面間にトラクションオイルを介在させて動力を伝達する自動車用トロイダル式無段変速機において、駆動側および従動側転動体の少なくとも一方のトラクション面における油溜り深さ率 K の値が 0.9 以上であると共に、駆動側および従動側それぞれの転動体トラクション面における油溜り量 V_o ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$) の値の 2 乗和の平方根 $V_o \text{ syn}$ が 1.3×10

10

20

30

40

50

10^{-5} ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$) 以上であることを特徴とする自動車用トロイダル式無段変速機。

【請求項 10】

前記油溜り量 V_o の 2 乗和の平方根 $V_o \text{ syn}$ が 4×10^{-5} ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$) 以上であることを特徴とする請求項 9 記載の自動車用トロイダル式無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、変速比を無段階に制御するのに用いる自動車用のトロイダル式無段変速機に係わり、とくにその転動体（入出力ディスク、パワーローラ）のトラクション面の表面粗さ構造に関するものである。

10

【0002】

【従来の技術】

自動車用のトロイダル式無段変速機としては、例えば特開平 7 - 167240 号公報に記載されたものが知られている。

【0003】

トロイダル式無段変速機は、図 1 にその基本構造を示すように、トラクションオイルの油膜を介して接触する金属製転動体、すなわち入力軸 1 および出力軸 2 にそれぞれ連結された入力ディスク 3 および出力ディスク 4 と、これら入出力ディスク 3, 5 の間に介在して回転することによって入力ディスク 3 の回転を出力ディスク 5 に伝達するパワーローラ 6 を備えた構造を有し、パワーローラ 6 の傾きを変化させることによって入出力ディスク 3, 5 のパワーローラ 6 との接触位置（半径）を変え、入力ディスク 3 の回転を無段階に変速させて出力ディスク 5 に伝えることができるようになっている。

20

【0004】

表 1 は、このようなトロイダル式無段変速機における転動体、すなわちディスク 3, 5 およびパワーローラ 6 の相互接触面（トラクション面）の表面形状（粗さ構造）測定結果の一例を示すものであって、従来の無段変速機転動体のトラクション面としては、一般に、JIS B0601 - 1994 に規定される中心線平均粗さ R_a が $0.05 \mu\text{m}$ 以下、ISO 468 - 1982 に規定される 2 乗平均平方根粗さ R_q が $0.07 \mu\text{m}$ 以下、DIN 4776 に規定される特殊負荷曲線パラメータにおける油溜り深さ率 K が 0.9 未満、同じく特殊負荷曲線パラメータとして油溜り量 V_o については 1.3×10^{-5} ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$) 以下の表面形状となっていた。

30

【0005】

【表 1】

表面形状	測定例
R_a (JIS B0601)	$0.018 \mu\text{m}$
R_q (ISO 468)	$0.022 \mu\text{m}$
$Mr2$ (DIN 4776)	86.67 %
R_k (DIN 4776)	$0.055 \mu\text{m}$
R_{vk} (DIN 4776)	$0.027 \mu\text{m}$
V_o (DIN 4776)	$1.8 \times 10^{-6} \text{mm}^3 / \text{mm}^2$
K (DIN 4776)	0.54

40

50

【0006】

このような転動体のトラクション面については、その表面粗さがディスク3, 4とパワーローラ6間の油膜厚さに対してある程度以上大きいと、ディスク3, 4およびパワーローラ6の転動疲労寿命が劣化し、無段変速機の耐久性が低下することから、研削によって表面粗さ高さを十分に小さくするよう超仕上げが施され、上記のように中心線平均粗さ R_a で $0.05\mu\text{m}$ 以下に設定されている。

【0007】

なお、中心線平均粗さ R_a は、JIS B 0601に規定されているように、抽出曲線からその平均線の方に基準長さ L だけ抜き取り、この抜き取り部分の平均線を X 軸、縦倍率の方向を Y 軸として抽出曲線を $y = f(x)$ で表したときに、式(1)によって求められる値(μm)と定義される。

10

【0008】

【式1】

$$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |f(x)| dx \quad \dots (1)$$

【0009】

すなわち、図2(a)において抽出曲線 $f(x)$ と平均線(X 軸)とによって囲まれる部分の面積を基準長さ L で割った平均偏差を表す。

20

【0010】

また、2乗平均平方根粗さ R_q は、ISO 468-1982に規定されているように、抽出曲線からその平均線の方に基準長さ L の部分抜き取り、この抜き取った部分の平均線を X 軸、縦倍率の方向を Z 軸として抽出曲線を $z = f(x)$ で表したとき、式(2)によって求められる値(μm)と定義される。

【0011】

【式2】

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{L} \int_0^L f^2(x) dx} \quad \dots (2)$$

30

【0012】

すなわち、図2(b)において抽出曲線 $f(x)$ と平均線(X 軸)との距離を2乗した曲線と、平均線によって挟まれる部分の面積を基準長さ L で割った後に平方根を求めた2乗平均平方根偏差を表す。

【0013】

さらに、DIN 4776特殊負荷曲線パラメータは、負荷曲線を初期摩耗部分と実質接触部と油溜り部分に分けて潤滑性を評価するものであって、負荷長さ率1(初期摩耗負荷率) M_{r1} 、負荷長さ率2(油溜り負荷率) M_{r2} 、初期摩耗高さ R_{pk} 、油溜り深さ R_{vk} 、有効負荷粗さ R_k 、油溜り量 V_o 、油溜り深さ率 K を言い、それぞれ次のように定義されている。

40

【0014】

(1) M_{r1} : 負荷長さ率1(初期摩耗負荷率)

図3に示すように、負荷曲線上で p_t 値の方向に40%の幅をとり、この両端の高さの差が最小となる位置を探し、その2点を通る直線(最小傾斜線)と $t_p = 0\%$ の限界線との交点 a を求める。そして、この交点 a からの水平線と負荷曲線との交点を c とし、交点 c の t_p 値を $M_{r1}(\%)$ とする。これは初期摩耗後の負荷長さ率を表す。

【0015】

(2) M_{r2} : 負荷長さ率2(油溜り負荷率) M_{r2}

50

同様に、負荷曲線上で p_t 値の方向に 40% の幅をとり、この両端の高さの差が最小となる位置を探し、その 2 点を通る直線（最小傾斜線）と $t_p = 100\%$ の限界線との交点 b を求める。そして、この交点 b からの水平線と負荷曲線との交点を d とし、交点 d の t_p 値を $M_{r2}(\%)$ とする。これは長期摩耗後の負荷長さ率を表す。

【0016】

(3) R_{pk} : 初期摩耗高さ

辺 ac を底辺とし、 $t_p = 0\%$ の限界線上に他の一辺を有する直角三角形の面積が、0% 限界線と辺 ac と負荷曲線によって囲まれる部分の面積に等しくなるような 0% 限界線上の高さを $R_{pk}(\mu m)$ とする。これは初期摩耗高さを表す。

【0017】

(4) R_{vk} : 油溜り深さ

辺 bd を底辺とし、 $t_p = 100\%$ の限界線上に他の一辺を有する直角三角形の面積が、100% 限界線と辺 bd と負荷曲線によって囲まれる部分の面積に等しくなるような 100% 限界線上の高さを $R_{vk}(\mu m)$ とする。これは油溜りの谷深さを表す。

【0018】

(5) R_k : 有効負荷粗さ

上記で求めた c, d 間の高さの差を $R_k(\mu m)$ とする。これは面が長期間の摩耗で使用できなくなるまでに摩耗する高さを表す。

【0019】

(6) V_o : 油溜まり量

$V_o = (100 - M_{r2}) \times R_{vk} / 200000 (\text{mm}^3 / \text{mm}^2)$ で定義され、 1mm^2 の面積当たりの油溜り深さの中に溜まる油の容量を表している（図 4 参照）。

【0020】

(7) K : 油溜り深さ率

油溜り深さの有効負荷粗さに対する比、すなわち $K = R_{vk} / R_k$ （無次元数）で定義され、この値が大きいほど潤滑性が良好であることを示す。

【0021】

【発明が解決しようとする課題】

自動車はさまざまな使用環境に対応する必要があり、自動車用無段変速機についても、そのオイル温度が -30 程度の極低温から 120 程度の高温にまでいたる極めて広範囲の温度条件で運転される可能性があり、トラクションオイルは、このような極低温での流動性をも十分に確保する必要があることから、高温時の粘度は低下することになる。

【0022】

したがって、一般の自動車用トラクションオイルにおいては、入出力ディスク 3, 4 およびパワーローラ 6 のトラクション面の表面粗さがこれらディスク 3, 4 とパワーローラ 6 の間に介在するトラクションオイルの油膜厚さに対して十分に小さい場合、例えば、油膜厚さが $0.2 \mu m$ 程度に対して、表面粗さ R_a が上記従来例に示したように $0.05 \mu m$ 以下の場合には、押し付け力に対する伝達可能な力（この比がトラクション係数）は、伝達面の温度上昇と共に低下することになる。すなわち、運転時の温度条件に拘らず駆動力を伝達できるようにするためには、高温時にも十分な伝達力が得られるような大きな押し付け力を設定する必要があることになる。

【0023】

このように、高温時のトラクション係数が小さい場合には、所定の伝達力を得るために大きな押し付け力が必要となり、このような大きな押し付け力に耐え得る部品強度を確保するために部品重量が増大すると共に、各部品を支持するベアリングなどの摩擦損失が増大し、自動車動力の損失が増すという問題点があり、このような問題点の解消が従来の自動車用トロイダル式無段変速機における課題となっていた。

【0024】

【発明の目的】

本発明は、従来の自動車用トロイダル式無段変速機における上記課題に着目してなされた

10

20

30

40

50

ものであって、従来と同様の油膜形成状態を維持しながら、高温運転時においてもトラクション係数を高く保持することができ、押し付け力を高めることなく大きな駆動力を伝達することができる自動車用のトロイダル式無段変速機を提供することを目的としている。

【0025】

【課題を解決するための手段】

本発明の請求項1に係わる自動車用トロイダル式無段変速機は、駆動側および従動側回転体を備え、これら回転体のトラクション面間にトラクションオイルを介在させて動力を伝達する自動車用トロイダル式無段変速機において、駆動側および従動側回転体の少なくとも一方のトラクション面における油溜り深さ率 K の値が 0.9 以上で、油溜り量 V_o が 7×10^{-6} ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$)以上であると共に、駆動側および従動側それぞれの回転体トラクション面の2乗平均平方根粗さ Rq (μm)の値の2乗和の平方根を Rq_{syn} とし、トラクション部が最も高温になる運転条件下での接触部におけるトラクションオイルの油膜厚さであって、回転体の接触面寸法、材料特性、温度条件、運転条件、トラクションオイルの粘度特性から弾性流体潤滑理論により計算された油膜厚さを h (μm)とすると、前記油膜厚さと2乗和平方根の比(h / Rq_{syn})が 3.0 以下である構成としており、自動車用トロイダル式無段変速機におけるこのような構成を前述した従来課題を解決するための手段としたことを特徴としている。このとき、油膜厚さと2乗和平方根の比(h / Rq_{syn})については、請求項2に記載しているように 1.0 以下とすることがより望ましい。

【0026】

本発明の請求項3に係わる自動車用トロイダル式無段変速機は、同じく駆動側および従動側回転体を備え、これら回転体のトラクション面間にトラクションオイルを介在させて動力を伝達する自動車用トロイダル式無段変速機において、駆動側および従動側回転体の少なくとも一方のトラクション面における油溜り深さ率 K の値が 0.9 以上であると共に、駆動側および従動側それぞれの回転体トラクション面における油溜り量 V_o ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$)の値の2乗和の平方根を V_o_{syn} とし、トラクション部が最も高温になる運転条件下での接触部におけるトラクションオイルの油膜厚さであって、回転体の接触面寸法、材料特性、温度条件、運転条件、トラクションオイルの粘度特性から弾性流体潤滑理論により計算された油膜厚さを h (mm)とすると、前記油膜厚さと2乗和平方根の比(h / V_o_{syn})が 15.0 以下である構成としたことを特徴としており、自動車用トロイダル式無段変速機におけるこのような構成を前述した従来課題を解決するための手段としている。このとき、油膜厚さと二乗和平方根の比(h / V_o_{syn})については、請求項4に記載しているように 5.0 以下とすることがより望ましい。

【0027】

また、弾性流体潤滑理論による計算式としては請求項5に記載しているように、Hamrock and Dowsonの式を用いることが望ましく、トラクション部が最も高温になる運転条件としては請求項6に記載しているように、エンジンが最大出力を発生し、供給されるトラクションオイルの温度が最高となる条件を採用するようになることができる。

【0028】

本発明の請求項7に係わる自動車用トロイダル式無段変速機は、駆動側および従動側回転体を備え、これら回転体のトラクション面間にトラクションオイルを介在させて動力を伝達する自動車用トロイダル式無段変速機において、駆動側および従動側回転体の少なくとも一方のトラクション面における油溜り深さ率 K の値が 0.9 以上で、油溜り量 V_o の値が 7×10^{-6} ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$)以上であると共に、駆動側および従動側それぞれの回転体トラクション面における2乗平均平方根粗さ Rq の値の2乗和の平方根 Rq_{syn} が 0.07 (μm)以上である構成としたことを特徴としており、自動車用トロイダル式無段変速機におけるこのような構成を前述した従来課題を解決するための手段としている。このとき、駆動側および従動側それぞれの回転体トラクション面における2乗平均平方根粗さ Rq の値の2乗和の平方根 Rq_{syn} については、請求項8に記載しているように

0.2 (μm) 以上であることがより望ましい。

【0029】

本発明の請求項9に係わる自動車用トロイダル式無段変速機は、駆動側および従動側転動体を備え、これら転動体のトラクション面間にトラクションオイルを介在させて動力を伝達する自動車用トロイダル式無段変速機において、駆動側および従動側転動体の少なくとも一方のトラクション面における油溜り深さ率Kの値が0.9以上であると共に、駆動側および従動側それぞれの転動体トラクション面における油溜り量 V_o ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$) の値の2乗和の平方根 $V_o \text{ syn}$ が 1.3×10^{-5} ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$) 以上である構成としており、自動車用トロイダル式無段変速機におけるこのような構成を前述した従来の課題を解決するための手段としたことを特徴としている。このとき、駆動側および従動側それぞれの転動体トラクション面における油溜り量 V_o の2乗和の平方根 $V_o \text{ syn}$ としては、請求項10に記載しているように 4×10^{-5} ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$) 以上であることがより望ましい。

10

【0030】

【発明の作用】

本発明に係わる自動車用トロイダル式無段変速機においては、転動体のトラクション転動面の表面微細形状を接触部における高温時のトラクションオイルの油膜厚さとの関連において特定することにより、パワーローラおよび入出力ディスクの動力伝達面(トラクション面)における転がり滑り接触時の油膜形成状態を従来と同等に確保しながら、高温時においても、トラクション係数を高く保ち、もってパワーローラおよびディスクの転動疲労寿命を従来と同等に維持しつつ、押し付け力を低減して、押し付け力の増大に基づく部品の重量化を避けると共に、各部品の支持ベアリングにおける摩擦損失を少なくして自動車の動力損失の低減を図るものであるが、以下に、このような作用を2円筒転がり試験機によって再現した転がり滑り接触における実験データに基づいて説明する。

20

【0031】

図5は、上記2円筒転がり試験機の構造を示す概略図であって、図に示す2円筒転がり試験機10は、試験片としての一方の転動体T1を支持する主軸11と、同じく試験片としての他方の転動体T2を支持する従軸12を備え、主軸11にはトルクセンサ13が設けてあると共に、サーボモータ14のモータ軸14aとの間に主軸タイミングベルト15が掛け渡されている。

30

【0032】

また、従軸12は、軸方向と直交する方向に移動するスライドベースB上に固定された軸受16により回転自在に支持されていると共に、同様にスライドベースB上に固定されたサーボモータ17のモータ軸17aとの間に掛け渡された従軸タイミングベルト18を介してモータ軸17aに連結されており、スライドベースBをエアシリンダ19によって加圧することにより、従軸12に取付けられた転動体T2がベースBおよびサーボモータ17と共に移動し、オイルバス20中において両転動体T1、T2が接触して転動するようになっている。そして、一方の転動体T1側の動力伝達系である主軸11に設けたトルクセンサ13により主軸に発生するトルクを測定することによって、トラクション係数を算出することができる。

40

【0033】

一方の転動体T1は、直径：40mm、厚さ20mmであって、トラクション転動面が $R = 700 \text{ mm}$ のクラウニング形状をなす形状とし、JIS G 4052に規定されるクロムモリブデン鋼SCM420H鋼の浸炭焼入れ焼戻し材に研削および超仕上げ加工を施すことによって作成した。このとき、トラクション面の中心線平均粗さ R_a は $0.021 \mu\text{m}$ 、2乗平均平方根粗さ R_q は $0.03 \mu\text{m}$ 、DIN 4776に規定される油溜り量 V_o は $1.8 \times 10^{-6} \text{ mm}^3 / \text{mm}^2$ 、油溜り深さ率Kについては0.54となった。

【0034】

他方の転動体T2については、直径：40mm、厚さ20mmであり、トラクション転

50

動面がフラットな円筒形状とし、上記クロムモリブデン鋼 S C M 4 2 0 H 鋼の浸炭焼入れ焼戻し材に種々の加工方法を施すことによって、トラクション面の表面微細形状の異なるものを多数用意して、上記転動体 T 1 との組み合わせによる転がり滑り試験を行い、トラクションおよび油膜形成率を測定した。なお、これら転動体 T 1 , T 2 の表面形状については、触針式の粗さ計を用いて、カットオフ：0.08 mm、測定長さ：0.4 mmで測定した。

【0035】

前記2円筒転がり試験機による試験条件は、スリップ率：0～5%、平均転がり速度：0.52～5.2 m/s、平均軸回転数（主軸11と従軸12の回転数の算術平均）：250～2500 rpmとし、主軸11と従軸12に均等に差動を与えて平均転がり速度を一定にした。さらに、オイルバス20中のトラクションオイルの温度を100℃に設定し、エアシリンダ19の加圧によって生じる垂直荷重を147 Nとした。そして、電気抵抗法を用いて運転中の金属接触の状態をモニタリングし、測定電位差と完全分離状態における電位差との比を油膜形成率と定義し、運転中の金属接触状態を表すパラメータとした。

【0036】

図6は、上記転動体 T 1 , T 2 を組み合わせた、上記試験条件による試験結果としてのトラクション応力（トラクション力を接触面積で除したものを）を油膜厚さ h (μm) と転動体 T 1 および T 2 のトラクション面における表面粗さ R q s y n (ISO 468-1982による2乗平均平方根粗さ R q (μm)の駆動側転動体 T 1 および従動側転動体 T 2 の値の2乗の和の平方根)の比(膜厚比 = h / R q s y n)に対して整理したものである。なお、図6において、は超仕上げ加工を施した実施例2、はディンプル形状を施した実施例1を表している。

【0037】

また、油膜厚さ h については、Harmrock and Dowsonの式(B. J. Harmrock & D. Dowson, Proc. 5th Leeds-Lyon Symp. (1978) 22)、すなわち

$$H = 3.42 g v^{0.49} g E^{0.17} (1 - e^{-0.68 k})$$

により算出した。

ここで、

$$H \text{ (膜厚パラメータ)} = (h / R_x) (W / U)$$

$$g v \text{ (粘性パラメータ)} = G W^3 / U^2$$

$$g E \text{ (弾性パラメータ)} = W^8 / 3 / U^2$$

$$k \text{ (楕円パラメータ)} = (R_y / R_x)^2 /$$

$$U \text{ (速度パラメータ)} = u / (E' R_x)$$

$$W \text{ (荷重パラメータ)} = w / (E' R_x^2)$$

$$G \text{ (材料パラメータ)} = E'$$

o : トラクションオイルの大気圧下粘度 (mPa·s)

: トラクションオイルの圧力粘度係数 (GPa⁻¹)

w : トラクション部の押し付け力 (N)

u : トラクション部の転がり速度 (m/s)

R_x : トラクション部の転がり方向等価曲率半径 (m)

R_y : トラクション部の転がり方向に垂直な等価曲率半径 (m)

E' : トラクション部の等価縦弾性係数 (GPa)

である。

【0038】

弾性流体潤滑理論とは、潤滑面(部品)の弾性変形および潤滑油粘度の圧力依存性の両者を考慮した潤滑理論である。一般にレイノルズ方程式と潤滑面の応力と歪みの関係式(または圧力と潤滑面変形の関係式)および潤滑油粘度と圧力との関係式を連立させて解(発生圧力および潤滑面形状)を求めるものであって、実際の油膜厚さを計算する方法として、現状では最も精度の良い方法と言える。

【0039】

10

20

30

40

50

図6に示した結果によれば、表面粗さの形状にかかわらず、前記膜厚比が3以下の場合にトラクション応力が増大し、特に、膜厚比が1以下になるとトラクション応力が最大値を示すことが判る。

【0040】

一方、図7は、油膜形成率を膜厚比に対して整理したものであって、油膜形成率は表面粗さの形状に影響されている。

【0041】

さらに、表面微細形状について、DIN4776に規定される特殊負荷曲線パラメータの油溜り量 V_o と油溜り深さ率 K を用いて整理すると、図8の結果が得られ、油溜り深さ率 K が大きいものは、表面粗さの凸部頂点がより平らで、凹部がより深い形状となる。また、油溜り深さ率 K が0.9以上のものをAグループとすると共に、0.9未満のものを油溜り量 V_o の大きい順に、D、B、Cの各グループにグループ分けすると、Aのグループは他のグループのもの比べて、油溜り量 V_o も比較的大きくなっており、油溜り量 V_o が大きいことは凹部の溝深さの絶対値が大きいことを示している。

10

【0042】

そして、図9は、油膜形成率とトラクション係数（押し付け力に対する伝達可能な力の比）との関係で、図8に示したグループ毎に整理したものであって、グループAのものが、他のグループに比較して、油膜形成率が高い状態でトラクション係数が大きくなることが判明した。つまり、Aのグループのような表面微細形状とすることにより、油膜厚さが小さくなって（トラクション係数が大きくなって）も、高い油膜形成率を保持することが判る。すなわち、図8および図9からは、Aのグループの表面微細形状のみが0.9以上の油溜り深さ率 K と、 7×10^{-6} ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$)以上の油溜り量 V_o を備えており、このように油溜り深さ率 K を0.9以上とし、油溜り量 V_o を 7×10^{-6} ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$)以上とすることにより、大きなトラクション係数のもとで高い油膜形成率が保持されることになる。

20

【0043】

このような現象は、以下のメカニズムによるものと考えられる。

【0044】

まず、図6に示された特性については、膜厚比（ h/Rq_{syn} ）が小さくなると、表面粗さ先端で金属接触が発生し、流体摩擦より大きな金属接触または境界摩擦によって見掛けのトラクションが大きくなるとも考えられる。図8に示された加工法A以外の加工法によって得られる表面微細形状における特性については、見掛けのトラクションの増大が金属接触の増大に伴って発生しているため、この現象とも考えられる。しかし図8の加工法Aにより得られる表面微細形状における特性については、上記の考え方だけでは説明できず、以下のメカニズムが想定される。

30

【0045】

すなわち、今回の試験条件は、トラクションオイルが（せん断率に対して非線型ではあるが）粘性的な特性を示す条件であり、流体摩擦応力（トラクション応力）はせん断率に応じて発生する。実機のトラクションドライブ部の転がり滑り接触も、トラクション係数が低下する高温時には、この点において同等である。この時、膜厚比が小さいと、表面粗さの先端では、油膜厚さが局部的に小さくなり、油膜厚さの逆数である局部的せん断率が非常に大きくなることが想定される。このことによって、流体摩擦応力（トラクション応力）は境界膜強度を超えて発生することも十分想定できる。これにより、流体膜が部品表面間に存在（金属接触がない）していても、局部的には少なくとも境界膜強度（=境界摩擦応力）相当の応力が発生し得ると考えられる。さらに、加工法Aにより得られる表面微細形状の特徴は、油溜り深さ率 K が大きく、表面粗さの凸部頂点がより平らで、凹部がより深い形状となることであるが、このような形状であれば、同等の平均的な油膜厚さの時に表面粗さの先端における油膜厚さが局部的に小さくなり、油膜厚さの逆数である局部的せん断率が非常に大きくなる領域がより広いことが容易に推定される。さらに、表面粗さの先端が平らであるために、金属接触の確立が低いと同時にせん断率が小さくなり得ること

40

50

も想定できる。このような考え方によって図8に示された特性が説明でき、このようなメカニズムによって、本発明に係わる自動車用トロイダル式無断変速機においては、転動体のトラクション面を上記各請求項において規定した表面微細形状とすることにより、金属接触を抑制しつつ、高温時においてもトラクション係数が向上することになる。

【0046】

図10は、2乗平均平方根粗さ Rq (μm)と油溜り量 V_o (mm^3/mm^2)の関係を示すグラフであって、油溜り深さ率 K の大きさをプロット点の大きさを表しており、 K の値が同一であれば Rq と V_o とが比例関係にあることを示している。すなわち、油溜り量 V_o がある程度大きくなると、2乗平均平方根粗さ Rq について示した図6と同様に、トラクション応力やトラクション係数が増大することになり、油溜り深さ率 $K=0.9$ のとき、図10から Rq (mm) = $5 V_o$ の関係が得られることから、 K が0.9以上を考えると、図6において膜厚比 (h/Rq_{syn}) = 3のときの油膜厚さ h と V_o の比 (h/V_o_{syn})は、15.0に相当することになる。

10

【0047】

つまり、油溜り深さ率 K が0.9以上であれば、油膜厚さ h が小さくなくても高い油膜形成率を保つことができ、このとき上記比 (h/V_o_{syn})を15以下とすることによって、トラクション応力やトラクション係数が増大することになる。すなわち、自動車用トロイダル式無断変速機においてトラクション係数が低下する高温時の油膜厚さについて、請求項3に記載しているように、 V_o に対する油膜厚さ h の比 (h/V_o_{syn})が15以下になるように転動体トラクション面の表面微細形状を調整すれば、請求項1において膜厚比 (h/Rq_{syn})が3以下である場合と同様に、高温時のトラクション係数が増大し、かつ K が0.9以上であれば、油膜厚さが小さくなくても高い油膜形成率を保持して、金属接触の発生を抑制でき、転動体の転動疲労寿命が従来と同様に維持されることになる。

20

【0048】

また、前述したように、膜厚比 (h/Rq_{syn})が1以下であれば、高温時のトラクション応力およびトラクション係数が最も大きくなり(図6)、より好ましい作用効果が得られることになる(請求項2)。そして、図10に示した関係から、油溜り深さ率 K が0.9以上であれば、膜厚比 (h/Rq_{syn})の1以下は、 V_o に対する油膜厚さ h の比 (h/V_o_{syn})の5以下に相当することから、請求項4に記載しているように、上記比 (h/V_o_{syn})が5以下になるように設定すれば、請求項1と同様に、最大限の作用効果が得られることになる。

30

【0049】

さらに、自動車用トロイダル式無断変速機における高温時の油膜厚さについては、材料の許容面圧および耐熱性、オイルの耐熱性、エンジンの回転数および出力の限界などを考慮すると、 $0.2\mu\text{m}$ からさほど大きくかけ離れることはないと考えられる。したがって、トラクションオイルの油膜厚さ h を $0.2\mu\text{m}$ の一定値と考えれば、膜厚比 (h/Rq_{syn})が3以下ということは、 Rq_{syn} の $0.07\mu\text{m}$ 以上に相当(請求項8)し、 V_o と油膜厚さ h の比 (h/V_o_{syn})の15以下は、 V_o_{syn} の 1.3×10^{-5} (mm^3/mm^2)に相当(請求項10)する。そして、膜厚比 (h/Rq_{syn})の1以下は、 Rq_{syn} の $0.2\mu\text{m}$ 以上に相当(請求項9)し、 V_o と油膜厚さ h の比 (h/V_o_{syn})の5以下は、 V_o_{syn} の 4×10^{-5} (mm^3/mm^2)に相当(請求項11)する。

40

【0050】

【発明の効果】

本発明の請求項1に係わる自動車用トロイダル式無断変速機は、上記した構成、すなわち駆動側および従動側転動体の少なくとも一方のトラクション面における油溜り深さ率 K の値が0.9以上で、かつ油溜り量 V_o が 7×10^{-6} (mm^3/mm^2)以上であると共に、駆動側および従動側それぞれの転動体トラクション面の2乗平均平方根粗さ Rq (μm)の値の2乗和の平方根を Rq_{syn} とし、トラクション部が最も高温になる運転条

50

件下での接触部におけるトラクションオイルの油膜厚さであって、転動体の接触面寸法、材料特性、温度条件、運転条件、トラクションオイルの粘度特性から弾性流体潤滑理論により計算された油膜厚さを h (μm)とすると、前記油膜厚さと2乗和平方根の比(h/Rq_{syn})が3.0以下である構成としたものであるから、金属接触を防止して、転動体の転動疲労寿命を従来と同様に維持することができると共に、高温運転時においてもトラクション係数を高く維持して、押し付け力を高めることなく大きな駆動力を伝達することができるという極めて優れた効果をもたらすものである。また、本発明の請求項2に係わるトロイダル式無段変速機においては、前記油膜厚さと2乗和平方根の比(h/Rq_{syn})を1.0以下としていることから、上記効果を最大限のものとし、より確実な効果を得ることができる。

10

【0051】

本発明の請求項3に係わる自動車用トロイダル式無段変速機は、駆動側および従動側転動体の少なくとも一方のトラクション面における油溜り深さ率 K の値が0.9以上であると、共に、駆動側および従動側それぞれの転動体トラクション面における油溜り量 V_o (mm^3/mm^2)の値の2乗和の平方根を V_o_{syn} とし、トラクション部が最も高温になる運転条件下での接触部におけるトラクションオイルの油膜厚さであって、転動体の接触面寸法、材料特性、温度条件、運転条件、トラクションオイルの粘度特性から弾性流体潤滑理論により計算された油膜厚さを h (mm)とすると、前記油膜厚さと2乗和平方根の比(h/V_o_{syn})が15.0以下である構成としたものであるから、請求項1における油膜厚さと2乗和平方根の比(h/Rq_{syn})が3.0以下である場合に相当し、上記請求項1に係わるトロイダル式無段変速機の場合と全く同様の効果を得ることができる。さらに、本発明の請求項4に係わるトロイダル式無段変速機は、前記油膜厚さと二乗和平方根の比(h/V_o_{syn})を5.0以下としたものであって、請求項2における油膜厚さと2乗和平方根の比(h/Rq_{syn})が1.0以下である場合に相当するので、上記請求項2に係わるトロイダル式無段変速機の場合と同様に、上記効果を最大限に発揮させて、より確実なものとすることができる。

20

【0052】

本発明の実施の形態として請求項5に係わる自動車用トロイダル式無段変速機においては、トラクション部が最も高温になる運転条件下での接触部におけるトラクションオイルの油膜厚さ h を算出するための弾性流体潤滑理論による計算式として、Hamrock and Dowsonの式を用いるようにしており、さらに請求項6に記載しているように、トラクション部が最も高温になる運転条件として、エンジンが最大出力を発生し、供給されるトラクションオイルの温度が最高となる条件を採用するようにしているので、実際の油膜厚さを極めて精度よく算出することができる。

30

【0053】

本発明の請求項7に係わる自動車用トロイダル式無段変速機は、駆動側および従動側転動体の少なくとも一方のトラクション面における油溜り深さ率 K の値が0.9以上で、油溜り量 V_o の値が 7×10^{-6} (mm^3/mm^2)以上であると、共に、駆動側および従動側それぞれの転動体トラクション面における2乗平均平方根粗さ Rq の値の2乗和の平方根 Rq_{syn} が0.07 (μm)以上である構成としたものであって、トラクションオイルの油膜厚さ h を0.2 μm の一定値とみなしたときに、請求項1における油膜厚さと2乗和平方根の比(h/Rq_{syn})が3.0以下である場合に相当することから、上記請求項1に係わるトロイダル式無段変速機の場合と同様に、転動体の転動疲労寿命を従来と同等に維持しながら、高温運転時においてもトラクション係数を高く維持することができ、押し付け力を高めることなく大きな駆動力を伝達することができるという極めて優れた効果をもたらされる。また、本発明の請求項8に係わるトロイダル式無段変速機は、前記2乗平均平方根粗さ Rq の値の2乗和の平方根 Rq_{syn} を0.2 (μm)以上としたものであって、油膜厚さ h を一定値とみなしたときに、請求項2における油膜厚さと2乗平均平方根粗さ Rq の2乗和平方根の比(h/Rq_{syn})が1.0以下である場合に相当することから、上記請求項2に係わるトロイダル式無段変速機の場合と同様に、上記効果をさらに

40

50

高め、より確実なものとする事ができるという効果もたらされる。

【0054】

さらに、本発明の請求項9に係わる自動車用トロイダル式無段変速機においては、駆動側および従動側転動体の少なくとも一方のトラクション面における油溜り深さ率 K の値が0.9以上であると共に、駆動側および従動側それぞれの転動体トラクション面における油溜り量 V_o ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$)の値の2乗和の平方根 $V_o \text{ syn}$ が 1.3×10^{-5} ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$)以上であって、トラクションオイルの油膜厚さ h を一定値($0.2 \mu\text{m} = 2 \times 10^{-4} \text{mm}$)とみなしたときに、請求項3における油膜厚さと油溜り量 V_o の2乗和平方根の比($h / V_o \text{ syn}$)が15.0以下である場合に相当することから、転動体の転動疲労寿命を従来と同等に維持することができ、高温運転時においてもトラクション係数を高く維持して、押し付け力を高めることなく大きな駆動力を従動側転動体に伝達することができるという請求項3および請求項1に係わるトロイダル式無段変速機の場合と同様の効果もたらされる。そして、本発明の請求項10に係わるトロイダル式無段変速機においては、前記油溜り量 V_o の2乗和の平方根 $V_o \text{ syn}$ を 4×10^{-5} ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$)以上としていることから、油膜厚さ h を一定値とみなしたときに、請求項4における油膜厚さと油溜り量 V_o の2乗和平方根の比($h / V_o \text{ syn}$)が5.0以下である場合に相当し、請求項4および請求項2に係わるトロイダル式無段変速機の場合と同様に、上記効果をさらに高め、より確実なものとする事ができる。

【0055】

【実施例】

以下、本発明を実施例に基づいて、さらに具体的に説明する。

【0056】

実施例1 (ディンプル形状の表面)

まず、転動体として、図1に示したような形状を有する入出力ディスク3, 5およびパワーローラ6をクロムモリブデン鋼を用いて作成した。

【0057】

すなわち、JIS G 4052に規定されるSCM420H鋼(クロムモリブデン鋼)に浸炭焼入れ、焼戻しを施し、トラクション転動面を研削および超仕上げしたのち、空気式ショットピーニング機によって、硬さ750HV, 平均粒径0.05mmの鋼球を投射材として、エア圧0.49MPa (5kg/cm^2)でショットピーニングを施した。このとき、トラクション転動面となる部位に対して投射量がほぼ均一となるように、ワークを回転させると共に、ワークの回転軸方向に投射ノズルの首を振らせるようにした。なお、投射時間は20秒とし、このショットピーニングによって転動面にランダムな凹凸形状を形成させた。ショットピーニング処理ののち、テープラップを施すことにより、表面粗さの凸部を削り落とした。

【0058】

これら入出力ディスク3, 5およびパワーローラ6のトラクション転動面における表面形状を触針式の粗さ計を用いて測定し、DIN4776およびISO 468に基づいて、油溜り深さ率 K 、油溜り量 V_o 、および2乗平均平方根粗さ R_q をそれぞれ算出した。

【0059】

そして、上記入出力ディスク3, 5およびパワーローラ6を用いて、図1に示したようなトロイダル式無段変速機を組み立て、トラクション部が最も高温になる条件として、エンジンが最大出力を発生し、環境温度が高くてトラクションオイルの温度がオイルパン中で120程度となり、しかもトラクション面での発熱が最大となる変速比1:1の条件を想定して、このような無段変速機の運転条件において当該トロイダル式無段変速機のトラクション性能を調査し、これらの結果を表2に示した。

【0060】

なお、上記運転条件下では、トラクション部は約150の最高温度に達し、温度150でのトラクションオイルの粘度特性値、エンジン最大出力時における変速比1:1での

10

20

30

40

50

押し付け力、転がり速度、接触面の等価曲率については当該無段変速機の寸法から、等価弾性係数については部品の物性値から、それぞれ以下ようになる。

【0061】

大気圧下粘度 η : 2.5 (mPa·s)
 圧力粘度係数 λ : 10.0 (GPa⁻¹)
 押し付け力 w : 34300 (N)
 転がり速度 u : 28.0 (m/s)
 転がり方向等価曲率半径 R_x : 0.0286 (m)
 転がり方向に垂直な等価曲率半径 R_y : 0.0667 (m)
 等価縦弾性係数 E' : 226.0 (GPa)
 楕円パラメータ $k = (R_y / R_x)^{2/3}$: 1.71

そして、これらの値を弾性流体潤滑理論計算に基づいて求められた無次元パラメータと油膜厚さの関係を記述する Hamrock and Dowson の式 $H = 3.42 g v^{0.4} g^9 E^{0.17} (1 - e^{-0.68 k})$ に代入して、油膜厚さ h を求めると、 $h = 0.2 \mu\text{m} (= 2 \times 10^{-4} \text{ mm})$ と計算され、この値を用いて、油膜厚さと2乗平均平方根粗さ R_q の2乗和平方根の比 ($h / R_{q \text{ syn}}$)、および油膜厚さと油溜り量 V_o の2乗和平方根の比 ($h / V_o \text{ syn}$) を算出すると、表2示す結果となる。

【0062】

なお、上記式において

U (速度パラメータ) = $u / (E' R_x)$
 W (荷重パラメータ) = $w / (E' R_x^2)$
 G (材料パラメータ) = E'
 H (膜厚パラメータ) = $(h / R_x) (W / U)$
 $g v$ (粘性パラメータ) = $G W^3 / U^2$
 $g E$ (弾性パラメータ) = $W^{8/3} / U^2$

である。

【0063】

実施例2 (超仕上げ表面)

JIS G 4052 に規定される SCM420H 鋼 (クロムモリブデン鋼) に、同様に浸炭焼入れ、焼戻しを施し、トラクション転動面を研削および超仕上げすることによって、入出力ディスク3, 5およびパワーローラ6を形成したのち、油溜り深さ率 K 、油溜り量 V_o 、および2乗平均平方根粗さ R_q をそれぞれ同様に測定すると共に、これら入出力ディスク3, 5およびパワーローラ6を用いて、図1に示したようなトロイダル式無段変速機を同様に組み立て、実施例1と同様の運転条件のもとに、当該トロイダル式無段変速機のトラクション性能を調査し、これらの結果を表2に併せて示した。

【0064】

実施例3 (溝加工表面)

転動体の転動面を研削するまでは実施例1と同様にして、その後、先端 R が $200 \mu\text{m}$ の焼結体立方晶窒化ほう素 (c-BN) 工具を用いて、切削速度 250 m/min 、送り 0.05 mm/rev 、片肉切り込み量 0.02 mm の条件で超精密切削を行った。その後、テーブラップを施すことにより、表面粗さの凸部を削り落とし、表面微細形状を連続した溝と平坦部の組み合わせとすることによって、入出力ディスク3, 5およびパワーローラ6を形成したのち、油溜り深さ率 K 、油溜り量 V_o 、および2乗平均平方根粗さ R_q をそれぞれ同様に測定すると共に、これら入出力ディスク3, 5およびパワーローラ6を用いて、図1に示したようなトロイダル式無段変速機を同様に組み立て、実施例1と同様の運転条件のもとに、当該トロイダル式無段変速機のトラクション性能を調査し、これらの結果を表2に併せて示した。

【0065】

比較例

J I S G 4 0 5 2 に規定される S C M 4 2 0 H 鋼 (クロムモリブデン鋼) に、同様に浸炭焼入れ、焼戻しを施し、トラクション転動面を研削および超仕上げすることによって、入出力ディスク 3 , 5 およびパワーローラ 6 を形成し、油溜り深さ率 K 、油溜り量 V_o 、および 2 乗平均平方根粗さ R_q をそれぞれ同様に測定すると共に、これら入出力ディスク 3 , 5 およびパワーローラ 6 を用いて、図 1 に示したようなトロイダル式無段変速機を同様に組み立て、実施例 1 と同様の運転条件のもとに、当該トロイダル式無段変速機のトラクション性能を調査した。これらの結果を表 2 に併せて示す。

【 0 0 6 6 】

【 表 2 】

	入出力ディスク (3. 5)			パワーローラ (6)			R _{q sym} (μm)	h/R _{q sym}	V _{0 sym} (mm^3/mm^2)	h/V _{0 sym}	トラクション 性能
	K	R _q (μm)	V ₀ (mm^3/mm^2)	K	R _q (μm)	V ₀ (mm^3/mm^2)					
実施例1	1. 8	0. 045	9×10^{-6}	1. 1	0. 1	$1. 8 \times 10^{-5}$	0. 110	1. 82	2×10^{-5}	10. 0	0. 072
実施例2	1. 5	0. 05	10×10^{-6}	1. 2	0. 15	$2. 0 \times 10^{-5}$	0. 16	1. 26	$2. 2 \times 10^{-5}$	8. 9	0. 074
実施例3	1. 8	0. 02	$1. 8 \times 10^{-6}$	1. 5	0. 2	$3. 6 \times 10^{-5}$	0. 20	1. 0	$3. 5 \times 10^{-5}$	5. 7	0. 075
比較例	0. 540	0. 22	$1. 8 \times 10^{-6}$	0. 540	0. 22	$1. 8 \times 10^{-6}$	0. 031	6. 4	$2. 5 \times 10^{-6}$	78. 6	0. 065

$h = 0. 2 \mu\text{m} = 2 \times 10^{-4} \text{mm}$ (at 150°C)

表 2 に示した結果から明らかなように、油溜り深さ率 K が 0.9 以上で、油溜り量 V_o が 7×10^{-6} ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$) 以上、トラクション部が最も高温になる運転条件下での接触部におけるトラクションオイルの油膜厚さ h (μm) と駆動側および従動側それぞれの転動体トラクション面の 2 乗平均平方根粗さ $R_{q \text{ syn}}$ (μm) の値の 2 乗和の平方根 $R_{q \text{ syn}}$ との比 ($h / R_{q \text{ syn}}$) が 3.0 以下で、さらに前記油膜厚さ h (mm) と駆動側および従動側それぞれの転動体トラクション面における油溜り量 V_o ($\text{mm}^3 / \text{mm}^2$) の値の 2 乗和の平方根 $V_o \text{ syn}$ との比 ($h / V_o \text{ syn}$) が 15.0 以下である転動体を備えた実施例 1 に係わるトロイダル式無段変速機においては、これらの各数値が上記数値範囲から外れた転動体を用いた比較例の無段変速機に較べて格段に優れたトラクション性能を示すことが認められた。また、前記油膜厚さ h と 2 乗平均平方根粗さ $R_{q \text{ syn}}$ の 2 乗和平方根 $R_{q \text{ syn}}$ との比 ($h / R_{q \text{ syn}}$) が 1.0 以下であるとともに、油膜厚さ h と油溜り量 V_o の 2 乗和の平方根 $V_o \text{ syn}$ との比 ($h / V_o \text{ syn}$) が 5.0 以下である転動体を備えた実施例 2 に係わるトロイダル式無段変速機においては、さらに優れたトラクション性能を備えていることが確認された。

10

【図面の簡単な説明】

【図 1】トロイダル式無段変速機の基本構成を示す断面図である。

【図 2】(a) および (b) は中心線平均粗さ R_a および 2 乗平均平方根粗さ R_q の定義を示す説明図である。

【図 3】DIN 4776 に記載された特殊負荷曲線パラメータにおける油溜り深さ R_{vk} , 有効負荷粗さ R_k , 油溜り深さ率 K などの定義を示す説明図である。

20

【図 4】DIN 4776 に記載された特殊負荷曲線パラメータにおける油溜り量 V_o の定義を示す説明図である。

【図 5】転動体トラクション面の表面形状がトラクション性能に及ぼす影響の調査に用いた 2 円筒転がり試験機の構造を示す概略説明図である。

【図 6】膜厚比 ($h / R_{q \text{ syn}}$) とトラクション応力の関係を示すグラフである。

【図 7】膜厚比 ($h / R_{q \text{ syn}}$) と油膜形成率の関係を示すグラフである。

【図 8】転動体表面における特殊負荷曲線パラメータ油溜り量 V_o と油溜り深さ率 K との関係を示すグラフである。

30

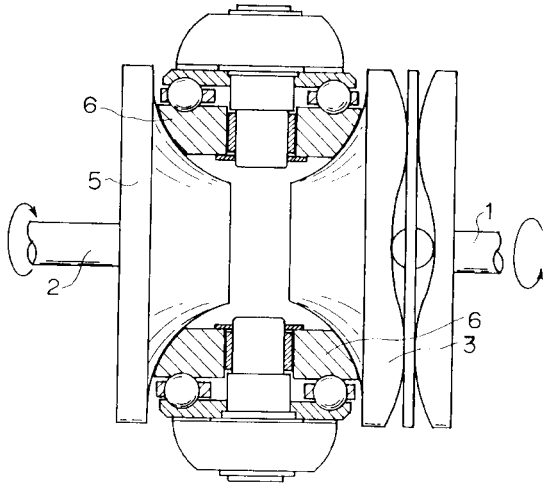
【図 9】油膜形成率とトラクション係数との関係を図 8 に示したグループについて整理して示すグラフである。

【図 10】転動体表面における 2 乗平均平方根粗さ R_q と特殊負荷曲線パラメータ油溜り量 V_o との関係を示すグラフである。

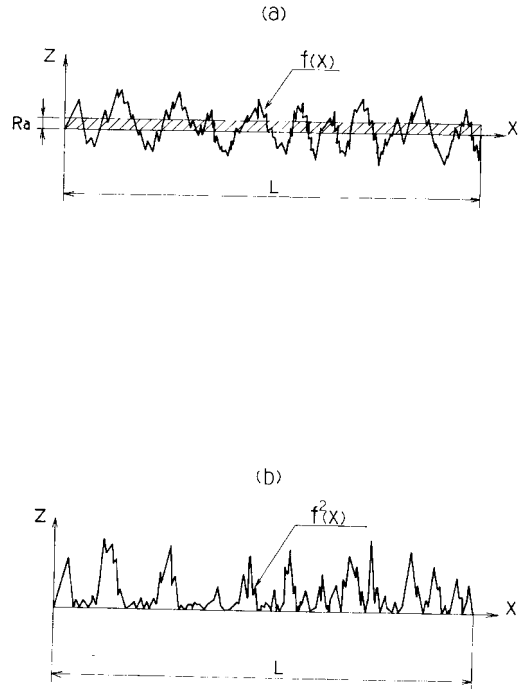
【符号の説明】

- 3 入力ディスク (転動体)
- 5 出力ディスク (転動体)
- 6 パワーローラ (転動体)

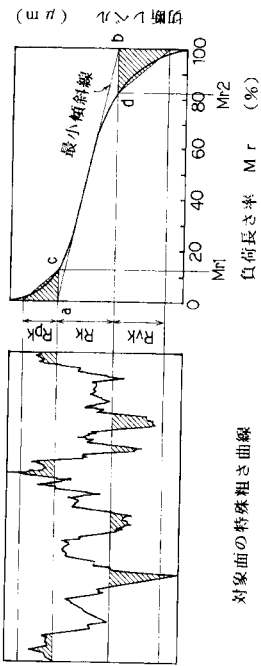
【 図 1 】



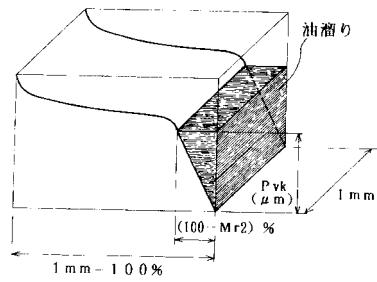
【 図 2 】



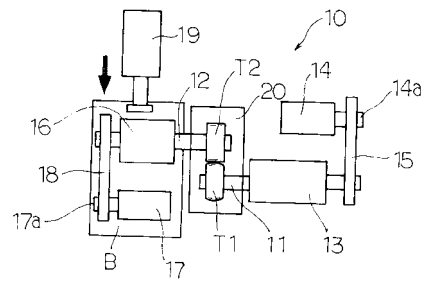
【 図 3 】



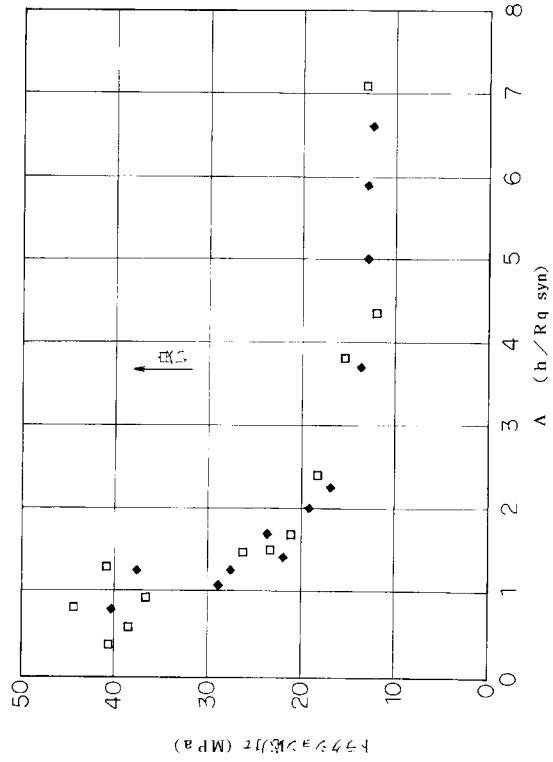
【 図 4 】



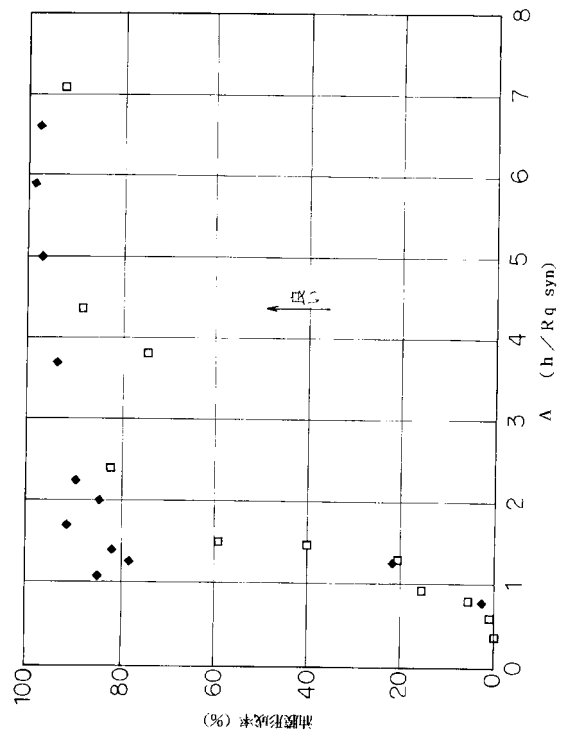
【 図 5 】



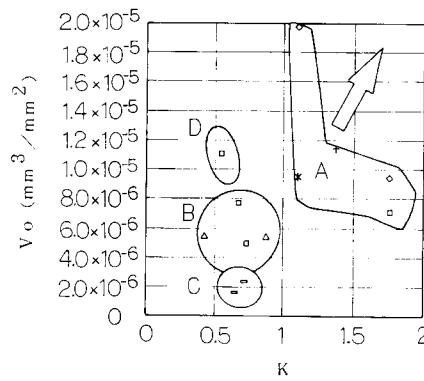
【 図 6 】



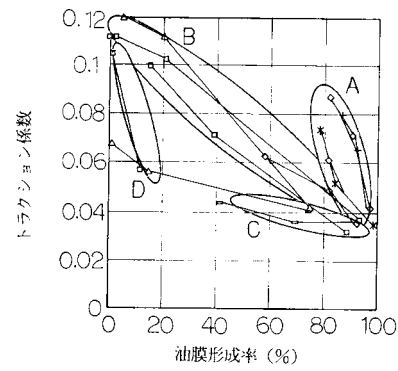
【 図 7 】



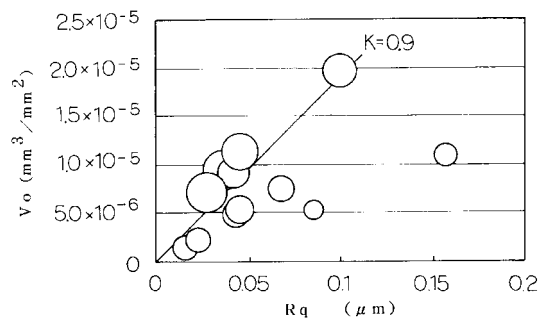
【 図 8 】



【 図 9 】



【 図 10 】



フロントページの続き

(72)発明者 渡 辺 純
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社 内

審査官 平瀬 知明

(56)参考文献 特開平07-103303(JP,A)
特開平07-293668(JP,A)
特開平08-296709(JP,A)
特開昭61-189363(JP,A)
特開昭61-024820(JP,A)
特開昭61-211518(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)
F16H 13/00 - 15/56,
F16H 9/00 - 9/26,
F16H 51/00 - 55/30,
F16H 57/00 - 57/12,
F16C 19/00 - 19/56,
F16C 33/30 - 33/66