

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2019-108958

(P2019-108958A)

(43) 公開日 令和1年7月4日(2019.7.4)

(51) Int.Cl. F 1 テーマコード (参考)
F 1 6 H 55/08 (2006.01) F 1 6 H 55/08 A 3 J 0 3 0

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 10 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2017-243776 (P2017-243776) (22) 出願日 平成29年12月20日 (2017.12.20)</p>	<p>(71) 出願人 517446131 X r o b o t 技研株式会社 東京都中央区新富2丁目5番2号 増田ビル2階 (74) 代理人 100080207 弁理士 松田 克治 (72) 発明者 福居 和幸 広島県福山市本庄町中2丁目14番20号 (72) 発明者 鶴澤 孝行 千葉県我孫子市都1番地の4 (72) 発明者 横井 忠志 東京都港区港南4丁目7番1-1821号 Fターム(参考) 3J030 AA00 AB00 BA01 BB13 CA02</p>
--	--

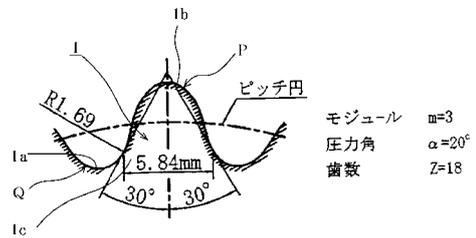
(54) 【発明の名称】 スパイラル歯形歯車の構造

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 歯車の振動、騒音及び歯面の摩耗を軽減し、歯の面圧強度及び曲げ強度を高める新規なスパイラル歯形歯車の構造を提供する。

【解決手段】 歯形曲線の全軌跡または軌跡の一部をスパイラルで構成するとともに、歯形歯車のピッチ点を始点とする歯の所定ピッチ領域内においては歯形曲線の全軌跡または軌跡の一部を構成するスパイラルは、連続した単一のスパイラルであり、使用するスパイラルをX軸及びY軸方向に伸縮することによってできる変形スパイラルとし、スパイラル歯形歯車の歯先を水平線として歯底を円弧とし、噛合せる範囲をスパイラルとした。

【選択図】 図6



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

相手方の歯形歯車と噛合せて動力を伝達するスパイラル歯形歯車の構造において、歯形曲線の全軌跡または軌跡の一部をスパイラルで構成するとともに、歯形歯車のピッチ点を始点とする歯の所定ピッチ領域内においては、前記歯形曲線の全軌跡または軌跡の一部を構成するスパイラルは、連続した単一のスパイラルであることを特徴とするスパイラル歯形歯車の構造。

【請求項 2】

使用するスパイラルを X 軸及び Y 軸方向に伸縮することによってできる変形スパイラルとしたことを特徴とする請求項 1 記載のスパイラル歯形歯車の構造。

10

【請求項 3】

使用するスパイラルを X 軸又は Y 軸方向に伸縮することによってできる変形スパイラルとしたことを特徴とする請求項 1 記載のスパイラル歯形歯車の構造。

【請求項 4】

前記スパイラル歯形歯車の歯先を水平線として歯底を円弧とし、噛合せる範囲をスパイラルとしたことを特徴とする請求項 1 記載のスパイラル歯形歯車の構造。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

30

【0001】

本発明は、歯車の振動、騒音及び歯面の摩耗を軽減し、歯の面圧強度及び曲げ強度を高める新規なスパイラル歯形歯車の構造を提供するものである。

【背景技術】

【0002】

この種のスパイラル歯形歯車の構造を示す従来の技術の例としては、図 9 に示す特公昭 55 - 38541 号特許公報に開示された技術がある。

従来の技術では、これまで知られている歯車ポンプの歯車として比容量と有効仕事率を大きくし、かつすべり率を小さくするためにラックカッターの歯形としてピッチ点中心の円弧を最大限に活用し、両円弧の接続部分を直線または正弦曲線で連続的に結合する歯形が考えられていた。この歯形をもつラックカッターから一義的に定まる歯車歯形をもつ歯車ポンプはこれまで知られている歯車ポンプ用歯車としては最高の性能に近い性能をもつものである。しかし、ラック歯形曲線の接続部に対応する歯車歯面ではすべり率が不連続となり、その結果図 9 に示したように摩耗が顕著である。この不利な点を解消するために予めラックの外形曲線を一本の歯形曲線で考えることはこれまでいろいろと試みられたがいずれも上記歯車に比して容量を有効仕事率を共に高めることができなかつたという構成であった。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

50

【特許文献1】特公昭55-38541号特許公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

従来の技術は、叙上した構成、作用であるので次の課題が存在した。

すなわち、上述した従来の技術によれば、現在に於ける未解決の問題点としては次の点が挙げられる。すなわち使用時、歯面に於けるすべり率が大きく、歯面が摩耗しやすいこと次に、歯車の凸面と凸面の噛み合いであるので、歯面の接触面圧が大きく摩耗やピッチングが発生しやすいこと次に、歯車の歯元形状に基づく歯元応力が大きく、高負荷や衝撃による歯元の折損を生じやすいこと次に、ホブ加工に於いて或る歯数以下で歯元に切下げを生じること次に、バックラッシュがなければ円滑な噛み合い回転運動が困難であること。更に、歯の振動及びバックラッシュなどによる運転時の騒音が大きいという問題点を歯形の改良によって解決することが本発明の課題である。

10

【課題を解決するための手段】

【0005】

本発明はかかる問題点を解決すべく創作したものであり、特に、歯面の摩耗を防止し、凸面と凸面の噛み合いに於いて、摩耗やピッチングの発生を防ぎ又は、高負荷や衝撃が掛かっても歯元の折損を生じることがなくホブ加工に於いても歯元に切下げを生じさせなく、歯車の円滑な噛み合い回転運動を好適にすると共に歯の振動及びバックラッシュなどが生じても運転時の騒音を極めて低減することを目的としたものであり、次の構成、手段から成立する。

20

【0006】

すなわち、請求項1に記載の発明によれば、相手方の歯形歯車と噛み合せて動力を伝達するスパイラル歯形歯車の構造において、歯形曲線の全軌跡または軌跡の一部をスパイラルで構成するとともに、歯形歯車のピッチ点を始点とする歯の所定ピッチ領域内においては、前記歯形曲線の全軌跡または軌跡の一部を構成するスパイラルは、連続した単一のスパイラルであることを特徴とするスパイラル歯形歯車の構造であることを特徴とし、請求項2に記載の発明によれば、使用するスパイラルをX軸及びY軸方向に伸縮することによってできる変形スパイラルとしたことを特徴とする請求項1記載のスパイラル歯形歯車の構造であることを特徴とし、請求項3に記載の発明によれば、使用するスパイラルをX軸又はY軸方向に伸縮することによってできる変形スパイラルとしたことを特徴とする請求項1記載のスパイラル歯形歯車の構造であることを特徴とし、さらに、請求項4に記載の発明によれば、前記スパイラル歯形歯車の歯先を水平線として歯底を円弧とし、噛み合せる範囲をスパイラルとしたことを特徴とする請求項1記載のスパイラル歯形歯車の構造であることを特徴とする。

30

【発明の効果】

【0007】

本発明に係るスパイラル歯形歯車の構造は、叙上の構成を有するので次の効果がある。

【0008】

すなわち、請求項1に記載の発明によれば、相手方の歯形歯車と噛み合せて動力を伝達するスパイラル歯形歯車の構造において、歯形曲線の全軌跡または軌跡の一部をスパイラルで構成するとともに、歯形歯車のピッチ点を始点とする歯の所定ピッチ領域内においては、前記歯形曲線の全軌跡または軌跡の一部を構成するスパイラルは、連続した単一のスパイラルであることを特徴とするスパイラル歯形歯車の構造であることを特徴とし、請求項2に記載の発明によれば、使用するスパイラルをX軸及びY軸方向に伸縮することによってできる変形スパイラルとしたことを特徴とする請求項1記載のスパイラル歯形歯車の構造であることを特徴とし、請求項3に記載の発明によれば、使用するスパイラルをX軸又はY軸方向に伸縮することによってできる変形スパイラルとしたことを特徴とする請求項1記載のスパイラル歯形歯車の構造であることを特徴とし、さらに、請求項4に記載の発明によれば、前記スパイラル歯形歯車の歯先を水平線として歯底を円弧とし、噛み合せる範囲

40

50

をスパイラルとしたことを特徴とするスパイラル歯形歯車の構造であることを特徴とする請求項1記載のスパイラル歯形歯車の構造を提供する。

このような構成としたので、歯面の摩耗を防止し、凸面と凸面の噛合いに於いて、摩耗やピッチングの発生を防ぎ又は、高負荷や衝撃が掛かっても歯元の折損を生じることがなくホブ加工に於いても歯元に切下げを生じさせなく、歯車の円滑な噛合い回転運動を好適にすると共に歯の振動及びバックラッシュなどが生じても運転時の騒音を極めて低減するという効果がある。

【0009】

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】本発明に係るスパイラル歯形歯車の構造に於いて歯形として採用したスパイラルの説明図である。

【図2】本発明に係るスパイラルから歯形曲線を作成する過程を示す説明図である。

【図3】本発明に係るスパイラルから基軸全体を原点0を回転中心として反時計方向に回転させて得た歯形曲線を作成する過程を示す説明図である。

【図4】本発明に係る一つの実施例に係る歯形曲線の全軌跡をスパイラルのみで構成した基本スパイラル歯形を示す説明図である。

【図5】本発明に係る変形スパイラルの他の実施例を示す説明図である。

【図6】本発明に係る基本スパイラル歯形歯車の一つの実施例に於ける歯元形状を示す断面図である。

【図7】本発明に係るスパイラルの相似性を示す説明図である。

【図8】本発明に係る一つの実施例に係る基本スパイラル歯形歯車の噛合い状態を示す説明図である。。

【図9】従来技術に於ける歯車の摩耗状態を示した説明図である。

【発明を実施するための形態】

【0011】

以下、本発明に係るの実施の形態について、添付図面に基づき詳細に説明する。

【0012】

本発明に係るスパイラル歯形歯車のスパイラルを描き、それから歯形曲線を得る構成を第1図から第4図を用いて説明する。まず、スパイラルは第1図に於いてスパイラルの任意の一点PのX座標、Y座標の値は次の式(1)及び(2)で与えられる。

$$X = A\sqrt{2\tau} \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{1}{(4i-3)(2i-2)!} (-1)^{i+1} \tau^{2i-2} \right\}$$

$$= A\sqrt{2\tau} \left\{ 1 - \frac{1}{10}\tau^2 + \frac{1}{216}\tau^4 - \frac{1}{9360}\tau^6 + \frac{1}{685440}\tau^8 - \Lambda \Lambda \right\} \Lambda \Lambda \quad (1)$$

$$Y = A\sqrt{2\tau} \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{1}{(4i-1)(2i-1)!} (-1)^{i+1} \tau^{2i-1} \right\}$$

$$= A\sqrt{2\tau} \left\{ \frac{1}{3}\tau - \frac{1}{42}\tau^3 + \frac{1}{1320}\tau^5 - \frac{1}{75600}\tau^7 + \frac{1}{6894720}\tau^9 - \Lambda \Lambda \right\} \Lambda \Lambda \quad (2)$$

ここで、

A : $LR = A^2$ で定義されるスパイラルのパラメータ(長さ)(mm)

L : 原点0からP点までの曲線の弧の長さ(mm)

R : P点に於ける曲率半径(mm)

: P点に於ける接線がX軸となす角(ラジアン)

とすれば、スパイラルに於ける式(1)及び式(2)からX、Yの座標値を算出することによって、数値制御による機械加工が可能である。すなわち、歯車創成加工用のホブカッ

10

20

30

40

50

タの製造はもとより、マシニングセンター、ワイヤカット放電加工機等で、現在実用されている歯車加工設備によって何ら支障なく、安価で汎用的に歯車を製作することが可能である。

【 0 0 1 3 】

次に第 2 図、第 3 図及び第 4 図を用いて、スパイラルから歯形曲線を得る手順を詳細に説明する。以下座標値を含めて長さの単位は全て (mm) である。また、数式中の角度の単位は全て (ラジアン) である。

ここで、手順 1 では第 2 図に示されるスパイラル上の一点 P_n の座標を X_n 、 Y_n とし、点 P_n に於いて曲線に内接する円の半径を R_0 、中心点を C とする。このときの座標軸 X_0 、 Y_0 をスパイラル基軸という。ここで、手順 2 ではスパイラルに P_n 点で内接する円の中心点 C の座標を X_c 、 Y_c とすれば、 X_c 、 Y_c の値は次の式 (3) (4) で与えられる。

10

$$X_c = X_n - R_0 \times \sin \tau \quad \wedge \wedge \quad (3)$$

$$Y_c = Y_n + R_0 \times \cos \tau \quad \wedge \wedge \quad (4)$$

【 0 0 1 4 】

ここで、手順 3 では求める基本歯形のモジュールを決め、完成させる歯形の歯末のたけを予測して R_0 と Y_c の仮値を与える。そして、仮値を決めるにはグラフを採用する。ここで、手順 4 では前記の式 (1) と (2) を採用し、第 2 図に於けるスパイラルの A との値を求める。ここで、手順 5 では原点 O から点 P_n までの曲線の弧の長さを L_n とし、 L_n を N 個 (N は整数値) に分割した単位長さを s とすれば、 L_n 及び s は次の式 (5)、(6) から求められる。

20

$$L_n = 2\tau \times R_0 \quad \wedge \wedge \quad (5)$$

$$s = L_n / N \quad \wedge \wedge \quad (6)$$

30

【 0 0 1 5 】

ここで、手順 6 では次に、原点 O から点 P_n までのスパイラルの N 個の各点に於ける τ_j を次の式 (7) から求める。

40

$$\tau_j = \frac{1}{2} \left(\frac{s \times j}{A} \right)^2 \quad \wedge \wedge \quad (7)$$

$$\text{但し、} \quad j = 1, 2, 3, \wedge, N$$

ここで、手順 7 ではこうして得られた A 、 τ_j の値を、前述の式 (1)、(2) に代入して、スパイラル上の各点の X_0 座標値、 Y_0 座標値を得る。各点を滑らかな曲線で結んで

50

スパイラルを完成させる。

【 0 0 1 6 】

ここで、手順 8 ではさらに $j = N$ のときの X_0 座標値 X_n と τ_n を用いて、 X_c の値を次の式 (8) から求める。

$$X_c = X_n - R_0 \times \sin \tau_n \quad \wedge \quad (8) \quad 10$$

【 0 0 1 7 】

ここで、手順 9 ではこのようにして得られた図形及びスパイラル基軸の全体を、原点 0 を回転中心として反時計回り方向に (°) だけ回転させる。そして改めて原点 0 を通り水平、垂直な座標軸 X 、 Y を設け、第 3 図を得る。ここで、軸 Y_0 と軸 Y のなす角度 (°) が歯形に於ける圧力角となる。この新しい座標に於ける点 C の座標値 X_{cc} 、 Y_{cc} は次の式 (9) (1 0) の座標変換式によって得られる。 20

$$X_{cc} = X_c \times \cos \alpha - Y_c \times \sin \alpha \quad \wedge \quad (9)$$

$$Y_{cc} = X_c \times \sin \alpha + Y_c \times \cos \alpha \quad \wedge \quad (10)$$

30

【 0 0 1 8 】

ここで、手順 1 0 では次に第 3 図に於いて、スパイラルの X 座標値が最大値となるときの Y 座標値 Y_{cc} が $m / 4$ に極めて近い値となるまで、手順 3 から手順 1 0 までの計算を繰り返し行う。このとき R_0 を固定値とし、 Y_{cc} を変数とし次の式 (1 1) を満足することが望ましい。

$$\left| Y_{cc} - \frac{\pi m}{4} \right| < 0.00005 \quad \wedge \quad (11) \quad 40$$

ここで、手順 1 1 では上記の手順によって得られたスパイラルを、原点 0 を通り、 X 軸と 45° をなす傾斜軸を回転軸として反転する。こうして得られたスパイラルが第 4 図に示される基本スパイラル歯形曲線である。すなわち原点 0 から歯先 P までの間が基本スパイラル歯形の所定ピッチ、例えば $1 / 4$ ピッチを形成する。

【 0 0 1 9 】

第 4 図に於いて、得られた曲線を歯形曲線として採用する為には次の 2 つの関係を同時に 50

満足する幾何学的条件が必要である。先づ第 1 として歯先 P に内接する半径 R_0 の円の中心 C の Y 座標値が E である。次に第 2 として中心 C の X 座標値が $m/4$ である。ここで m は歯形のモジュールであり、任意に選択出来る。内接する円の中心点 C のスパイラル基軸からの距離を X_c 、 Y_c とすれば、E は上記の 2 つの幾何学的条件から次の式 (12) によって与えられる。

$$E = \sqrt{(X_c)^2 + (Y_c)^2 - \left(\frac{\pi m}{4}\right)^2} \quad \wedge \wedge \quad (12)$$

10

【0020】

本発明は、上述の手順によってスパイラル歯形曲線の所定ピッチ、例えば 1/4 ピッチ分を求め、スパイラルのパラメータ A をそのまま歯形のモジュール m に置換した。さらに圧力角 ϕ を与えて、点 P を歯先、点 Q を歯底とする基本スパイラル (第 4 図に示す曲線) からなる一つの実施例としての基本歯形図形を得られた。さらにモジュール m と圧力角 ϕ を与えることによって基本スパイラルから成る歯形は、1 個の曲線に特定されることとなった。これは、圧力角 ϕ の基本スパイラル歯形は各モジュール m に対し各々 1 個のみ与えられないことを示すものであり、従来インボリュート歯形歯車と全く同様にモジュール m によって歯形を規格化し、管理することが出来る。

20

【0021】

スパイラルは先に述べた如く、直線と円弧を結ぶ緩和曲線であることから、直線が角度をもっているも、特定の位置の円弧と滑らかに接続することが可能である。従って圧力角は、歯車の使用目的に合わせて最適の角度を任意に選択することが出来る。本発明は圧力角を広い範囲にわたって変化させて、得られた歯形図形を評価した結果、次のことが判明した。即ち、圧力角 ϕ が小さくなると歯先 P、歯底 Q の形状が先鋭となり、例えば 10° 未満であればそのままでは歯形として成り立たなくまた圧力角極めて大きくなると、逆に歯先 P 及び歯底 Q がなだらか過ぎて歯形の機能を減じる。

30

【0022】

本発明はスパイラル歯形の設計に於ける自由度を高めその結果、スパイラルの X 座標値及び Y 座標値に各々定数を乗じることによって成立する変形スパイラルも歯形曲線として用いることが出来る。すなわち、選択した或るモジュール、圧力角 ϕ 、 R_0 及び Y_c の条件のもとで、変形の比率を選ぶことによって歯先 P と歯底 Q との頂隙や歯末のたけを最適化することができる。変形の比率は、歯車の大きさと用途及び求められる性能と特性に応じて自由に選択し、該変形スパイラルの実施例を図 5 に示す。

40

【0023】

さらに、モジュールと圧力角 ϕ を任意に選んで得られる基本スパイラル又は他のスパイラルの歯先の X 座標値が例えば $m/4$ とならない場合は、X 座標値が $m/4$ である Y 軸と平行な垂直線上の任意の点をその中心として、該曲線に内接する円と該曲線とをその接点で接続して歯形曲線を構成することが出来る。これがスパイラルと他の曲線からなる歯形曲線が構成される。

【実施例】

【0024】

次に、本発明に係るの実施例について詳細に説明する。

このようにして得られた本発明に係るスパイラル歯形の第 1 の特徴は、図 6 に示すようにスパイラル歯形歯車 1 の噛合い時の接触面が相互に凹面 1 a と凸面 1 b による面接触とな

50

ることである。これはスパイラルが曲率の変化率が一定である連続した曲線であることに起因する。つまり接触点に於ては凸面 1 b の曲率半径と凹面 1 a の曲率半径はほぼ等しい。これによって、面接触が生まれて、接触点に於ける面圧応力が低下し、摩耗が少なく低騒音の歯車が得られた。これと対照的に、インボリュート歯形歯車では凸面 1 b と凸面 1 a の点接触であって、接触点の面圧応力が高いことが判明した。

【0025】

第2の特徴としては、第1図からスパイラルは直線と円弧とを極めて滑らかに結ぶ緩和曲線である。従って第4図の0点近傍では極めて直線に近い形状であり、歯先P点近傍では極めて円弧に近い形状となる。このことは歯形曲線に於いては、ピッチ点近傍が直線に近い形状をなし、歯先P及び歯底Qが円弧に近い形状となる。即ちスパイラル歯形歯車1の歯車の噛合いに於いて発生する加工、組立誤差等による歯車の芯間距離の多少のズレに対してもインボリュート歯形歯車と同等に円滑な噛合いをする。また歯元1cに於いては、インボリュート歯形歯車に比べて図6に示すように歯元1cのR寸法が大きく、かつ歯数の少ないスパイラル歯形歯車1でも創成加工によるアンダカットを生じない歯底Q形状を構成する。これによって、伝動荷重による応力集中が少なく、従って歯元1cの曲げ強度の高い歯車となる。図6は本発明に係る基本スパイラル歯形歯車の一つの実施例に於ける歯元形状を示す断面図である。

10

【0026】

第3の特徴は、スパイラルが放物線や楕円と異なり、すべて相似であることである。即ち異なる条件でスパイラルを描いても、図形の大きさが異なるのみで完全な相似形となる。この状況を図7に示す。この特徴ゆえにスパイラル歯形歯車1に於いても、インボリュート歯形歯車と同一の概念でモジュールを用いて歯の形状寸法を特定し、規格化することが出来、歯切り加工に於いても、ホブカッタをモジュールで管理することが出来る。このことはスパイラル歯形歯車1は利用度の高い技術といえる。

20

【0027】

上述した構成で成立するスパイラル歯形歯車1の歯形を動力伝達用歯車として用いるときには頂隙を必要とする場合が多い、これは基本スパイラル歯形に於いても、スパイラルと円弧や直線からなる歯形に於いても共通する。頂隙を設けるには、歯先P又は歯底Qのどちらか一方について、これに内接する円弧の半径 R_0 を僅かに大きく又は小さくしてスパイラルに滑かに接続させ、噛合いに関与しない歯先P頂部を水平線で切り取ることで任意の頂隙を設ける。

30

またインボリュート歯形歯車に於いては、歯車の噛合率を大きくする為に平歯車よりもはすば歯車が選択される。これは本発明に係るスパイラル歯形歯車1に於いても同様に、何等支障なく平歯車とはすば歯車を製作できる。はすば歯車とすることによって、より曲げ強度の大きい低騒音の歯車が得られる。

【0028】

一般的に歯車の噛合い運転時に発生する騒音の主原因の一つは、駆動側歯車の歯元部と従動側歯車の歯先部との噛合い開始点での双方の形状の組み合わせにあり、本発明によれば上述した基本スパイラル歯形歯車1と同一のモジュール及び歯数で、かつ同一の材質、加工方法によって、歯形を種々に変えたスパイラル歯形歯車1及びインボリュート歯形歯車を構成し、低騒音化を実現した。

40

【産業上の利用可能性】

【0029】

本発明はスパイラル歯形歯車の構造であって、歯車の厚さすなわち重量を軽減でき、軽量を実現し、モジュール管理が出来るのみならず特定のモジュールに於いても、圧力角、スパイラル歯形歯車の形状、歯たけを自由に設定して用途に最適の歯形を持つ歯車を製作でき、歯形と歯たけを適切にすればバックラッシュを完全になくして滑かに回転させることができ、各種の機器に広く利用することができ産業の発達に寄与する。

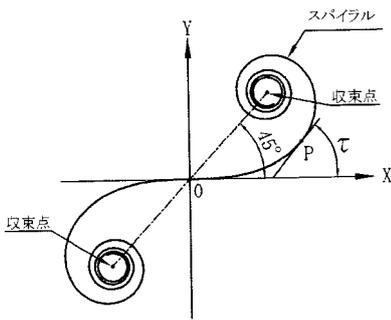
【符号の説明】

【0030】

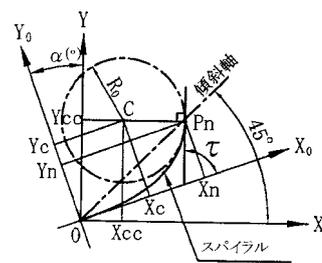
50

- 1 スパイラル歯形歯車
- 1 a スパイラル歯形歯車の凹面
- 1 b スパイラル歯形歯車の凸面
- 1 c スパイラル歯形歯車の歯元
- R o 点 P n に於ける曲線に内接する円の半径
- C 点 P n に於ける曲線に内接する円の中心点
- L n 原点 O から点 P n までの曲線の弧の長さ (m m)
- P スパイラル歯形歯車の歯先
- Q スパイラル歯形歯車の歯底

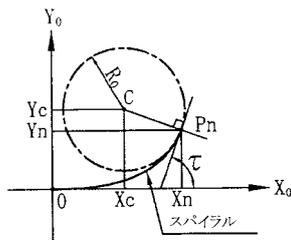
【 図 1 】



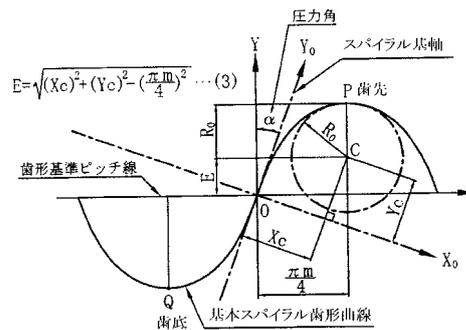
【 図 3 】



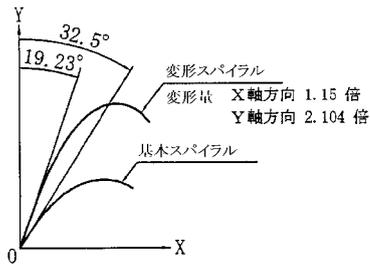
【 図 2 】



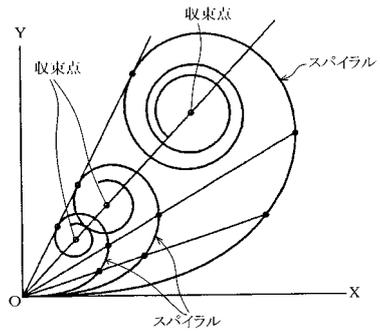
【 図 4 】



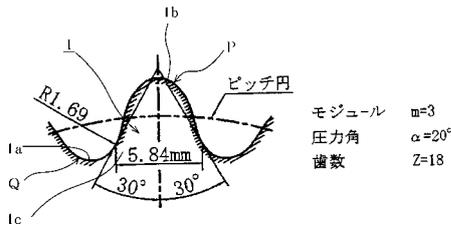
【 図 5 】



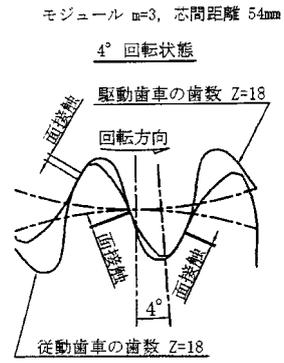
【 図 7 】



【 図 6 】



【 図 8 】



【 図 9 】

