動力循環式内歯車試験機のねじり振動解析*

永 村 和 照^{*1}, 池 条 清 隆^{*1}Analysis of Torsional Vibration in Power Circulating-Type
Internal Gear Testing Machine

Kazuteru NAGAMURA and Kiyotaka IKEJO

This paper presents an analytical procedure for simulating torsional vibration in a power circulating-type internal gear testing machine. The differential equations for the rotation in the system were derived, and the root stress of the internal gear and the torsional vibration of the gear shaft were calculated. Then, the calculated results were compared with the experimental data. The relationship between dynamic tooth load and torsional vibration in a power circulating-type internal gear testing machine was discussed.

Key Words: Gear, Vibration, Internal Gear, Root Stress, Dynamic Load, Torsional Vibration, Run-Out Error, Pitch Error

1. 緒 言

外歯車と内歯車を組合せた内歯車装置は、同じ歯数比の外歯車装置に比較して、中心距離が短い、凹面と凸面のかみあいであるため接触応力が小さい、かみあい率が高い、相対すべりが少ないなどの利点がある。しかしその反面、内歯車装置の短所として、干渉の発生、加工精度の悪さなどが挙げられる⁽¹⁾。この加工精度の悪さのため、内歯車装置では振動・騒音などのトラブルが生じやすい。著者らは、既報⁽²⁾において内歯車装置の動特性について実験的に研究し、内歯車装置ではトルク変動が内歯車の歯面動荷重に影響を及ぼし、トルク変動は内歯車対の偏心誤差やピッチ誤差が主な起振力となっていることを明らかにした。また、日高⁽³⁾⁽⁴⁾らは内歯車を持つ遊星歯車装置の実験的研究においても同様の結果を得ている。

従来の歯車の振動に関する研究では、歯車装置、駆動・被動機械より成る機械システムにおいて、軸の剛性が小さいという仮定により 1 対の歯車対のみを取り出し、歯車の作用線上での振動を取扱ったものが多い。しかし、実際の歯車の振動は、それにつながる他の

機械装置と歯車軸を介して互いに影響を及ぼしあうため、歯車対のみの解析を行うだけでは歯車の振動現象を説明するには不十分な場合が多く、内歯車装置や遊星歯車装置の上述の特徴は見い出せない。本研究では、内歯車の振動実験に使用した動力循環式試験機全体を考慮してねじり振動方程式を導き、シミュレーションを行って、歯面動荷重と試験機のねじり振動について検討した。

2. 解析モデルと解析方法

2・1 解析モデル 図 1 に本研究で対象とした動力循環式内歯車試験機⁽²⁾を示す。この試験機は 2 組

Fig. 1 Scheme of power circulating-type internal gear testing machine

* 原稿受付 1996 年 1 月 19 日。

^{*1} 正員、広島大学工学部 (〒739 東広島市鏡山 1-4-1)。

のインポリュート内歯車対と弾性軸およびこれらをつなぐ軸継手から成り立っている。ここで、軸受台は剛体であるとし、軸や軸受などの慣性質量は、歯車および軸継手に含めると、図1の動力循環式内歯車試験機は慣性モーメント、ばね、ダンパより成る図2のような振動モデルで表すことができる。図2において、 $\theta_1 \sim \theta_8$ をそれぞれ要素1～8(歯車および軸継手)の回転角、 $\Delta\theta$ を負荷トルクによるねじれ角とすると、ねじり振動方程式は次のように表される。

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + C_{\theta 8}(t)(R_{b1} \dot{\theta}_1 - R_{b8} \dot{\theta}_8) R_{b1} + k_{\theta 8}(t)(R_{b1} \theta_1 - R_{b8} \theta_8 - e_8) R_{b1} - C_{s1}(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) - k_{s1}(\theta_2 - \theta_1) = 0 \quad \cdots (1)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 + C_{s1}(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) + k_{s1}(\theta_2 - \theta_1) - C_{s2}(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_2) - k_{s2}(\theta_3 - \theta_2) = 0 \quad \cdots (2)$$

$$J_3 \ddot{\theta}_3 + C_{s2}(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_2) + k_{s2}(\theta_3 - \theta_2) - C_{s3}(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_3) - k_{s3}(\theta_4 - \theta_3) = 0 \quad \cdots (3)$$

$$J_4 \ddot{\theta}_4 + C_{s3}(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_3) + k_{s3}(\theta_4 - \theta_3) - C_{\theta 4}(t)(R_{b5} \dot{\theta}_5 - R_{b4} \dot{\theta}_4) R_{b4} - k_{\theta 4}(t)(R_{b5} \theta_5 - R_{b4} \theta_4 - e_4) R_{b4} = 0 \quad \cdots (4)$$

$$J_5 \ddot{\theta}_5 + C_{\theta 4}(t)(R_{b5} \dot{\theta}_5 - R_{b4} \dot{\theta}_4) R_{b5} + k_{\theta 4}(t)(R_{b5} \theta_5 - R_{b4} \theta_4 - e_4) R_{b5} - C_{s5}(\dot{\theta}_6 - \dot{\theta}_5) - k_{s5}(\theta_6 - \theta_5) = 0 \quad \cdots (5)$$

$$J_6 \ddot{\theta}_6 + C_{s5}(\dot{\theta}_6 - \dot{\theta}_5) + k_{s5}(\theta_6 - \theta_5) - C_{s6}(\dot{\theta}_7 - \dot{\theta}_6) - k_{s6}(\theta_7 - \theta_6) = 0 \quad \cdots (6)$$

$$J_7 \ddot{\theta}_7 + C_{s6}(\dot{\theta}_7 - \dot{\theta}_6) + k_{s6}(\theta_7 - \theta_6) - C_{s7}(\dot{\theta}_8 - \dot{\theta}_7) - k_{s7}(\theta_8 - \theta_7 - \Delta\theta) = 0 \quad \cdots (7)$$

$$J_8 \ddot{\theta}_8 + C_{s7}(\dot{\theta}_8 - \dot{\theta}_7) + k_{s7}(\theta_8 - \theta_7 - \Delta\theta) - C_{\theta 8}(t)(R_{b1} \dot{\theta}_1 - R_{b8} \dot{\theta}_8) R_{b8} - k_{\theta 8}(t)(R_{b1} \theta_1 - R_{b8} \theta_8 - e_8) R_{b8} = 0 \quad \cdots (8)$$

ただし、 $J_1 \sim J_8$ はそれぞれ要素1～8の慣性モーメント、 $C_{s1} \sim C_{s3}$ 、 $C_{s5} \sim C_{s7}$ は軸1～3および軸5～7の減衰係数、 $C_{\theta 4}(t)$ 、 $C_{\theta 8}(t)$ は内歯車対の減衰係数、 $k_{s1} \sim k_{s3}$ 、 $k_{s5} \sim k_{s7}$ は軸1～3および軸5～7のねじり剛さ、 $k_{\theta 4}(t)$ 、 $k_{\theta 8}(t)$ は内歯車対の歯のばね定数、 R_{b1} 、 R_{b4} 、 R_{b5} 、 R_{b8} はそれぞれ歯車の基礎円半径、 e_4 、 e_8 は循環側、試験側の内歯車対の誤差(歯形誤差および各歯車の偏心・ピッチ誤差、実際の計算では循環側の誤差 e_4 は零としている)、 t は時間である。

また、負荷トルク T_7 によるねじれ角 $\Delta\theta$ は以下のように表される。

$$\Delta\theta = T_7 \left(\frac{u^2}{k_{s1}} + \frac{u^2}{k_{s2}} + \frac{u^2}{k_{s3}} + \frac{1}{k_{\theta 4} \cdot R_{b5}} + \frac{1}{k_{s5}} + \frac{1}{k_{s6}} + \frac{1}{k_{s7}} + \frac{1}{k_{\theta 8} \cdot R_{b8}} \right) \quad \cdots (9)$$

ここで、 u は歯数比で $u = z_i/z_p$ で与えられ、 z_p 、 z_i はそれぞれ小歯車と内歯車(試験側)の歯数である。

さらに、試験内歯車対の歯面動荷重 F_{d8} および内歯車軸に働く動的トルク T_{d1} は次式で与えられる。

$$F_{d8} = k_{\theta 8}(t)(R_{b1} \theta_1 - R_{b8} \theta_8 - e_8) \quad \cdots (10)$$

$$T_{d1} = k_{s1}(\theta_2 - \theta_1) \quad \cdots (11)$$

2.2 運動方程式の解析法 本研究では1法線ピッチを100点に分割し、式(1)～(8)を4次のRunge-

Fig. 2 Vibration model of power circulating-type internal gear testing machine

Kutta-Gillの方法を用いて解き、式(10)、(11)により歯面動荷重および内歯車軸のトルクを計算した。計算に当たっては小歯車(外歯車)の歯のたわみを寺内・永村の式⁽⁵⁾、内歯車の歯のたわみを小田らの式⁽⁶⁾より求め、これらのたわみより内歯車対の歯のばね定数を決定した。内歯車対と軸の減衰係数比はそれぞれ $\zeta_p = 0.12$ ⁽⁷⁾、 $\zeta_s = 0.03$ ⁽⁸⁾とした。内歯車の歯元応力は小田らの式⁽⁹⁾より計算した。表1に計算に使用した主な数値を示す。負荷トルクによるねじれ角 $\Delta\theta$ を求めるのに必要な歯車対のばね定数は、表1に示す1法線ピッチ

Table 1 Parameter for simulation

Gear Combination	Module m mm	Pressure angle α_0 deg	Face width b mm	Number of teeth		Contact ratio ϵ	Average Gear mesh stiffness K_g N/m
				Pinion z_p	Int. Gear z_i		
Test unit	4	20	5	19	55	1.82	0.132×10^6
Slave unit	2	20	35	38	110	1.82	1.051×10^6

Element No.	Moment of Inertia J Kg·m ²	Element No.	Moment of Inertia J Kg·m ²
1	619.88×10^{-4}	5	9.03×10^{-4}
2	26.16×10^{-4}	6	7.46×10^{-4}
3	33.36×10^{-4}	7	36.48×10^{-4}
4	944.61×10^{-4}	8	1.94×10^{-4}

Element No.	Shaft Stiffness K_s N·m/rad	Element No.	Shaft Stiffness K_s N·m/rad
1	33.11×10^3	5	53.04×10^3
2	43.63×10^2	6	42.32×10^2
3	41.21×10^3	7	19.31×10^3

Table 2 Natural frequency of power circulating-type internal gear testing machine

Order	Natural frequency Hz	Order	Natural frequency Hz
1st	115	5th	1380
2nd	440	6th	5020
3rd	570	7th	6420
4th	640		

での平均のばね定数を用いて計算した。表2に、表1の数値より求めた動力循環式内歯車試験機の固有振動数を示す。なお、運動方程式(1)～(8)の定常解を得るための計算の繰返し回数は、計算の初期状態からの経過時間で約2秒に相当する回数とした。この理由については3・1節(図7)で述べる。

さらに、本研究の実験では小歯車の回転数10.0～130.0 rps(試験側内歯車対のかみあい周波数で190～2470 Hz, 以下かみあい周波数 f_z は試験側内歯車対のかみあい周波数を表す)の間を2.5 rps(かみあい周波数で47.5 Hz)ずつ変化させて測定しているので、計算も同じく小歯車回転数を2.5 rpsずつ変化させて行った。

また、動力循環式歯車試験機のような2段歯車系では、2つの歯車対のかみあいの位相差が問題となる⁽¹⁰⁾が、本計算で循環用歯車対と試験歯車対のかみあいの位相差を変えても、試験歯車対の歯面動荷重および試験歯車軸のトルク変動の大きさはほとんど変化せず、かみあい位相差の影響はほとんどないことが計算で確認された。この理由は、本研究の試験機では表1に示すように、試験歯車対と循環用歯車対の間にねじり剛さの小さいトーションバーを使用しているためと考えられ、文献(10)でも同様のことが述べられている。

2・3 歯車対の誤差 本研究では歯車対の誤差として歯形誤差と偏心・ピッチ誤差を考慮した。歯形誤

Fig. 3 Tooth profile error of test gear unit

Fig. 4 Frequency analysis of torque variation on internal gear shaft

差はすべての小歯車、内歯車の歯で等しいものとし、図3に示す、歯形試験機より測定されたものを用いた。また、歯車の偏心誤差は歯車1回転を周期とした累積ピッチ誤差として現れる。そこで本研究では、偏心誤差とピッチ誤差をあわせたものとして累積ピッチ誤差を用い、累積ピッチ誤差に歯形誤差を加えて試験内歯車対の誤差とした。しかし、内歯車のピッチ誤差は現有の歯車ピッチ測定機(Zeiss 社歯車試験機)では測定できず、さらに小歯車(外歯車)の場合でも本研究で使ったような歯形誤差の大きい歯車のピッチ誤差を精度よく測定することは難しい。そこで、本研究では以下のような方法で歯車の累積ピッチ誤差を推定した。試験内歯車対の誤差(強制変位) e_8 と、それによる試験内歯車軸のトルク変動 ΔT_1 の関係は次式のように表すことができる。

$$e_8 = \Delta T_1 \left(\frac{u^2}{k_{s1}} + \frac{u^2}{k_{s2}} + \frac{u^2}{k_{s3}} + \frac{1}{k_{g4} \cdot R_{b5}} + \frac{1}{k_{s5}} + \frac{1}{k_{s6}} + \frac{1}{k_{s7}} + \frac{1}{k_{g8} \cdot R_{b8}} \right) R_{b8} \quad \dots (12)$$

したがって式(12)より、試験内歯車軸に作用するトルクの変動から内歯車対の誤差(強制変位)を推定することができる。図4は、試験機を超低速[内歯車回転数 $n_2=0.27$ rps(かみあい周波数 $f_z=14.69$ Hz)]で運転し、測定された試験側内歯車軸のトルク変動の低周波数領域における周波数分析結果である。図4に示すように内歯車軸のトルク変動は、低周波数領域では小歯車の回転周波数 n_1 と内歯車の回転周波数 n_2 の整数倍の成分より構成され、トルク変動は小歯車あるいは内歯車の回転数に比例した周波数の起振力、すなわち各歯車の偏心誤差やピッチ誤差が起因していることがわかる。よって、これらの成分の振幅値(トルク値)を式(12)に代入すると小歯車および内歯車の累積ピッチ誤差の各成分の振幅を求めることができる。これらの累積ピッチ誤差の振幅値と図4の各成分の位相角を次式に代入して、小歯車および内歯車の累積ピッチ誤差 F_i を算出した。

Fig. 5 Simulated Accumulative pitch error

$$F_i(i) = \sum_{j=1}^k e_{ij} \cos \left\{ \frac{2\pi(i-1)}{z} j + \phi_j \right\} \dots\dots\dots (13)$$

ここで、 e_{ij} は累積ピッチ誤差の j 次成分の振幅、 i は歯車の歯番号、 j は累積ピッチ誤差の成分の次数、 z は歯車の歯数、 ϕ_j は累積ピッチ誤差の j 次成分の位相角、 k は累積ピッチ誤差の成分の数、である。本研究では、図4より小歯車では $k=5$ 、内歯車では $k=10$ とした。以上の方法によって得られた累積ピッチ誤差を図5に示す。

3. 計算結果と考察

3・1 歯元応力と動荷重係数 図6はかみあい周波数 $f_z=190$ Hz($n_1=10.0$ rps), 1 140 Hz(60.0 rps), 2 280 Hz(120.0 rps)のときの内歯車の特定の1枚の歯の歯車10回転分の歯元応力の最大値が最も大きいものと小さいものの歯元応力波形を示している。実験値と計算値を比較すると、全般的に計算値が多少大きい値になっているが、両者はほぼ一致している。

図7は、ピッチ誤差がある場合とピッチ誤差がない場合の内歯車の1枚の歯の動荷重係数と計算の初期状態からの経過時間の関係を示したものである。ここで、動荷重係数は、内歯車の動的歯元応力の最大値と静的

歯元応力の最大値の比で定義する。図7から、計算の初期状態からの経過時間が1.5秒以上ではほぼ定常状態になり、さらにピッチ誤差がない場合には動荷重係数は一定値を示すことがわかる。また、ピッチ誤差がある場合の動荷重係数は、周期的に変化しており、その周期は小歯車の回転数 n_1 と一致する。なお、以上のことはかみあい周波数(回転数)を変えたときも同様の結果が得られており、これより2・2節で述べたように計算の初期状態からの経過時間(計算の繰返し数)を回転数にかかわらず2秒と決定した。

図8は、平均動荷重係数の計算値と実験値をかみあい周波数に対して示したものである。本研究では、内歯車の特定の1枚の歯の歯車10回転分の動的歯元応力の平均値を求め、これを同じ歯の静的歯元応力の歯車10回転分の平均値で割って各かみあい周波数に対する平均動荷重係数を算出した。平均動荷重係数はかみあい周波数 f_z が大きくなると多少上下に変動するが、全体の傾向としてはあまり変化はない。しかし、かみあい周波数 $f_z=700$ Hz($n_1=37.5$ rps), 1 300 Hz(67.5 rps), 2 100 Hz(112.5 rps)付近にピークが現れている。これは、小歯車あるいは内歯車の回転数の成分が試験機のねじりの固有振動数(表2)と一致して共振を起こすためであり、かみあい周波数 $f_z=700$ Hz

Fig. 6 Tooth root stress of internal gear

Fig. 7 Relationship between time for iteration on calculation and dynamic load factor

Fig. 8 Average dynamic load factor

Fig. 9 Coefficient of variation of dynamic load factor

では $3n_1$ ($n_1=37.5$ rps) の成分が試験機のねじりの 1 次の固有振動数 $f_{n1}=115$ Hz と一致して共振し、 $f_z=1300$ Hz の場合は $5n_2$ (内歯車の回転速度 $n_2=23.3$ rps) の成分が f_{n1} と、また $f_z=2100$ Hz では $n_1, 3n_2$ ($n_1=112.5$ rps, $n_2=38.9$ rps) の成分が f_{n1} と一致して共振を起こすため、これらのかみあい周波数で平均動荷重係数にピークが現れたものと思われる。

図 9 は、動荷重係数の変動係数をかみあい周波数に対して示したものである。ここで、動荷重係数の変動係数は、歯車 10 回転分の動荷重係数の標準偏差を、その平均値で割ったものである。図 9 において、動荷重係数の変動係数の計算結果と実験結果はほぼ一致しており、かみあい周波数 $f_z=450$ Hz ($n_1=25.0$ rps), 1100 Hz (57.5 rps), 1300 Hz (67.5 rps), 1600 Hz (85.0 rps), 2100 Hz (112.5 rps) 付近でピークが現れている。これは、歯面動荷重が試験機のねじり振動の影響を受けて変動するため、かみあい周波数 $f_z=450$ Hz では f_z と試験機のねじりの 2 次の固有振動数 $f_{n2}=440$ Hz が一致して共振し、また、 $f_z=1100$ Hz の場合

は $2n_1, 6n_2$ ($n_1=57.5$ rps, $n_2=19.9$ rps), $f_z=1300$ Hz の場合は $5n_2$ ($n_2=23.3$ rps), $f_z=1600$ Hz の場合は $4n_2$ ($n_2=29.4$ rps), $f_z=2100$ Hz の場合は $n_1, 3n_2$ ($n_1=112.5$ rps, $n_2=38.9$ rps) のそれぞれの成分が試験機のねじりの 1 次の固有振動数 $f_{n1}=115$ Hz と一致して共振を起こすため、上記のかみあい周波数で動荷重係数の変動係数にピークが現れたものと思われる。

図 10 は、動荷重係数に及ぼすピッチ誤差の影響を検討するために、試験歯車対のみのモデル (1 自由度系) でピッチ誤差がないとして計算した場合の動荷重係数とピッチ誤差がある場合の動荷重係数 (平均値)、および動力循環モデル (試験機全体) でピッチ誤差がない場合の動荷重係数とピッチ誤差がある場合の動荷重係数 (平均値) をそれぞれ比較したものである。図 10 をみると、ピッチ誤差がない場合の 2 つのモデルの動荷重係数はほぼ一致している。さらに、ピッチ誤差がある場合の 2 つのモデルでは、それらの平均動荷重係数は、動力循環モデルの場合に図 8 で述べたように試験機のねじりの固有振動数と一致して共振を起こしピークが現れる点を除いてほぼ一致している。また、4 つのモデルのすべてで試験側内歯車対の円周方向固有振動数 (小歯車と内歯車の本体を質量とし、歯をばねとする 1 自由度のねじり振動系の固有振動数) $f_e=4800$ Hz と $5f_z$ の一致による共振点 $f_z=960$ Hz ($n_1=50.0$ rps) 付近に、そして試験歯車対のみのモデルでの $f_e=4800$ Hz と $3f_z$ の一致による共振点 $f_z=1600$ Hz ($n_1=85.0$ rps) 付近で動荷重係数にピークがみられる。さらに動力循環モデルではピッチ誤差の有無にかかわらず、かみあい周波数 $f_z=430$ Hz ($n_1=22.5$ rps) 付近でピークが現れている。これは、かみあい周波数 f_z と試験機のねじりの 2 次の固有振動数 $f_{n2}=440$ Hz が一致して共振を起こすためピークが現れたものと思われる。以上のように、偏心・ピッチ誤差などが比較的大きい歯車では装置全体を考えた解析が必要であると思われる。

Fig. 10 Effect of pitch error on dynamic load factor

Fig. 11 Wave form of torque variation

Fig. 12 Torque variation rate

Table 3 Excitation frequency components acting on torque variation

Mesh frequency f_z Hz	Pinion speed n_1 rps	Internal gear speed n_2 rps	Excitation frequency component	Corresponding natural frequency f_n Hz
430	(22.5)	(7.8)	f_z	440 (f_{n2})
570	(30.0)	(10.4)	f_z	570 (f_{n3})
700	37.5	(13.0)	$3n_1$	115 (f_{n1})
1100	57.5	19.9	$2n_1, 6n_2$	115 (f_{n1})
1300	(67.5)	23.3	$5n_2$	115 (f_{n1})
1600	(85.0)	29.4	$4n_2$	115 (f_{n1})
2200	115.0	39.7	$n_1, 3n_2$	115 (f_{n1})

3・2 歯車軸トルク変動 図11は、実験より得られた内歯車軸のトルク変動波形と計算での波形を対比して示している。実験によるトルク変動波形と計算で得られたものを比較すると、大きさや周期は両者ほぼ一致している。図11をみると、トルク変動波形は周期性を持ち、回転数が $n_1=60.0, 120.0$ rpsのとき正弦波に近い波形を示し、その振幅も大きくなっている。これらのトルク変動波形の周波数はいずれも約115 Hzであり、これは計算で求めた試験機のねじりの1次の固有振動数 $f_{n1}=115$ Hzと一致する。

図12はトルク変動率とかみあい周波数の関係を示したもので、トルク変動率は、トルク変動波形の最大片振幅を負荷トルクで割った値として定義する。計算結果と実験結果を比較すると、両者はほぼ一致している。このことと図11のトルク変動波形の比較の結果より、本研究で用いた累積ピッチ誤差の推定方法は妥当であると考えられる。また、図12のトルク変動率の計算・実験結果で、かみあい周波数 $f_z=700, 1100, 1300, 1600, 2200$ Hzの各位置にピークが現れているが、これは、表3に示すように、これらのかみあい周波数で、小歯車の回転周波数 n_1 の倍数成分($n_1 \sim 3n_1$)あるいは内歯車の回転周波数 n_2 の倍数成分($3n_2 \sim 6n_2$)が試験機のねじりの1次の固有振動数 $f_{n1}=115$ Hzと一致して共振を起こすためである。そして図12の計算結果では、かみあい周波数 f_z と試験機のねじりの2次の固有振動数 $f_{n2}=440$ Hzあるいは3次の固有振動数 $f_{n3}=570$ Hzの一致による共振のために(表3参照)、 $f_z=430$ Hz($n_1=22.5$ rps)と $f_z=570$ Hz($n_1=30.0$ rps)付近にもピークが認められる。これらのトルク変動率にピークが現れるかみあい周波数は、図8の平均動荷重係数および図9の動荷重係数の変動係数にピークが現れるかみあい周波数とほぼ一致する。すなわち、試験機のねじり振動(トルク変動)が内歯車対の歯面動荷重に影響を及ぼしていることがわかる。

図13は、トルク変動に及ぼすピッチ誤差の影響(計

Fig. 13 Effect of pitch error on torque variation rate

算結果)を示したものである。図13より、ピッチ誤差の有無にかかわらず試験機のねじりの2次、3次および4次の固有振動数とかみあい周波数が一致して共振する $f_z=430$ Hz($n_1=22.5$ rps)、570 Hz(30.0 rps)、660 Hz(35.0 rps)の各位置にピークが見られる。さらにピッチ誤差がある場合には、そのピークの大きさはピッチ誤差がない場合に比べて大きくなっている。これは、ピッチ誤差がある場合には歯形誤差のほかにピッチ誤差による歯車対の作用線上の変位が起振力として加わるためと考えられる。また、ピッチ誤差がない場合には、かみあい周波数と試験機のねじりの固有振動数が一致して共振する $f_z=400 \sim 750$ Hz($n_1=20 \sim 40$ rps)以外では、ほとんどトルクは変動していない。

4. 結 言

動力循環式内歯車試験機の振動解析を行い、内歯車対の歯面動荷重(動的歯元応力)、試験機のねじり振動(内歯車軸のトルク変動)を計算して、歯面動荷重とねじり振動の関係、および偏心・ピッチ誤差の影響について考察し、以下の結論を得た。

(1) 動力循環式内歯車試験機をモデル化し、ねじり振動の方程式を導いてシミュレーションを行った結果、内歯車対の歯面動荷重、試験機のねじり振動(内歯車軸のトルク変動)の計算結果は実験結果とほぼ一致した。

(2) 内歯車対の歯面動荷重は試験機のねじり振動の影響を受け、ねじり振動の共振が現れるところで歯面動荷重の大きさおよびその変動も大きくなる。

(3) 試験機のねじり振動は歯車の偏心・ピッチ誤差によって大きく影響される。

(4) 偏心・ピッチ誤差が比較的大きい歯車の振動解析を行う場合には、歯車対のみではなく、装置全体を考慮したモデルによる解析が必要である。

文 献

- (1) Dudley, D. W., *Gear Handbook*, (1962), § 2-6, McGraw-Hill.
 - (2) 永村和照・寺内喜男・池条清隆・烏谷勉, 機論, **60**-57, C (1994), 680-686.
 - (3) 日高照晃・寺内喜男・石岡邦雄, 機論, **44**-387, (1983), 3603-3611.
 - (4) 日高照晃・寺内喜男・永村和照, 機論, **44**-388, (1983), 4332-4341.
 - (5) 寺内喜男・永村和照, 機論, **46**-406, C(1980), 649-659.
 - (6) 小田哲・宮近幸逸・清水久夫, 機論, **52**-475, C(1986), 936-940.
 - (7) 歌川正博, 日立評論, **41**-9(1959), 1147-1154.
 - (8) Lin, H-H., Huston, R. L. and Coy, J. J., *Trans. ASME, MTA*, **110**(1988), 221-225.
 - (9) 小田哲・宮近幸逸, 機論, **51**-470, C(1985), 2720-2725.
 - (10) 会田俊夫・岩井壮介・佐藤進・福岡洋, 機講論, No. 164 (1966-10), 85-88.
-