多様性を考慮した転位インボリュート歯車の 簡易最適化設計 (第2報)*

— 内 歯 車 —

八 重 島 公 郎**

Simplified, Optimal Designing of Profile Shifted Involute Gears that
Meets Manifold Needs (2nd Report)
—Internal Gears—

Koro YAEJIMA

This paper describes development of a constitution that satisfies manifold needs for the designing system of profile shifted involute internal gears and also a simple, effective optimization technique (influence index number method) that can be applied to particularly complex programming such as required for designing of gears. The previous paper presented the system and technique for profile shifted involute crossed helical gears. This paper deals with internal gears. Internal gears are specifically subject to numbers of interference, which produces increased complication to the effect of designing variables. Especially adequate consideration is, therefore, required. The system and technique developed were fully tested by extensive actual design computation and trial manufacture of an example of gears designed by the present method. The test confirmed that this designing system and simple technique were also very effective for designing of internal gears.

Key words : design system, internal gears, optimal designing, optimization technique, computer program, CAD, design computation, design variables, objective function

1. 緒 言

平歯車やはすば歯車の自動設計については、歯車列の自動設計を含めて多くの論文や解説があるが、平、はすば歯車以外の、それも最適化設計に関する論文は、ほとんど見当たらないようである。さて社会の高度化、複雑化が進むと、製品に対する要求は多様化し、FMSに対する要求にも見られるごとく、多種小量生産の占める割合は急速に増大しつつあると言われている。このような製品の多種多様化に対処するためには、設計システムも単能的設計システムは避け、多様性を合理的に盛り込む必要がある。次に内歯車の最適化設計は制約条件のある非線形最適化の問題に帰着するが、内歯車の設計変数は独立ではなく、互いに複雑な従属関係を持つ上、内歯車に特有の干渉があり、設計変数の与える影響が非常に複雑である。さらに多様性を盛り

込むため、プログラムがかなり複雑となるので、これら最適化手法の適用がますます困難となる。従って、複雑なプログラムに適用でき、しかも実行時間内に最適値を探索できる簡易で効果的な最適化の手法が望まれる。本研究は以上の点を考慮し、転位インボリュート歯車の設計システムに多様性を持たせるための設計システムの構成法と、これら複雑なプログラムに適用するための、簡易で効果的な最適化手法の開発に関する研究である。第1報¹⁾はねじ歯車について行ったが、本報はこれを内歯車について行ったものである。

2. 設計システムの構成

2.1 設計システムの概要

設計計算はミニフロッピーディスクユニットを持つ通常の8ビットCPUマイクロコンピュータにより行い、使用言語はBASICを用いた。総バイト数は58Kとなったが、主要計算部は14Kであり、ほかは入出力関係(英文、日本語、記号)に要したものである。ファイル数は11となった。最適化の目的関数は、その都度入力データにより指示変更できるようにし、新たな目

* 原稿受付 昭和59年4月20日、昭和52年度精機学会秋季大会学術講演会(昭和52年10月15日)および昭和58年度精機学会盛岡地方講演会(昭和58年6月4日)にて発表

** 正 会 員 信州大学工学部(長野市若里500)

的関数があれば自由に挿入できるようにした。最適化の手法としては前報と同様に新たに開発した簡易最適化手法（影響指数法）を用いた。この方法は簡易でかつ短時間に最適値が得られるが、あらかじめ、実際の設計プログラム上での数値計算等により、表1に示すとき影響指数を求めておく必要がある。なお、この簡易手法により得られた最適値の検証や、多峰性の問題に対処するために格子点探索手法も併設してある。格子点探索手法は総当たり法であり、時間は膨大にかかるが得られる結果は正確である。

図1に転位インポリュート内歯車の最適化設計システムの概念的フローチャートを示す。この設計システムの構成は影響指数法のアルゴリズムとのつながりや、対象とする多様性との関連から必然的に定まり、その基本構成は第1報のねじ歯車の場合とほぼ同様のものとなった。このことは、システムの簡易化、単純化、システムの統一化、新たな目的関数や新たな多様性への要求によるプログラムへの追加挿入等の点から望ましい結果と思われる。左の点線で囲まれた部分は前報で説明した、新たに開発した最適化手法の部分である。入出力は英文、日本語、記号のいずれをも選択指示できる。まず(1)でデータの入力が行われる。特に設計指示データとして目的関数と最適化手法の指示(OP)、諸元固定の指示(L)、内歯車を歯切りするカッタの指示(BR)、ピニオンを歯切りするカッタの指示(RAC)、隅肉干渉を避けるか否か(厳密には、この干渉も避けなければならないが、この干渉はいわゆる接線の干渉であり、考慮しないで設計する場合もある)の指示(FI)、内歯車とピニオンの間のトリミングを避けるか否か(両車の組立時に必要とされる場合もある)の指示(TR)が用意され、それぞれ0, 1, 2, 3等の数値を入力して目的とする設計の指示を行う。特に、(BR)、(RAC)、(FI)、(TR)は内歯車に特有の設計指示データである。(2)は諸元固定か否かの判断である。(3)は諸元の固定機構であり、 $L=1$ の指示で各設計変数範囲の中央値を用いて中心距離の計算が行われ初期値として設定されるから、入力データのmin, maxを同一値に定めれば、その変数は固定されることになる。(4)は入力データのチェックで、要求した中心距離と内歯車の歯先円直径が入力データで与えられた設計変数の範囲で得られるか否かのチェックを行い、得られない場合は入力データの変更が要求される。(5)は設計変数の初期値設定、(6)は歯形設計の準備計算で、ピニオンは切下げ限界転位係数、内歯車はその歯先円が基礎円より大きいための限界転位係数により、転位係数の下限値の修正が行われ、さらに転位係数の差のふり分け

が行われる。(7)は歯形設計の本計算であり、変数制約条件や、歯形制約条件の計算が行われ、内歯車に特有の多くの干渉条件もここで計算される。設計計算式、干渉条件式は主に文献4)に示すものを用い、内歯車の歯先円直径は歯末のたけを $(1-x)m$ として計算した。(8)は各種制約条件を満足したか否かの判断であり、満足していない場合は(8), (9), (10), (11), (12), (6), (7)のループ構成で(8)の条件判断を満足するまでループを回る。この影響指数法によるループ構成に対し、格子点探索法の指示の場合は(8), (9), (13), (12), (6), (7)のループ構成でループを回る。そして(8)の条件判断を満足した場合は、(14)の条件判断により、最適化設計を行う。そして影響指数法の場合は(14), (15), (16), (17), (18), (11), (12), (6), (7), (8)のループ構成で、格子点探索法の場合は(14), (15), (16), (17), (13), (12), (6), (7), (8)のループ構成でループを回る。目的関数の計算は(15)で行われるが、目的関数としては、かみあい率の最大化、歯数の最小化が組み込まれており、ほかに目的関数があれば、ここに組み込むことになる。そして(12), (19)の条件判断を満足した場合のみ(20)により最適値の設計変数による再計算を行い出力に出る。入力データは多様性に対処するため数が多くなっているが、最初に1回入力すると、後は変更する入力データのみを呼び出して変更できるようになっている。一般に第1報のねじ歯車の場合に比べると、軸角、ねじれ角の関係がないだけ簡単になっているが、(7)における制約条件の数が非常に多くなっているのが特徴である。

2.2 簡易最適化手法（影響指数法）

歯車の最適化設計は制約条件のある非線形最適化の問題に帰着するが、本設計システムは設計変数の変化が非常に複雑になるから、既存の最適化手法の適用が非常に困難となる。したがって複雑なプログラムに適用できると共に、実用的時間内に最適値を探索できる簡易な最適化の手法が望まれる。そこで、各目的関数や各制約条件に対する各設計変数の影響を明らかにすべく考察と実際のプログラム上で多くの数値計算を行った。内歯車特有の干渉に対する設計変数の影響は複雑であり、その影響指数を求めるのは容易ではない。これに関しては、著者らの研究^{2)~5)}があり、多くの干渉線図が作成されている。そこで、これに対する詳細な考察を行い、さらに実際の設計プログラム上で多くの数値計算を行った。その結果をまとめたものが表1の影響指数表である。この影響指数は対象とする歯車の種類ごとに異なり、この表は内歯車専用の影響指数表である。この表で a は中心距離、 Z は歯数、 x は転位係

Fig. 1 Flow chart of optimal designing of profile shifted involute internal gears

Table 1 Influence index number

Design variables	a	Z_λ	$a(x_2-x_1)$		x_λ		
Initial value	Central value	Calculated value	Calculated value		Calculated value		
Conditions					Appointed value		
$Z_{\lambda \min} \leq Z_\lambda$	+1	+1					
$Z_{\lambda \max} \geq Z_\lambda$	-1	-1					
$1 > \cos \alpha_b$		-1	+1				
$(x_2-x_1)_{\min} \leq (x_2-x_1)$		-1	+1				
$(x_2-x_1)_{\max} \geq (x_2-x_1)$		+1	-1				
$x_1 \min \leq x_1$		-1	-1		+1		
$x_1 \max \geq x_1$		+1	+1		-1		
$x_2 \min \leq x_2$		+1	+1		+1		
$x_2 \max \geq x_2$		-1	-1		-1		
$d_{k2 \min} \leq d_{k2}$		+1			+1		
$d_{k2 \max} \geq d_{k2}$		-1			-1		
$1 > \cos \alpha_{k_1}$		+1			+1		
$1 > \cos \alpha_{k_2}$		+1			+1		
$K_1 \min \leq K_1$		+1			-1		
$K_1 \max \geq K_1$		-1			+1		
$K_2 \min \leq K_2$		+1			-1		
$K_2 \max \geq K_2$		-1			+1		
$\varepsilon_n \leq \varepsilon$		+1	± 1		-1		
$0 \leq \text{ReI}$		+1	+1		+1		
$0 \leq \text{ReT}$		+1	+1		0		
$0 \leq \text{inv } \alpha_n$		+1			+1		
$0 \leq \text{ReIC}$		+1			+1		
$0 \leq \text{ReTRC}$		+1			+1		
$0 \leq \text{ReTR}$		+1	+1		+1		
$0 \geq \text{ReFI}_2$			$0.5 \leq x_1$ and $x_2 < x_1$		-1	+1	
			and others		+1		
$0 < \text{inv } \alpha_{h'}$		+1			+1		
$0 \geq \text{ReFI}_1$			$0.5 \leq x_1$ and $x_2 < x_1$		-1	+1	
			and others		+1		
$0 < C_2$		$x_2 > x_1$	-1	$x_2 > x_1$	+1	$x_2 > x_c$	-1
		$x_2 \leq x_1$	+1	$x_2 \leq x_1$	-1	$x_2 \leq x_c$	+1

+; Increase, -; Decrease, 0; Nonmodification, λ ; 1 or 2

数, α_b はかみあい圧力角, d_k は歯先円直径, α_k は歯先円圧力角, K は歯先幅係数, ε はかみあい率, ReI はインボリュート干渉条件式の計算値, ReT はトロコイド干渉条件式の計算値, ReIC は内歯車切削時のインボリュート干渉条件式の計算値, ReTRC は内歯車切削時のトリミング条件式の計算値, ReTR は内歯車とピニオン間のトリミング条件式の計算値, ReFI₂ は内歯車の歯元における隅肉干渉条件式の計算値, ReFI₁ はピニオン歯元における隅肉干渉条件式の計算値, C_2 は内歯車歯元円とピニオン歯先円間の頂隙, α_h は内歯車の歯切り圧力角, $\alpha_{h'}$ はピニオンの歯切り圧力角で

ある. 添字 1, 2 はピニオン, 内歯車を表し, min, max はその諸元範囲の下限値, 上限値を表す. 表中符号は設計変数の増減を表し, その絶対値は各条件に対する影響度の調整に用い得る. しかし, 基本ステップ量 ($Z=1$, $a=1 \sim 0.1$ mm, $x=0.1$) を大幅に変えない限り, 表の絶対値を変える必要はない. 複号のものは設計変数の影響が単純ではないため, 最初任意の一方に変化させ, 前の計算値と比較しながら変化方向を定めていくものである. 0 を持つものは設計変数が互いに相殺し合い, その影響が非常に少ないのに, ほかの制約条件に対する影響が大きいため特に無変化を指定

Fig. 2 Basic algorithm for influence index number method

したものであり、空欄のものは、その条件に無関係か影響度の少ないものである。なお、目的関数かみあい率最大化の場合は、この表の $\epsilon_a \leq \epsilon$ の影響指数が、また目的関数函数最小化の場合は、 $Z_{1max} \geq Z_1$ のものがそれぞれ用いられる。内歯車における影響指数表は第1報のねじ歯車の場合に比べると設計変数の数は少ないが、制約条件の数がかなり多くなっている。図2は、この新たに開発した影響指数法の基本的アルゴリズムである。前報に比べると(3)の $ousx=0$ の判断命令が付加されたのと、上位設計変数の変化機構が(9)の a 、(10)の Z のみとなっている点が異なる。これは内歯車の設計変数が前報のねじ歯車の場合と異なり、 x 、 a 、 Z のみになったことと、影響指数に0が入ったことによる。簡単に説明すると、(1)の各制約条件を満足しない場合(2)において影響指数が表1のごとく与えられ、(1)、(2)、(3)、(4)、(5)、(6)、(7)、(8)のループ構成

で(1)の条件を満足するまでループを回る。ここで(3)は無変化の場合の脱出の判断、(4)は永久ループを避けるため、一番最初の場合と前の変化方向と同方向の場合のみを通す条件判断、(5)は x の変化計算で、基本ステップ $stepx$ に影響指数 $ousx$ を乗ずる形で計算され、 $ousx$ の符号と、その絶対値で、変化方向の制御と影響度の調整を行い得る。(6)、(7)は x が設定範囲に入っているか否かの条件判断、(8)は前の変化方向を $ousx'$ として記憶する部分である。(3)を満足した場合と、(4)、(6)、(7)を満足しない場合には(9)、(10)と上位の変化機構に移って行くことになる。これら上位の設計変数の変化機構も x の変化機構と基本的には同じ機構になっている。(1)の各制約条件を満足した場合には、次に目的関数の影響指数が与えられて、同様に x の変化機構に入り、下位から上位の設計変数へと変化が移って行き、最上位の設計変数の変化が終われば、最適化が終了することになる。

2.3 多様性に対する考慮

多様性として考慮したものは、設計方法の選択指示と目的関数の指示、内歯車、ピニオン両車の歯切り方法の指示ができるようにしたことと、各諸元の任意の組合せや、全諸元も自由に固定できるように配慮したことである。また隅肉干涉は厳密には避けなければならないが、この干涉は、いわゆる接続的干涉であり、この干涉により歯車が回転できなくなる性質のものではないため、この干涉を考慮しない場合もあることから、入力データにより選択指示できるようにした。また内歯車とピニオン間のトリミングは両車の組立時に軸直角方向に移動する必要がある場合に備え、やはり入力データにより選択指示できるようにした。目的関数として考慮したものは、かみあい率の最大化と小形化、軽量化のための歯数の最小化の二つであるが、ほかの目的関数があれば自由に挿入し、入力データにより指示変更できるようにした。そして探索手法も影響指数法のほかに、格子点探索法を併設した。また転位係数についてはその希望値を初期値として指示することもできるようにした。

3. 設計計算例

本設計システムを用いたプログラムにより多くの設計計算を行った。表2に示すものはその一部であり、主要な入出力データと設計最適値探索のデータを表にしたものである。No.1は一般設計、諸元自由の例、No.2~No.4は一般設計、諸元固定の例である。No.5~No.12は最適設計の例であり、No.5、No.6、No.7は目的関数かみあい率最大化、No.8、No.9、No.10

Table 2 Example of design computation

[LENGTH ; mm, ANGLE ; deg, TIME ; min]

	MAIN INPUT DATA (1)									
No.	Design form 〔Object function〕	Fixing of factor	Cutter		Fillet interference	Trimming (Pinion• Internal gear)	a_c	m	i_s	S
			〔For internal gear〕	〔For pinion〕						
1	General design	Freedom	Pinion cutter	Hob	Avoid	Avoid	20	5	1.2	0.3
2	General design	Fixing	Pinion cutter	Hob	Avoid	Avoid	20	4	1.5	0.2
3	General design	Fixing	Broach	Hob	Only computation	Only computation	20	3	1.5	0.0
4	General design	Fixing	Pinion cutter	Hob	Avoid	Only computation	20	4	2.0	0.2
5	Optimization I [ϵ]	Freedom	Pinion cutter	Pinion cutter	Avoid	Only computation	20	4	1.2	0.1
5'	Optimization G [ϵ]	Freedom	Pinion cutter	Pinion cutter	Avoid	Only computation	20	4	1.2	0.1
6	Optimization I [ϵ]	Freedom	Pinion cutter	Hob	Avoid	Only computation	20	4	1.5	0.1
6'	Optimization G [ϵ]	Freedom	Pinion cutter	Hob	Avoid	Only computation	20	4	1.5	0.1
7	Optimization I [ϵ]	Freedom	Pinion cutter	Hob	Avoid	Only computation	20	2	2.0	0.1
7'	Optimization G [ϵ]	Freedom	Pinion cutter	Hob	Avoid	Only computation	20	2	2.0	0.1
8	Optimization I [Z]	Freedom	Pinion cutter	Pinion cutter	Avoid	Only computation	20	6	1.7	0.3
8'	Optimization G [Z]	Freedom	Pinion cutter	Pinion cutter	Avoid	Only computation	20	6	1.7	0.3
9	Optimization I [Z]	Freedom	Pinion cutter	Hob	Avoid	Only computation	20	4	2.0	0.2
9'	Optimization G [Z]	Freedom	Pinion cutter	Hob	Avoid	Only computation	20	4	2.0	0.2
10	Optimization I [Z]	Freedom	Pinion cutter	Hob	Avoid	Only computation	20	2	4.0	0.1
10'	Optimization G [Z]	Freedom	Pinion cutter	Hob	Avoid	Only computation	20	2	4.0	0.1
11	Optimization I [ϵ]	Freedom	Broach	Hob	Only Computation	Only computation	20	4	1.5	0.1
11'	Optimization G [ϵ]	Freedom	Broach	Hob	Only Computation	Only computation	20	4	1.5	0.1
12	Optimization I [ϵ]	Freedom	Pinion cutter	Pinion cutter	Avoid	Only computation	20	3	1.02	0.2

	MAIN INPUT DATA (2)																	
No.	ϵ_s	a_{min}	a_{max}	step a	Z_{1min}	Z_{1max}	Z_{2min}	Z_{2max}	step Z	x_{1min}	x_{1max}	step x	d_{k2min}	d_{k2max}	Z_c	x_c	Z_c'	x_c'
1	1.5	15	20	1.0	20	40	24	50	1	-1.0	1.0	0.2	120	200	20	0.0		
2	1.0	15	25	0.4	18	18	27	27	1	-1.0	1.0	0.2	50	120	19	0.1		
3	1.0	10	30	0.5	33	33	50	50	1	-1.0	0.1	0.1	0	500				
4	1.2	20	40	0.1	15	15	20	40	1	0.2	0.2	0.1	0	150	15	0.2		
5	1.2	4	8	0.1	10	50	20	60	1	-2.0	2.0	0.1	0	80	15	0.2	15	0.2
5'	1.2	4	8	0.1	10	50	20	60	1	-2.0	2.0	0.1	0	80	15	0.2	15	0.2
6	1.0	46	51	0.1	10	80	40	120	1	-1.0	1.0	0.1	100	265	38	0.213		
6'	1.0	46	51	0.1	10	80	40	120	1	-1.0	1.0	0.1	100	265	38	0.213		
7	1.8	5	73	1.0	10	60	20	120	1	-1.0	1.0	0.1	140	150	25	0.0		
7'	1.8	5	73	1.0	10	60	20	120	1	-1.0	1.0	0.1	140	150	25	0.0		
8	1.0	20	70	0.5	5	25	27	60	1	-0.1	1.0	0.1	0	250	25	0.041	25	0.041
8'	1.0	20	70	0.5	5	25	27	60	1	-0.1	1.0	0.1	0	250	25	0.041	25	0.041
9	1.2	30	40	0.1	5	15	10	30	1	-1.0	1.0	0.1	0	150	15	0.2		
9'	1.2	30	40	0.1	5	15	10	30	1	-1.0	1.0	0.1	0	150	15	0.2		
10	1.2	10	50	0.5	1	10	4	60	1	-2.0	2.0	0.1	0	500	15	0.2		
10'	1.2	10	50	0.5	1	10	4	60	1	-2.0	2.0	0.1	0	500	15	0.2		
11	2.0	10	60	1.0	10	80	40	120	1	-1.0	1.0	0.1	0	210				
11'	2.0	10	60	1.0	10	80	40	120	1	-1.0	1.0	0.1	0	210				
12	1.5	2	3	0.1	49	49	50	50	1	-2.0	2.0	0.1	0	145	25	0.041	25	0.041

MAIN OUTPUT DATA										DATA FOR SEARCH		
No.	a	Z_1	Z_2	x_1	x_2	a_s	ϵ	i	d_{k2}	Total number of search	Search time	Time ratio (I)/(G)
1	19.5	34	41	-0.279	0.337	32.508	1.704	1.206	198.37		1.15	
2	20.664	18	27	0.0	1.0	35.026	1.249	1.5	108.0		0.95	
3	25.5	33	50	0.0	0.0	20.0	2.07	1.515	144.0		0.92	average = $\frac{1}{110}$
4	32.349	15	30	0.2	1.0	29.37	1.334	2.0	120.0		0.92	
5	7.0	17	20	0.6	0.993	36.346	1.293	1.176	79.946		2.55	
5'	7.0	17	20	0.6	0.993	36.346	1.293	1.176	79.946	68 921	177.62	$\frac{1}{69.7}$
6	48.4	45	68	-0.9	-0.162	26.735	1.978	1.511	262.703		5.05	
6'	48.4	45	68	-0.9	-0.162	26.735	1.978	1.511	262.703	76 041	652.77	$\frac{1}{129.3}$
7	39.0	38	76	-0.7	-0.081	23.709	1.963	2.0	147.675		2.83	
7'	39.0	38	76	-0.7	-0.081	23.709	1.963	2.0	147.675	73 899	265.20	$\frac{1}{93.7}$
8	51.5	25	43	0.3	0.047	9.833	1.683	1.72	246.561		2.98	
8'	51.5	25	43	0.3	0.047	9.833	1.683	1.72	246.561	25 452	122.62	$\frac{1}{41.1}$
9	30.9	14	28	0.2	1.214	31.625	1.207	2.0	113.715		1.82	
9'	30.0	14	28	0.2	0.883	28.712	1.376	2.0	111.067	23 331	176.15	$\frac{1}{96.8}$
10	28.0	9	36	0.5	1.135	25.024	1.232	4.0	72.542		1.68	
10'	27.0	9	36	0.5	0.573	20.0	1.392	4.0	70.292	33 210	172.77	$\frac{1}{102.7}$
11	36.0	35	53	-0.3	-0.263	20.0	2.297	1.514	201.892		0.93	
11'	36.0	35	53	-0.3	-0.263	20.0	2.297	1.514	201.892	76 041	229.92	$\frac{1}{237.0}$
12	2.7	49	50	-1.054	-0.263	58.53	1.624	1.02	143.182		3.13	

I; Influence index number method, G; Grid search method, [ε]; Contact ratio, [Z]; Number of teeth

DESIGN OF PROFILE SHIFTED INVOLUTE INTERNAL GEARS

—INPUT DATA—

84/03/27 TUE 15:50:58

1 OP -1	2 ALC 20	3 M 3	4 L 0	5 TR 0
6 BR 0	7 FI 1	8 RAC 0	9 IS 1.02	10 SN .2
11 HK 1	12 K .25	13 EPS 1.5	14 AMIN 2	15 AMAX 3
16 STEPA .1	17 Z1MIN 49	18 Z1MAX 49	19 Z2MIN 50	20 Z2MAX 50
21 STEPZ 1	22 X1MIN5 -2	23 X1MAX 2	24 X2MIN5 -1	25 X2MAX 2
26 X1S 0	27 STEPX .1	28 SX1 0	29 DK2MIN 0	30 DK2MAX 145
31 K1MIN 0	32 K1MAX 1	33 K2MIN 0	34 K2MAX 1	35 ZC 25
36 XC .0409	37 ZCD 25	38 XCD .0409		

15:53:46

OPTIMIZATION(INFLUENCE INDEX NUMBER METHOD)
...OBJECT FUNCTION-EPS(contact ratio)

15:54:14

ALC= 20 M= 3

NO	Z1	Z2	A	X1	X2	EPS
1	49	50	2.7	-1.9544	-1.0363682	1.54132
2	49	50	2.7	-1.0544	-1.136368	1.6237
3	49	50	2.8	-1.0958	-1.0940898	1.5155
4	49	50	2.8	-1.1958	-1.19409	1.60684

15:57:22
15:57:42

— OUTPUT DATA —

NO= 2

1 OP -1	2 L 0	3 TR 0	4 BR 0	5 FI 1
6 RAC 0	7 SX1 0	8 ALC 20	9 M 3	10 A 2.7
11 I 1.02041	12 Z1 49	13 Z2 50	14 X1 -1.0544	15 X2 -1.136368
16 X1MINU -1.86596	17 X2MINK -1.507683	18 SN .2	19 ALB 58.53	20 EPS 1.6237
21 C1 2.78499	22 C2 2.26997	23 DK1 146.674	24 DK2 143.182	25 DR1 132.212
26 DR2 156.614	27 K1 .840652	28 K2 .971592	29 S1 2.52195	30 S2 2.91478
31 SG1 4.32326	32 SR2 8.14707	33 ZC 25	34 XC .0409	35 ZCD 25
36 XCD .0409	37 H1 7.23089	38 H1R 0	39 H2 6.71588	40 H20 0
41 ZN1 4	42 EN1 30.8924	43 F 143.825	— D 4.64944	
44 REI .0892549	45 RET 6.86884E-03	46 DELT .491746	47 REIC .0685933	48 RETRC 4.82398E-03
49 RETR -1	50 REF12 -4.10104	51 REF11 -4.28062	52 DELTRC .162632	53 DELTR -1.77563

84/03/27 TUE 15:58:45

Fig. 3 Example of input data and output data

Fig. 4 Internal gear constructed on trial

は目的関数歯数最小化の例である。No. 11 はかみあい率 2 以上を目標とした、かみあい率最大化の例であり、この場合隅肉干渉、内歯車とピニオン間のトリミングは避けず、計算のみとなっている。ここで例えば No. 6 は影響指数法による、かみあい率最大化の例であり、No. 6' は同じデータを検証のため格子点探索法によって行ったものである。No. 6 の場合の探索時間は 5.05 min であり、No. 6' の場合の探索総数は 76 041 で探索時間は 652.77 min、その時間比 $[(I)/(G)]$ は $1/129.3$ である。No. 6 と No. 6' の目的関数 ϵ はいずれも 1.978 と一致しており、影響指数法による最適化が非常に有効であることがわかる。最適設計例はいずれも表に示すごとく、影響指数法と検証のために用いた格子点探索法において、その目的関数値は一致しており、その探索時間比は平均 $1/110$ であり、一般的傾向として、探索範囲が広がれば広がるほど、ますます小さくなる傾向がある。また影響指数法による探索時間は通常 5 min 以下であり、十分実用時間内である。以上の点から影響指数法による最適化探索は内歯車に対しても実用上非常に有効であると共に、多様性に対しても十分対応できることがわかった。No. 12 は設計が最も困難な最小歯数差の内歯車についての、影響指数法による、かみあい率最大化の設計例であり、本設計システムにより歯数差を 1 枚に固定して入力すれば、容易に設計できることがわかった。図 3 はその入出力例である。

4. 設計計算例の試作

ハイポサイクロイド減速機においては、内歯車とピニオンの歯数差が少なければ少ないほど大きな減速比が得られるが、歯数差が少なくなると、多くの干渉を生じやすく、設計が難しくなる。表 2 の No. 12 および

図 3 は歯数差 1 枚の設計例であり、これについて試作を行った。図 4 はその歯数差 1 枚の内歯車かみあいの写真である。試作した内歯車は期待通り、なめらかにかみ合い、この影響指数法による最適化設計計算の正しいことが確認された。

5. 結 言

本研究の結論を要約すれば以下になる。

- (1) 多様性に対処し得る転位インボリュート内歯車の簡易最適化設計システムを構成、それに基づく設計プログラムを開発した。
- (2) 歯車設計のような特有の複雑さを持つプログラムに適用できる簡易な最適化の手法（影響指数法）を内歯車に適用し、その有効性を確認した。
- (3) 上記設計プログラムを用いて多くの設計計算を行った。その結果、このプログラムは多様性に十分対処し得ることが確認された。また影響指数法による最適化は、格子点探索法による検証により、その最適値が一致し、探索時間は通常 5 min 以下となった。また格子点探索法との時間比は、前報のねじ歯車の場合と同様に非常に小さく、探索範囲を広げれば広げるほど、ますます小さくなることがわかった。この結果、この最適設計システムおよび簡易最適化手法は内歯車の設計にも適用でき、非常に効果的であることが確認された。
- (4) 設計計算例の内、歯数差 1 枚の内歯車について試作を行い、この影響指数法による最適化設計計算の正しいことを確認した。

終わりに本研究を行うにあたり、御指導をいただいた信州大学工学部、両角宗晴教授に感謝の意を表します。

文 献

- 1) 八重島公郎：多様性を考慮した転位インボリュート歯車の簡易最適化設計（第 1 報）——ねじ歯車，精密機械，50，7（1984）1148.
- 2) 両角宗晴，八重島公郎：転位内歯車の干渉，岩手大学工学部研究報告，15（1962）146.
- 3) 両角宗晴：転位インボリュート内歯車干渉線図，信州大学工学部紀要，22（1967）65.
- 4) 両角宗晴：特殊歯車の精密工作——転位内歯車の効率とその設計(2)，(3)，機械の研究，22，5，6（1970）720，870.
- 5) 両角宗晴，八重島公郎：転位インボリュート内歯車の隅肉干渉限界線図，信州大学工学部紀要，30（1971）137.