一般転位インボリュートフェースギヤに関する研究*

(第2報, 接触線図, 設計システムおよび試作)

八重島 公郎^{*1}, 両 角 宗 晴^{*1}

Designing of Generalized Profile-Shifted Involute Face Gears

(2nd Report, Contact Line Diagrams, Design System and Trial Manufacture)

Koro YAEJIMA and Muneharu MOROZUMI

This study was designed to effectuate drastic relaxation of the face width limitation by introducing a coefficient of transverse shift as a new design variable for a face gearset. In the 2nd report of this study, a design system was formulated and programmed using the theoretical equations and synthetic limit diagrams derived and tested in the 1st study. Contact line diagrams were prepared using the contact lines calculated from the programmed data. The applicability was examined. Then, a large number of design computations were carried out for the design system developed. The results confirmed that, as theoretically expected, the face width of a face gear could be increased by introduction of a coefficient of transverse shift. The gears manufactured for trial are smoothly engaged. The practicability is thus verified.

Key Words: Machine Element, Gear, Face Gears, Computer Aided Design, Design, Design Variables, Trial Construction, Cutting

1. 緒 言

フェースギヤは普通の歯車形削盤に簡単なアタッチメントを取付け、ピニオンカットにより容易に歯切りすることができ、組立調整も容易であるため交さ軸歯車または食違い軸歯車として、傘歯車やハイポイドギヤなどの代わりに用いられる。しかし、このフェースギヤは外径は歯先尖りにより、また内径は歯元切下げとピニオンによる刃元干渉により制限を受け歯幅を大きくとれないのが欠点であった⁽¹⁾。フェースギヤの歯幅制限については著者の一人により、縦転位係数の影響が考察されている⁽²⁾。これによると、縦転位係数は歯幅制限の緩和については、あまり効果のないことが明らかにされている。本研究は、フェースギヤの設計に新たな設計変数として横転位係数を導入し、この歯幅の制限を大きく緩和することを目的としている。第1報では横転位係数を含む、一般転位フェースギヤの歯形方程式、接触線と接触軌跡面の方程式を求めた。さらに一般転位フェースギヤの歯先尖り限界、歯元切下げ限界、およびピニオンカットによる刃元干渉限界を明らかにし、これら理論を用いてオン・オフセンタ

フェースギヤについて多くの総合限界線図を作成して考察を行った。

本報では、前報で得られた接触線軌跡の理論式を用い、試行法により多くの接触線図を作成して考察を行った。次に、この一般転位インボリュートフェースギヤの複雑な設計を自動的に行うための設計システムを構成、プログラム化し、このシステムを用いていくつかの設計計算を行い、さらに、実際に試作を行って、この歯車の歯当たりについて考察し、実用化への検討を行った。

2. 接 触 線 図

第1報における式(12)、(13)を用いフェースギヤとピニオンの歯面上接触線の変化を示す多くの接触線図を作成した。図1の(A)～(D)はその一部であり、いずれも工具圧力角 $\alpha_c = 20^\circ$ 、モジュール $m = 3.5$ 、歯数比 $i = 1.5$ 、ピニオンの歯数 $N_1 = 22$ 、縦転位係数 $x = 0.0$ である。縦転位係数をいずれも 0.0 にしたのは第1報の限界線図に対する考察より横転位係数 u を単独に与えた場合が歯幅増大に最も効果があることが明らかになったためである。ここで、図1(A)、(B)はオフセット量 $a = 0.0$ のオンセンタフェースギヤの図で(A)は横転位係数 $u = 0.0$ 、(B)は $u = 0.25$ の図であ

* 原稿受付 1995年6月19日。

^{*1} 正員、信州大学工学部 (〒380 長野市若里500)。

る。また、図1(C), (D)は $u=10$ のオフセンタフェースギヤの図で(C)は $u=0.0$, (D)は $u=0.25$ の図であり、図(a), (b)は①歯面, 図(a)', (b)'は②歯面に対する図である。これらの図で φ はピニオンの回転角で、フェースギヤとピニオンの同じ回転角の接触線同志が重なるようなかみあいを次々と続けていくことになる。つまり、各図で明らかなように接触線はフェースギヤ歯面上では斜めの曲線となり、その長さも次第に変化し、フェースギヤの外径歯先かどからかみあいが始まって、内径歯元でかみあいが終わっている。また、ピニオン歯面上でも斜めの曲線となり、その長

さも変化し、ピニオンの歯元外端からかみあいが始まって、歯先の他の外端でかみあいが終わっている。そしてフェースギヤの歯元円端で接触上の間隔が急速に狭くなっている。ここで、ピニオン、フェースギヤの歯元の空白部分は相手歯車による頂隙部分である。回転角 φ のかみあい範囲はオンセンタフェースギヤでは $u=0.0$ よりも $u=0.25$ のほうが大きく、またオフセンタフェースギヤでは②歯面よりも①歯面のほうが大きいことがわかった。

Fig. 1 Contact line diagrams

Fig. 2 Flow chart of designing system of generalized profile-shifted involute face gears

3. 設計システム

この歯車の設計は歯幅の設定を中心として行われる。図2に一般転位フェースギヤの設計システムのフローチャートを示す。図中の式番号は第1報における式番号であり、中央の点線で囲まれた部分は試行法の部分である。まず(1)でデータの入力が行われる。特に試行法を行うための各種データが用意されている。(2)で入力データのプリント、(3)は歯形設計の準備計算であり、フェースギヤの歯数 N_2 、転がり円半径 r_2 、などの計算が行われる。(4)でピニオン、ピニオンカッタの切下げと歯先尖りの計算が行われ、(5)でその条件判断が行われる。(6)はオフセット量 a の制約条件の条件判断、(7)で(11)、(12)で行われる二元連立試行法の変数の初期値がセットされる。次に(8)で φ ①、 φ ②が計算され、これを用いて(9)でフェースギヤの歯先尖りの計算が行われ、(10)の計算精度を満

足するまで(8)～(12)のループ構成でループを回す。そして(10)の条件判断を満足した場合は(13)で歯先尖り半径 r_a の計算が行われる。(14)で(17)、(18)で行われる一元連立試行法の変数の初期値がセットされる。(15)でフェースギヤの歯元切下げの計算が行われ、(15)～(18)のループ構成で(16)の計算精度を満足するまで①歯面、②歯面の双方についてループを回す。そして(16)の条件判断を満足した場合は(19)でフェースギヤの歯元切下げ限界半径 R_a ①、 R_a ②の計算が行われる。そして(20)で刃元干渉限界半径の計算が行われる。(21)は出力準備計算であり(22)は出力データのプリントであり、特に最大歯幅、最大かみあい率のデータが出力される。なお、試行法としては線形逆補間法(Regula Falsi)⁽³⁾を改良して用いた。

4. 設計計算例

上記設計システムを用い多くの設計計算を行った。表1に示すものは、その一部であり主要入出力データを示している。

表1でオフセンタフェースギヤの場合、フェースギヤの歯元切下げは①歯面に大きく生じ、刃元干渉は②歯面に大きく生じるので、 R_a は①歯面、 R_a は②歯面に対する数値を示している。また例(2)において $x=$

Table 1 Example of design computation

Example (1)								
$\alpha = 20^\circ, m = 2, i = 1.5, N_1 = 38, N_2 = 57$								
No.	a	u	x	R_k	R_u	R_d	bmax.	ϵ
1	0	0.00	0.0	64.00	55.83		8.17	3.20
2	0	0.00	-0.3	63.21	55.51	54.23	7.69	3.20
3	0	0.00	0.3	64.97	56.15		8.82	3.21
4	0	0.25	0.0	65.79	55.83		9.96	3.31
5	5	0.00	0.0	64.19	57.05		7.14	3.02
6	5	0.00	-0.3	63.40	56.66	54.89	6.73	3.01
7	5	0.00	0.3	65.15	57.43		7.72	3.04
8	5	0.25	0.0	65.97	57.05		8.92	3.13
9	10	0.00	0.0	64.74	58.52		6.23	2.87
10	10	0.00	-0.3	63.96	58.06	55.99	5.89	2.87
11	10	0.00	0.3	65.69	58.96		6.73	2.88
12	10	0.25	0.0	66.51	58.51		7.99	2.98

Example (2)								
$\alpha = 20^\circ, m = 3.5, i = 1.5, N_1 = 22, N_2 = 33$								
No.	a	u	x	R_k	R_u	R_d	bmax.	ϵ
1	0	0.00	0.0	66.79	57.35	56.84	9.44	2.33
2	0	0.00	0.3	68.44	57.91	54.55	10.53	2.33
3	0	0.25	0.0	69.39	57.35	57.35	12.04	2.40
4	5	0.00	0.0	66.97	58.72	57.85	8.25	2.23
5	5	0.00	0.3	68.61	59.36	55.05	9.25	2.23
6	5	0.25	0.0	69.56	58.72	57.85	10.85	2.30
7	10	0.00	0.0	67.51	60.31	59.28	7.20	2.15
8	10	0.00	0.3	69.14	61.05	56.00	8.09	2.14
9	10	0.25	0.0	70.09	60.31	59.28	9.78	2.21

Fig. 3 Gear cutting of off center face gear

Fig. 4 Generalized profile-shifted pinion cutter

(a)

(b)

(c)

(d)

Fig. 5 Generalized profile shifted face gears constructed on trial

(a)

(b)

Fig. 6 Contact pattern of off center face gears

-0.3 はピニオンカッタの切下げが起こっているため省略されている。

表1では、いずれも横転位係数 $u=0.25$ の場合が最も歯幅が大きく取れ、かみあい率も大きいことがわかる。かみあい率 ε は第1報の式(29)により計算した。

横転位係数による歯幅の増大率は例えば例(1)の No. 1 と No. 4 の $b_{\max.}$ から $9.96-8.17=1.79$ (22%増), No. 5 と No. 8 から $8.92-7.14=1.78$ (25%増), No. 9 と No. 12 から $7.99-6.23=1.76$ (28.2%増), 例(2)において No. 1 と No. 3 から $12.04-9.44=2.6$ (27.5%増), No. 4 と No. 6 から $10.85-8.26=2.59$ (31.4%増), No. 7 と No. 9 から $9.77-7.20=2.57$ (35.7%増)といずれも大きく増大しており、横転位係数の導入が歯幅の増大に大きな効果があることがわかる。特に歯幅制限の厳しいオフセット量 a の大きい場合に増大率が増しているのがわかる。

5. 試 作

表1の設計計算例の中から例(1)No. 1, No. 4, No. 9, No. 12, および例(2)No. 1, No. 3, No. 7, No. 9 について実際に試作を行った。図3はオフセンタフェースギヤを自作の切削装置を用いギヤシェーパーにより歯切りしている様子を示し、図4は歯切りに使用した $\alpha_c=20^\circ$, $m=2$, $N_1=38$, $u=0.25$, $x=0$, および $\alpha_c=20^\circ$, $m=3.5$, $N_1=22$, $u=0.25$, $x=0$, のピニオンカッタの写真である。図5は試作したフェースギヤの内、例(2)の各フェースギヤの写真で図5(a)は例(2)の No. 1, 図5(b)は No. 3, 図5(c)は No. 7, 図5(d)は No. 9 の写真である。試作歯車はいずれも

理論どおりの歯幅が得られ、 $u=0$ の歯車に対し $u=0.25$ の歯車のほうが大きく歯幅が増大していることが確認された。また図6に示すものは図5(d)の No. 9 の試作歯車について歯当たりを考察したもので、図6(a)は①歯面、図6(b)は②歯面の歯当たりを示し、理想的なかみあい状態に近いことが確認された。各試作歯車は期待どおり、なめらかにかみあい、この一般転位フェースギヤの実用性が確認された。

6. 結 言

本研究の結論を要約すると次のようになる。インポリュートフェースギヤの設計に横転位係数を導入した第1報の設計理論を用い、多くの接触線図を作成して考察を行った。次に一般転位フェースギヤの設計システムを構成、プログラム化し、これを用いて多くの設計計算を行い、それらを実際に試作して考察を行った。その結果、試作フェースギヤは、いずれも理論どおりの歯幅となり、横転位係数の導入がフェースギヤの歯幅の増大に大きな効果のあることが確認され、かみあいおよび歯当たりに対する考察から、その実用性も確認された。終わりに本研究に助力された信州大学工学部・藤田亮技官、および当時大学院生・百瀬貴俊君〔現、新光電気(株)〕に感謝の意を表する。

文 献

- (1) 日本機械学会編, 機械工学便覧, B1(1985), 126.
- (2) 両角完晴, インポリュートフェースギヤの研究, 信州大学工学部紀要, 28(1970), 89-107.
- (3) 高田 勝, 機械計算法, (1981), 41-42, 養賢堂.