はすば歯車の曲げ疲労強度に及ぼす基準圧力角の影響*

小田 哲^{*1}, 小出隆夫^{*1}, 澤 泰弘^{*2}

Effect of Standard Pressure Angle on the Bending Fatigue Strength of Helical Gears

Satoshi ODA, Takao KOIDE, and Yasuhiro SAWA

This paper presents a study on the effect of standard pressure angle on the bending fatigue strength of helical gears. The root stresses of meshing helical gears of various pressure angles, helix angles and whole tooth depths were calculated by using the approximate equations for deflection and bending moment due to a concentrated load on gear teeth of full depth and long teeth with various pressure angles and Kubo and Umezawa's method. Bending fatigue tests were performed on helical gears of full depth teeth of various pressure angles and helix angles. On the basis of these results, the effects of pressure angle, helix angle and whole tooth depth on the root stresses and bending fatigue strength of helical gears were clarified to a considerable extent.

Key Words: Gear, Helical Gear, Pressure Angle, Helix Angle, Root Stress, Bending Fatigue Strength, Full Depth Tooth, Long Tooth

1. 緒 言

現在一般に採用されている動力伝達用歯車の基準圧力角(以下圧力角と略す)は 20° であるが, 近年高負荷用として圧力角 20° 以上の高圧力角歯車が注目されてきている。従来, 高圧力角平歯車の歯元応力, 曲げ疲労強度についてはすでに研究結果が報告されているが⁽¹⁾, 高圧力角はすば歯車に対してはほとんど研究が行われていない。既報⁽²⁾⁽³⁾では種々の諸元のはすば歯車の歯元応力, 曲げ疲労強度などについて検討する場合の基礎となる, 種々の圧力角の並歯, 高歯歯車の歯に集中荷重が作用する場合の歯のたわみ, 歯元における曲げモーメントについて明らかにし, これらを求めるための近似式を導くとともに, これらの式と久保・梅澤の方法⁽⁴⁾を用いて, ねじれ角 20° の高圧力角並歯, 高歯はすば歯車の歯元応力を計算し, 測定結果と比較して計算方法の妥当性について明らかにした。

本報では, 既報⁽²⁾⁽³⁾の研究結果に基づいて, 種々の圧力角, ねじれ角の並歯, 高歯はすば歯車の歯元応力について理論的検討を加えるとともに, 圧力角 $20^\circ, 25^\circ$

のねじれ角の異なる並歯はすば歯車に対して曲げ疲労試験を実施して, はすば歯車の歯元応力および曲げ疲労強度に及ぼす圧力角, ねじれ角などの影響について明らかにしている。

2. 歯元応力計算

種々の圧力角の並歯, 高歯はすば歯車の負荷かみあいに生ずる歯元実応力は, 既報⁽²⁾⁽³⁾で得られた歯のたわみの影響関数, 曲げモーメント影響関数と久保・梅澤の方法を用いて計算した。本方法により計算される歯元応力が測定結果とよく一致することは既報⁽³⁾で示している。歯元応力計算に用いた並歯, 高歯はすば

表 1 歯元応力計算に用いた歯車の諸元

Tooth profile	Standard
Normal module m_n	3
Normal pressure angle α_n	$20^\circ, 25^\circ, 27^\circ$
Helix angle β_0	$0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$
Number of teeth z_2/z_1	30/20*, 45/30, 90/30*, 180/30*
Face width b	20**, 30, 40**, 50**, 60** mm

* : only for $\beta_0 = 20^\circ$, $b = 30$ mm** : only for $\beta_0 = 20^\circ$, $z_2/z_1 = 45/30$

* 昭和60年3月16日 中国四国支部第23期総会講演会において講演, 原稿受付 昭和62年3月16日。

^{*1} 正員, 鳥取大学工学部 (〒680 鳥取市湖山町南4-101)。^{*2} 正員, (株)本田技術研究所 (〒351-01 和光市中央1-4-1)。

歯車の主要諸元を表1に、各歯車の歯形の諸寸法を表2に示す。歯元応力の計算は歯車誤差を零として、円周力 $P/b=200$ N/mm が作用する場合に対して行った。結果の整理はすべて小歯車(駆動歯車)について行っている。

3. 曲げ疲労試験

3.1 試験歯車 曲げ疲労試験に用いた歯車の諸元を表3に示す。試験歯車(小歯車)、支持歯車はともに S45C 調質鋼(熱処理条件: $850^{\circ}\text{C} \times 1.5$ h 水冷, $620^{\circ}\text{C} \times 1.5$ h 空冷, 硬さ $H_v=230$)をホブ切りしたもので、歯車の精度は JIS 4 級程度である。

3.2 実験方法 実験に使用した曲げ疲労試験機は油圧により繰返し荷重を与えるもので、荷重の繰返し速度は毎分 500 回である。本試験機の構造、特性については文献(5)に詳しく示している。曲げ疲労試験は歯元応力計算結果に基づいて、最大歯元応力が発生するかみあい位置(最悪かみあい位置)で歯車をかみあわせて行った。この場合の円周方向バックラッシュは、JIS に規定されている最大バックラッシュとなるように軸間距離を変えることによって与えた。

4. 計算・実験結果および考察

4.1 歯元応力影響係数計算結果

4.1.1 歯幅(重なりかみあい率)の影響 図1は並歯はすば歯車対の小歯車に対する歯元応力影響係数

A [式(1)で与えられる]と重なりかみあい率 ε_{β} の関係を、圧力角 α_n をパラメータにとって示す。

$$\sigma_{\max} = A \cdot P / (m_n \cdot b) \cdots \cdots (1)$$

ここで、 $\sigma_{\max}$ [MPa] は円周力 P/b [N/mm] が歯車対に作用する場合の久保・梅澤の方法により求まる最大歯元応力である。したがって A の大きさを調べることで歯元応力を評価することができる。

図1より、 A はいずれの α_n に対しても ε_{β} によって少し変化するが、全体的にみると ε_{β} によって大きく変化しないことがわかる。この現象はねじれ角、歯たけにかかわらず認められた。

4.1.2 圧力角の影響 図2(a), (b)はそれぞれ並歯、高歯はすば歯車($b=30$ mm)に対する引張側の A と α_n の関係を、ねじれ角 β_0 をパラメータにとって示す。図2より、平歯車の場合には、 A は並歯、高歯ともに α_n の増加につれて減少するのに対し、はすば歯車の場合には逆に増大する傾向を示すことがわかる。このように A の α_n の増加に対する増減傾向が平歯車とはすば歯車で異なる理由について検討してみよう。

図3は図2と同じはすば歯車に対して計算により求めた最悪かみあい位置における着目する歯の対の荷重分担率 f_{Ls} と α_n の関係を、 β_0 をパラメータにとって示す。図4は図3の並歯はすば歯車対に対する最悪かみあい位置における接触線上の荷重分布を示す。

表2 歯形の諸寸法

Tooth profile	Whole depth h	Clearance c_k	Normal pressure angle α_n	Tip radius of cutter ρ_{a0}
Full depth tooth	2.25 m_n	0.25 m_n	20°	0.375 m_n
			25°	0.318 m_n
			27°	0.2425 m_n
Long tooth	2.7 m_n	0.3 m_n	20°	0.3 m_n
			25°	0.135 m_n
			27°	0.034 m_n

図1 歯元応力影響係数に及ぼす重なりかみあい率の影響

表3 曲げ疲労試験に用いた歯車の諸元

Gear sign	Tooth profile	Normal module m_n	Normal pressure angle α_n	Helix angle β_0	Number of teeth z_2/z_1	Face width b
G.A0	Standard Full depth tooth	3	20°	0°	45/30	30 mm (35 mm)
G.A2				20° (L, R)		
G.B0			25°	0°		
G.B1				10° (L, R)		
G.B2				20° (L, R)		

b = 35 mm : for supporting gear

平歯車の場合には、並歯、高歯ともにいずれの α_n に対してもかみあい率 $\varepsilon < 2$ であるので、最悪かみあい位置(外の一組かみあい点)における f_{LS} は α_n にかかわらず 1 であり、荷重分布もほぼ等分布であるので、 α_n の増加につれて危険断面歯厚が増大することの影響により A が減少するものと考えられる。 $\beta_0 = 10^\circ$ の並歯以外のはすば歯車の場合には、 α_n の増加につれて f_{LS} が増大し、荷重分布は局所的となり最大分布荷重が大きくなるため、危険断面歯厚の増大の影響よりもこれらの f_{LS} 、荷重分布の変化の影響が大きく現れて α_n の増加につれて A が増大する傾向を示すものと考えられる。 $\beta_0 = 10^\circ$ の並歯はすば歯車の場合には、 A は $\alpha_n < 25^\circ$ の場合には他ののはすば歯車と同様の傾向を示すが、 $\alpha_n \geq 25^\circ$ の場合には全かみあい率 ε_γ ($\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha$

$+\varepsilon_\beta$, ε_α : 正面かみあい率, ε_β : 重なりかみあい率)が $\varepsilon_\gamma < 2$ となるため、この α_n の範囲では $f_{LS} = 1$ となり、平歯車の場合と同様に A は α_n の増加につれて減少する傾向を示すものと考えられる。これらの結果より、平歯車および $\varepsilon < 2$ のはすば歯車の場合には高圧力角の採用により曲げ強度の増大が期待できるが、 $\varepsilon \geq 2$

(a) 並歯

(b) 高歯

図 2 歯元応力影響係数に及ぼす圧力角の影響 (引張側)

図 3 荷重分担率と圧力角の関係

(a) $\beta_0 = 10^\circ$

(b) $\beta_0 = 20^\circ$

(c) $\beta_0 = 30^\circ$

図 4 接触線上の荷重分布(並歯)

図 5 引張・圧縮側の歯元応力影響係数の比

のはすば歯車の場合にはほとんど期待できないものと考えられる。

図5は図2と同じはすば歯車対に対する圧縮側歯元応力影響係数 A_c と引張側歯元応力影響係数 A_t の比 (A_c/A_t) と α_n の関係を、 β_0 をパラメータにとって示す。並歯、高歯のいずれの場合も A_c/A_t は β_0 にかかわらず α_n の増加につれて増大する傾向を示す。これは歯面荷重の歯形中心線方向の分力が α_n の増加につれて歯形中心線に垂直方向の分力と比べて相対的に大きくなることによると考えられる。

4.1.3 ねじれ角の影響 図6は種々の β_0 の並歯、高歯歯車対 ($z_2/z_1=45/30, b=30\text{ mm}$) の小歯車に対する引張側の A を α_n 別に示す。図6より、 A は並歯、高歯いずれの場合も α_n にかかわらず、 $\beta_0=20^\circ$ 程度までは β_0 の増加につれて減少するが、さらに β_0 が大きくなると逆に増大する傾向を示すことがわかる。これは図3、4に示したように最悪かみあい位置における荷重分担率 f_{LS} は $\varepsilon_r \geq 2$ の範囲で β_0 の増加につれて減少するが、接触線の歯すじに対する傾斜が大きくなるため荷重分布が局所的になり、 $\beta_0 > 20^\circ$ の範囲では β_0 の増加につれて最大分布荷重が大きくなることによるものと考えられる。これらの結果より、動的付加荷重の影響を無視すればねじれ角を大きくとつて

もはすば歯車の曲げ強度の増大は期待できないものと思われる。また、高歯歯車の A は平歯車の場合には α_n にかかわらず並歯歯車の場合よりも少し大きいものに対し、はすば歯車の場合には逆にかなり小さくなるのがわかる。これは平歯車の場合には並歯、高歯ともに最悪かみあい位置において全荷重が一对の歯に作用し、高歯歯車のほうが荷重作用点から危険断面までの距離が大きいことおよびはすば歯車の場合には最悪かみあい位置における荷重分担率が高歯のほうが並歯の場合よりもかなり小さい(図3)ことによると考えられる。

4.1.4 相手歯車の歯数の影響 図7は $\beta_0=20^\circ$ 、 $z_1=30$ の並歯はすば歯車に対して相手歯車の歯数 z_2 を種々変えた場合の A と z_2 の関係を、 α_n をパラメータにとって示す。図7より、 A は α_n にかかわらず z_2 の増加につれて減少する傾向を示すことがわかる。この傾向は高歯歯車の場合においても認められた。これは正面かみあい率 ε_a が z_2 の増加につれて大きくなるため最悪かみあい位置が歯元側へ移動することおよび最悪かみあい位置における荷重分担率が z_2 の増加につれて減少することによるものと考えられる。

4.2 曲げ疲労試験結果 図8は表3に示した諸元の試験歯車に対する曲げ疲労試験結果を示す。歯元応力計算結果によれば、これらの試験歯車に対する最

図6 歯元応力影響係数に及ぼすねじれ角の影響

図8 曲げ疲労試験結果

図7 歯元応力影響係数に及ぼす相手歯車の歯数の影響

図9 曲げ疲労限度荷重、歯元応力影響係数と圧力角の関係

図 10 曲げ疲労限度荷重, 歯元応力影響係数とねじれ角の関係

悪かみあい位置は歯幅中央の軸直角断面における外の一組かみあい点(E点)に近いかみあい位置であるので, 曲げ疲労試験はすべて歯をE点でかみあわせて行った。図9は各歯車をE点でかみあわせた場合の, 小歯車に対する曲げ疲労限度荷重(図8), 引張側歯元応力影響係数と圧力角 α_n の関係を, ねじれ角 β_0 をパラメータとして示す。横軸に α_n , 縦軸に高圧力角歯車の曲げ疲労限度荷重 P_u と $\alpha_n=20^\circ$ の歯車に対する曲げ疲労限度荷重 P_{u20} の比 P_u/P_{u20} および $\alpha_n=20^\circ$ の歯車の歯元応力影響係数 A_{20} と高圧力角歯車の歯元応力影響係数 A の比 A_{20}/A をとっている。図9より, P_u/P_{u20} と A_{20}/A の α_n の増加にともなう増減傾向はほぼ一致しており, これらは $\beta_0=0^\circ$ の場合には α_n の増加につれて増大, $\beta_0=20^\circ$ の場合には減少する傾向を示すことがわかる。図10は各歯車をE点でかみあわせた場合の, 小歯車に対する曲げ疲労限度荷重, 引張側歯元応力影響係数と β_0 の関係を示す。横軸に β_0 , 縦軸にははすば歯車の曲げ疲労限度荷重 P_u と平歯車の曲げ疲労限度荷重 P_{u0} の比 P_u/P_{u0} および平歯車の歯元応力影響係数 A_0 とはすば歯車の歯元応力影響係数 A の比 A_0/A をとっている。図10より, P_u/P_{u0} と A_0/A の β_0 の増加にともなう増減傾向はほぼ一致していることがわかる。また, $\alpha_n=25^\circ$ の $\beta_0=10^\circ$ に対する A は $\beta_0=0, 20^\circ$ の場合よりも小さくなっており, 図6の結果(最悪かみあい位置における A)とは傾向が異なる。これはE点と最悪かみあい位置における A の差が β_0 の減少につれて大きくなることによる。図11は $\alpha_n=25^\circ$ の並歯歯車対に対するかみあい位置の移動にともなう同時接触線長さの変化を示す。図11中のかみあい始め, 終わりの位置は歯幅中央の軸直角断面におけるそれぞれの位置を示し, 矢印は計算により求めた最悪かみあい位置を示す。図11より, 最悪かみあい位置とE点における同時接触線長さの差が β_0 の減少につれて大きくなることがわかる。これにより両かみあい位置における着目する歯の荷重分担率の差が大きく

 図 11 同時接触線長さ(並歯, $\alpha_n=25^\circ$)

なるため最大歯元応力の差が大きくなり, 式(1)の関係から A の差が大きくなるものと考ええる。

図9, 10の結果より, 曲げ疲労限度荷重 P_u の圧力角 α_n , ねじれ角 β_0 の増加にともなう増減傾向は歯元応力影響係数 A の増減傾向を調べることにより, かなり正確に推定できるものと考えられる。

5. 結 言

本報により明らかになった諸点を要約すると次のようになる。

(1) 平歯車および全かみあい率 $\epsilon_r < 2$ ($\epsilon_r = \epsilon_a + \epsilon_\beta$, ϵ_a : 正面かみあい率, ϵ_β : 重なりかみあい率)のはすば歯車の場合には高圧力角の採用により曲げ強度の増大が期待できるが, $\epsilon_r \geq 2$ のはすば歯車の場合にはほとんど期待できない。

(2) 動的付加荷重の影響を無視すれば, ねじれ角を大きくとってもはすば歯車の曲げ強度の増大はほとんど期待できない。

(3) 高歯歯車の最悪かみあい位置における歯元応力は, 平歯車および $\epsilon_r < 2$ のはすば歯車の場合には並歯歯車の場合よりも少し大きい, $\epsilon_r \geq 2$ のはすば歯車の場合には逆にかなり小さくなる。

(4) はすば歯車の最悪かみあい位置における歯元応力は単位歯幅当たりの荷重が同じ場合, 歯幅(重なりかみあい率)によっては大きく変化しない。

(5) 曲げ疲労限度荷重に及ぼす圧力角, ねじれ角の影響は, 歯元応力を調べることによりかなり正確に推定できる。

おわりに, 本研究を行うにあたって熱心にご協力いただいた本学文部技官 難波千秋氏に対して厚くお礼申し上げます。

文 献

- (1) 小田・坪倉・難波, 機論, 48-427, C(昭57), 391.
  - (2) 小田・小出・池田・梅澤, 機論, 52-473, C(昭61), 88.
  - (3) 小田・小出・梅澤, 文献(2)の97ページ.
  - (4) 久保・梅澤, 機論, 43-371(昭52), 2771.
  - (5) 小田・島富, 機論, 45-395, C(昭54), 826.
-