中硬度調質歯車の負荷能力に関する研究*

(第6報, 歯面強さに及ぼす硬さの組合せの影響——同一仕上げ歯車対の場合)

中西 勉^{*1}, 有浦泰常^{*1}, 上野 拓^{*2}Load-Carrying Capacity of the $HB \approx 340$ (Hardened and Tempered) Gears
(6th Report, Influence of Hardness Combination of Gear Pairs on their Surface Durabilities——Gear Pairs with the Same Surface Finish)

Tutomu NAKANISHI, Yasutsune ARIURA, and Taku UENO

The influence of hardness combination of gear pairs (gear ratio $u \neq 1$) on their surface durabilities was investigated by using a power circulating-type gear testing machine. The following results were obtained for the hardened and tempered gears ($HB \approx 340$): (1) In the case of hobbed gears with some difference in hardness, (i) the pitting area ratio of softer gear does not decrease, (ii) the tooth profile of softer gear degenerates, (iii) the influence of hardness combination of gear pairs having gear ratio $u \neq 1$ on their surface durabilities is more remarkable than that of gear pairs having gear ratio $u = 1$. (2) In the ground gears, (i) the higher surface durability by the effect of hardness combination does not attain, (ii) when the tooth surface of harder gear is rougher than that of softer gear, many pits occur in the softer gear with repeated contact stress. Therefore, the influence of hardness combination on the pitting failure is much related to the tooth surface roughness of two mating gears.

Key Words: Gear, Medium-Hardness Gear, Load-Carrying Capacity, Surface Durability, Gear Ratio, Hardness Combination, Tooth Surface Roughness

1. ま え が き

一般の歯車装置は、小歯車のほうを硬くして大歯車との間に硬さ差を与えて用いることが多く、特に中硬度 (HB 400 程度) までの領域では硬さの組合せにより歯面強さの向上を見込む場合がある。例えば、設計式などでは小歯車のほうを硬くした場合、同じ硬さの組合せにくらべ E. Buckingham⁽¹⁾, 機械工学便覧第4版⁽²⁾ 第6版⁽³⁾において歯車材の許容接触応力が高く取れ、AGMA 式⁽⁴⁾や ISO 式⁽⁵⁾ JGMA 式⁽⁶⁾において歯面強さに及ぼす硬さの組合せの影響を硬さ比係数あるいは加工硬化係数の項目で導入し許容接線荷重が増加している。また、これまでのローラによる面圧基礎試験では、一対のローラに硬さ差を与えることで運転条件によっては面圧強さの増加する結果⁽⁷⁾や逆に減少する結果⁽⁸⁾もある。

ところで、著者らは中硬度調質歯車の歯面強さ向上に対し、同一硬さ・同一粗さの歯車対では歯面を初めからできるだけ滑らかに仕上げておく必要性を強調してきた⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。また、歯数比 $u = 1$ のホブ切り歯車対で

は、従来の結果⁽¹¹⁾と異なり硬さ差のある歯車対が同じ硬さの歯車対にくらべピッチングに対する負荷能力が減少する場合もあることを指摘した⁽¹²⁾。

本報では、以上のことから中・大形の中硬度調質 ($HB \approx 340$) 歯車を対象に歯数比 $u \neq 1$ の場合における歯面強さに及ぼす硬さの組合せの影響について歯面粗さの点から検討した。なお、小歯車と大歯車との硬さ差は、 $\Delta HB = 100$ 程度の範囲とし、歯数 21 と 31 のホブ切り歯車および研削歯車を用い同一仕上げ歯車の組合せ条件で動力循環式歯車試験機により運転試験を行った。

2. 試験歯車・試験機および実験方法

2.1 試験歯車諸元および鋼種 試験歯車は歯数 21 と 31 の平歯車で、その諸元を表 1 に示す。

歯車材は JIS SCM 435 を用い、各試験歯車は設定の硬さになるように焼入れ焼もどしを施し、ホブ切りを行った。また、そのうち 3 対については歯面粗さを小さくする目的で歯面研削 (マージ 0° 法) も行った。

歯車の硬さは、歯車側面 2~4 箇所を直接ブリネル硬さ試験機で測定しその平均値で表示した。なお、測定場所におけるばらつきは、ほとんど HB で ± 1 であった。

* 昭和 62 年 4 月 1 日 第 64 期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和 61 年 8 月 28 日。

^{*1} 正員、九州大学工学部 (〒812 福岡市東区箱崎 6-10-1)。

^{*2} 名誉員、九州産業大学工学部 (〒813 福岡市東区松香台 2)。

2.2 試験歯車の精度・歯面硬さ

2.2.1 精度 各試験歯車の歯形誤差はホブ切り歯車が18~31 μm で JIS 4~5 級, 研削歯車が4~7 μm で0~1 級となっている。また, 歯すじ誤差はホブ切り歯車が0~6 級, 研削歯車がいずれも0 級となっている。なお, 単一・隣接・累積ピッチ誤差と歯みぞの振れについては, ホブ切り歯車が0~3 級程度, 研削歯車が0 級であった。

2.2.2 歯面粗さ 図1に歯形方向の歯面粗さ形状の代表例を示す。また, 各試験歯車の歯面粗さを最大高さ R_{max} で整理して図2に示す。これらの結果から本実験では, ホブ切り歯車が $R_{\text{max}} \approx 8 \sim 19 \mu\text{m}$, 研削歯車が $R_{\text{max}} \approx 1 \sim 3 \mu\text{m}$ 程度で小歯車のほうが大歯車にくらべ粗さの大きい組合せの場合もある。

2.3 試験機・潤滑油および実験方法 試験機は動力循環式歯車試験機(中心距離156 mm, 歯数比31/21 小歯車回転数1800 rpm)を用いた。

潤滑油は, 表2に示すものでホブ切り歯車において

油C, 研削歯車において油Cまたは油Aを用い, 2 l/min (ノズル出口油温40°C)の割合で歯車かみあい部直上から供給した。なお, EHD理論に基づく最小油膜厚さ $h_{\text{min}}^{(13)}$ はピッチ点において最大ヘルツ応力 $P_{\text{max}} = 490 \sim 1180 \text{ MPa}$ のとき油C油温40°Cで $h_{\text{min}} = 2.0 \sim 1.6 \mu\text{m}$, 70°Cで $h_{\text{min}} = 0.8 \sim 0.6 \mu\text{m}$ 程度となる。

実験は, 設定の荷重条件で負荷運転を行った。なお, 歯車精度・歯面粗さの変化は所定の繰返し数ごとに調べ, 歯面状態, ピットの大きさ・数は適時に観察・記録した。

図1 歯形方向歯面粗さ形状

表1 試験歯車の諸元

	Pinion	Gear
Gear ratio	31 / 21	
Module	6	
Pressure angle	20°	
Number of teeth	21	31
Pitch diameter	126	186
Facewidth	15, 24	15

表2 潤滑油の性質

		Oil C *	Oil A *
Specific gravity	15/4 °C	0.888	0.882
Viscosity m^2/s	40 °C	153.9×10^{-6}	56.4×10^{-6}
	100 °C	15.0×10^{-6}	7.8×10^{-6}
Viscosity index		97	103
Sulphur	wt %	0.35	1.10
Phosphorus	wt %	0.038	—
Mean molecular weight		575	470

* These oils contain no extreme pressure additives.
(Oil C : ISO VG 150, Oil A : SAE 20)

図2 各試験歯車の歯面粗さ
(歯形方向最大高さ R_{max})

表3 実験条件および結果の概要(硬さの組合せの影響)

Test No.	GT-15		GT-18		GT-19		GT-20		GT-17		GT-21		GT-22	
Pinion (P) , Gear (G)	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
Brinell hardness number HB	331	331	338	331	377	337	413	331	331	332	365	337	365	299
Difference in hardness ΔHB	= 0		= 5		= 40		= 80		= 0		= 30		= 65	
Tooth surface-finishing method	Hobbing								Grinding					
Tooth surface roughness Rmax μm	19	8	14	14	11	11	15	10	1	1	2	1	3	1
Tooth profile error μm	29	18	27	27	22	22	31	27	7	7	4	5	4	7
Max. Hertzian stress Pmax MPa	490 (50 kgf/ mm ²)								1180 (120 kgf/ mm ²)					
Pmax / HB (Pmax : kgf/ mm ²)	0.15	0.15	0.15	0.15	0.13	0.15	0.12	0.15	0.36	0.36	0.33	0.36	0.33	0.40
Lubricant	ISO VG 150 (oil C)								SAE 20 (oil A)					
Cycles run N ₁ , N ₂	10 ⁷	0.7x10 ⁷	10 ⁷	0.7x10 ⁷	10 ⁷	0.7x10 ⁷	10 ⁷	0.7x10 ⁷	10 ⁷	0.7x10 ⁷	0.9x10 ⁷	0.6x10 ⁷	0.5x10 ⁶	0.3x10 ⁶
Pitting area ratio %	1.35	0.90	1.44	1.33	0.29	0.85	0.13	1.08	0.04	0.09	0.78	0.61	0.04	1.55

$P_{max} = 490 \text{ MPa}$ (50 kgf/mm^2), Hobbed gears

図3 運転後の歯面状態 (ホブ切り歯車の組合せ)

$P_{max} = 1180 \text{ MPa}$ (120 kgf/mm^2), Ground gears

図4 運転後の歯面状態 (研削歯車の組合せ)

$P_{max} = 490 \text{ MPa}$ (50 kgf/mm^2), Hobbed gears

図5 繰返し数に対するピットの発生状況 (ホブ切り歯車の組合せ)

$P_{max} = 1180 \text{ MPa}$ (120 kgf/mm^2), Ground gears

図6 繰返し数に対するピットの発生状況 (研削歯車の組合せ)

3. 実験結果および考察

3.1 実験結果 表3に実験条件および結果の概要を示す。また、図3, 4に運転後の歯面状態を示す。
(1) $R_{max} \approx 8 \sim 19 \mu\text{m}$ のホブ切り歯車については、歯車の組合せを小歯車と大歯車の硬さ差 $\Delta HB \approx 0$ [GT-15], $\Delta HB \approx 5$ [GT-18], $\Delta HB \approx 40$ [GT-19], $\Delta HB \approx 80$ [GT-20]の4種類とし荷重条件は一般に用いられている許容接触応力と硬さとの関係および歯面粗さを考慮して⁽¹⁰⁾いずれもヘルツ応力 $P_{max} = 490$

図7 硬さ差とピッチングとの関係 (ホブ切り歯車の組合せ)

図8 繰返し数に対する歯形の変化

図9 繰返し数に対する歯面摩耗量の変化
(ホブ切り歯車の組合せ) 図10 硬さ差と歯面摩耗量との関係
(ホブ切り歯車の組合せ)

MPa (50 kgf/mm²) とした。また (2) $R_{\max} \approx 1 \sim 3 \mu\text{m}$ の研削歯車については硬さ差を $\Delta HB \approx 0$ [GT-17], $\Delta HB \approx 30$ [GT-21], $\Delta HB \approx 65$ [GT-22] の3種類とし荷重条件は $P_{\max} = 1180 \text{ MPa (120 kgf/mm}^2\text{)}$ とした。

結果は表3と図3, 4からわかるようにいずれにおいても損傷形態としてピッチングであり、ピットの発生状況が歯車の硬さの組合せによって大きく異なっていた。以下、ピットの発生および歯形・歯面粗さの変化に及ぼす硬さの組合せの影響を考察・検討した。

3.2 ピットの発生に及ぼす硬さの組合せの影響

図5と図6に繰返し数に対するピットの発生状況をピッチング面積率〔全ピットの総面積を全作用歯面面積で除した値(%)〕で整理して示す。(1) 図5がホブ切り歯車対, (2) 図6が研削歯車対でそれぞれ(a)が小歯車, (b)が大歯車のピッチング面積率の推移で

ある。また、ホブ切り歯車対については硬さの組合せ(硬さ差 ΔHB)と $N_1 = 10^7$ におけるピッチングとの関係を r_p 値**1で整理して図7に示す。

これらの図からいずれの場合もピッチングの進行状況に硬さの組合せが大きく影響していることが明らかである。すなわち、

(1) ホブ切り歯車対では小歯車が硬くなるほど小歯車のピットは少なくなり相手の大歯車のピットはほぼ同じ傾向で増加すること。

(2) 研削歯車対では、硬さ差を与えても必ずしも大歯車のピットが減少せず本実験条件では急増する場合があること、がわかった。

**1 r_p 値は各実験におけるピッチング面積率 $p_{\Delta HB}$ を $\Delta HB \approx 0$ におけるピッチング面積率 $p_{\Delta HB=0}$ で除した値。 r_p 値が1より大きいほど同じ硬さの組合せにくらべピッチングの多いことを表す。

図 11 繰返し数に対する歯面粗さの変化 (歯形方向ピッチ点付近)

したがって、運転条件によっては従来の結果⁽¹¹⁾と異なり小歯車のほうを硬くしても大歯車の歯面強さの向上が期待できないことを示している。

3.3 歯形の変化に及ぼす硬さの組合せの影響

図 8 にホブ切り歯車および研削歯車の繰返し数に対する歯形の変化を示す。なお、ホブ切り歯車対については繰返し数に対する歯面の摩耗量^{**2}を図 9 に示す。また、硬さ差 (ΔHB) と $N_1=10^7$ における歯面の摩耗量 W との関係を r_w 値^{**3}で整理して図 10 に示す。

これらの図から歯形の変化においても硬さの組合せの影響が大きい。すなわち、

(1) ホブ切り歯車対では小歯車が硬くなるほど歯形の変化は小歯車において小さく、大歯車において大きくなり歯面の摩耗が増加すること、

(2) 研削歯車対では硬さ差のある場合大歯車においてピットの急増とともに局所的に歯形の変化が大きいこと、がわかった。

したがって、小歯車のほうを硬くしても条件によ

ては大歯車において歯形の大きな変化をとまなう場合もあり、この点からも硬さの組合せには注意を払う必要がある。

3.4 歯面粗さの変化に及ぼす硬さの組合せの影響

図 11 に繰返し数に対する歯面粗さの変化を示す。

(1) ホブ切り歯車対では、同一硬さの組合せの場合歯面粗さは小歯車・大歯車ともに同程度に変化している。一方、小歯車と大歯車の硬さ差が大きくなるにしたがい歯面粗さは硬い小歯車においてさほど変化せず初めの粗さが残存し大歯車において著しく変化している。すなわち、ホブ切り歯車対において硬さ差のある場合硬いほうの小歯車の歯面粗さは減少せず、大歯車の歯面粗さを小さくすることを示している。しかしながら、中硬度の領域におけるこれまでの結果⁽¹⁴⁾およびピットの発生状況、歯形の変化状況から考察すると負荷の繰返しによる歯面粗さの大きな変化は、歯面強さに対して必ずしも好ましい状態でないことを示している。

(2) 研削歯車対では、同一硬さ・同一粗さの組合せの場合歯面粗さは小歯車・大歯車ともにほとんど変化していない。一方、硬さ差のある場合小歯車のほうが大歯車にくらべ初めから歯面の粗いこともあり大歯車を滑らかにするがピットが急増している。

^{**2} 歯形誤差記録線図を利用し、一歯あたりの歯形の変化量を求め歯数を乗じた。ほとんどが摩耗量と考えられるが塑性変形量も含まれている。

^{**3} r_w 値は、各実験における摩擦量 $W_{\Delta HB}$ を $\Delta HB=0$ における摩擦量 $W_{\Delta HB=0}$ で除した値、 r_w が 1 より大きいほど同じ硬さの組合せにくらべて摩擦量の多いことを表す。

したがって、硬いほうの表面が粗く相手を滑らかにしてもその変化の過程においてすでに被害を受け、疲労き裂の源を残し⁽¹⁵⁾、ピッチングを増加させ歯形の変化も大きくなるものと思われる。

4. ま と め

中・大形の中硬度調質歯車を対象に、歯数比 $u \approx 1$ の場合において

(1) 歯面粗さの大きいホブ切り歯車対では小歯車のほうを硬くして大歯車との間に硬さ差を与えても (i) 大歯車のピッチングを減少させることはできないこと、(ii) 大歯車の歯形の変化 (歯面の摩耗) が著しく大きくなること、(iii) 歯数比 $u=1$ の結果⁽¹²⁾ にくらべ歯面強さに及ぼす硬さの組合せの影響が著しいこと、がわかった。また、

(2) 歯面粗さの小さい研削歯車では硬さ差を与えても (i) 飛躍的な歯面強さ向上は望めないこと、(ii) 特に小歯車の歯面が大歯車にくらべわずかでも粗いと大歯車のピッチングはむしろ増加する場合があること、がわかった。

したがって、運転条件によっては一般に知られている従来の結果⁽¹¹⁾ と異なり硬さ差を与えても必ずしも相手歯車の歯面強さの向上を期待できない場合があり、歯面強さに及ぼす硬さの組合せの影響についても歯面粗さを十分考慮する必要がある。また、以上の結

果はローラによる基礎研究⁽⁸⁾ から定性的に一致するものである。

なお、硬いほうの小歯車の歯面を初めから滑らかにして組合せた場合などについては次報で報告する。

終わりに、住友金属工業(株)、三菱石油(株)ならびに九州大学工学部総合実験工場の各位のご援助・ご協力に対し感謝の意を表する。

文 献

- (1) Buckingham, E., *Analytical Mechanics of Gears*, McGraw-Hill (1949), Dover Publication (1963) 530.
- (2) 日本機械学会編, 機械工学便覧, 改訂第4版, 第7編機械の要素, (昭45), 106, 日本機械学会.
- (3) 日本機械学会編, 機械工学便覧, 改訂第6版, 第7編機械の要素, (昭50), 119, 日本機械学会.
- (4) AGMA, 215.01 (1966), AGMA, 218.01 (1982).
- (5) ISO, TC 60/WG 6 200 (1977), ISO/DIS, 6336/2 (1983).
- (6) JGMA, 402-01 (1975).
- (7) たとえば, 平野・ほか2名, 機論, 29-205 (昭38), 1442; 機論, 32-236 (昭41), 672.
- (8) たとえば, 石橋・横手, 機誌, 77-663 (昭49)136; 潤滑, 20-3 (昭50), 134.
- (9) 中西・上野・有浦・ほか1名, 機論, 46-406, C (昭55), 660.
- (10) 中西・有浦・上野, 機論, 52-483, C (昭61), 2892.
- (11) たとえば文献(1)の530ページ.
- (12) 中西・上野・有浦ほか2名, 機論, 45-398, C (昭54)1165.
- (13) Dowson, D., *Proc. Conf. Lubr. Wear*, IME (1967), 151.
- (14) 上野・有浦・中西・ほか1名, 機論, 45-394, C (昭54), 718.
- (15) 曾田・山本, 潤滑, 20-6 (昭50), 435.

討 論

〔質問〕 滝 晨 彦

〔石川島播磨重工業(株)技術研究所〕

同一材料を用いる限り硬度差の影響を受けないこと、硬度差を非常に大きくとった場合に摩耗が問題になるということに関しては、質問者の報告⁽¹⁾⁽²⁾とも矛盾せず納得できる結果である。さて、データについて二点お尋ねしたい。

(1) 図6の結果はばらつきが大き過ぎるように思う。歯面粗さなどを管理し、データを補充せねば硬度差の影響を議論できないように考えられるがいかがか。

(2) 図8, 研削歯車の [GT-21], [GT-22] における Gear の歯形変化はピットか, 摩耗か。

〔回答〕 図6において, 実験番号 [GT-17] と [GT-21], [GT-22] を比較するうえでは, ご指摘のように歯面粗さを一致させて検討する必要があると考ええる。なお, [GT-21], [GT-22] は, 同一仕上げ歯車対で

も歯面粗さの異なる組合せで硬さ差を与えた場合にピットの発生状況が変化する例を示している。

(2) 大歯車の歯面は, 図4からわかるようにピットの生じていない部分において初めの研削面が [GT-21] の場合消失しているところがあり, [GT-22] の場合まだ残存している。したがって, [GT-21] では繰返し数 $N_1=0.9 \times 10^7$ 時点の歯形形状において摩耗もある程度含んでおり, 歯形変化はピットの一部分と摩耗を表している。[GT-22] については, $N_1=0.5 \times 10^6$ 時点の歯形形状で大きな歯形変化はピットの一部分のみになる。なお, 運転を継続すればピッチングがさらに増加し摩耗も増えるものと考えられる。

〔質問〕 田 中 成 忠〔佐賀大学理工学部〕

工学上有意義な研究をなされていることに対し, 敬意を表す。以下の点についてお教え願いたい。

(1) 硬度差を与えたほうが歯面強度の向上をもたらす場合もあると思われる。それはどのような条件の

ときか。

(2) HB330 のホブ切り歯車に対して, 480 MPa は少し低いように思うが, 測定のために, 試験機から取外し, 取付けの影響が現れたのではないか。

(3) 図 8 の [GT-21], [GT-22] の Pinion 側, 歯元インポリュートが不足していること, 歯面粗さが [GT-17] より大きいことが, 硬度差より大きい影響を与えているのではないか。

〔回答〕 (1) 中硬度歯車の領域において小歯車と大歯車に硬さ差を与える場合, 歯面粗さも十分考慮する必要があり, 硬さ差による歯面強さ向上の条件は, 歯車対の硬さおよび粗さの組合せによって異なると考えている。現在, 歯車の加工上小歯車のほうは初めから滑らかに仕上げられることを想定して実験を行っているが, この場合には, 小歯車を大歯車より硬くする必要のあることを見いだしている。詳細については, 別報にて公表の予定である。

(2) なじみの期待できない中硬度歯車の領域において, 歯車の取付け取外しの影響よりも本実験条件の歯数が互いに素の場合, 歯面強さに及ぼす歯面粗さの影響が顕著に現れたもの⁽¹⁰⁾と考える。なお, 歯面強さ(許容接触応力)は, 繰返し数 10^7 でピッチングのほとんど生じない状態(ピッチング面積率 0.1%以下)を基準とすれば, 歯数比 $u=31/21$ で歯面粗さ $R_{\max} \approx 10 \mu\text{m}$ のホブ切り歯車対の場合 $P_{\max}=340 \text{ MPa}$ (0.11 HB kgf/mm²), $R_{\max} \approx 1 \mu\text{m}$ の研削歯車対の場合 $P_{\max}=180 \text{ MPa}$ (0.36 HB kgf/mm²) となる結果を得ている。

(3) 実験番号 [GT-21], [GT-22] の小歯車歯元インポリュート不足については, 本実験が $P_{\max}=180 \text{ MPa}$ の高負荷条件で歯のたわみも大きくなり(すでに歯先修整を施す必要もあり) 負荷時の歯当たり面積から推定してその実験結果への影響は, さほど大きくないと考えている。なお, 図 4 からわかるように [GT-21], [GT-22] でも, ピットの生じている場所は他の実験例と同じくピッチ線より歯元側の一歯かみあい領域に多いことが認められる。

歯面粗さについては, [GT-17] と [GT-21], [GT-22] を比較するうえではご指摘のように歯面粗さが異なりその影響も大きいものと考えられる。ここでは, 同一仕上げ歯車対でも硬い小歯車の歯面が大歯車にくらべわずかでも粗いと, 大歯車のピットは急増する例

を示している。したがって, 歯面強さに及ぼす硬さ差の影響のみを詳しく考察するには, 同一粗さ条件にしておく必要がある。今後検討を加えたいと思う。

〔質問〕 石川 昌一

〔(株)ハーモニック・ドライブ・システムズ〕

中硬度調質歯車の使用分野として, 中, 大形の産業用歯車装置があり, その歯面強さのいっそうの向上が望まれている。この点で有益な知見を加えられた研究に感謝する。次の 2 点をおたずねしたい。

(1) 図 7 の結果から, ホブ切り歯車対では, 小歯車の硬さ上昇は大歯車のピッチングを減少させることはできないとしても, 小歯車自身の耐ピッチング性の向上には役立っていると思われる(特に $\Delta HB \approx 80$ の場合)。ただ粗さもいくらか良くなっているのので, 一概にはいえないかもしれないが, 歯車設計の際の手法として小歯車を少し硬くすることについてどのようにお考えか。

(2) 研削歯車対の [GT-21] で小歯車のほうが $\Delta HB \approx 30$ だけ硬いのにな, 耐ピッチング性が少し劣っているように見られるが, 何か理由が考えられるか。

〔回答〕 (1) 歯車の加工上, 小歯車と大歯車を全く同一硬さにするのは困難なことも多くこの場合, 経験的に繰返し数の多い小歯車のほうを少し硬くして組合せているものと考えられる。一方, 設計規格では, AGMA 式・ISO 式・JGMA 式^{(4)~(6)}において具体的に硬さの組合せの影響を許容応力修正係数の項で導入している。

著者らとしては, 中硬度歯車において歯面強さに及ぼす歯面粗さの影響が予想以上に大きいこと⁽¹⁰⁾から, 硬さの組合せの影響についても粗さの組合せを考慮して再検討する必要があると考えている。

(2) 実験番号 [GT-21] の場合, 高負荷条件のため小歯車と大歯車の歯面粗さの差異も歯面強さに影響を与えている。なお, 小歯車のピッチングの増加した理由の一つには, 小歯車のほうが硬くても $\Delta HB \approx 30$ 程度では大歯車のピットの急増にともなってその影響を受けたものと考えられる。

(付1) 滝, 機論, 52-474, C (昭61), 542.

(付2) 滝・機論, No. 850-3 (昭60-8), 45.