

(鑄放しFCD800齒車を用いた負荷能力の経済的向上法)

正 * 中 西 勉 (宮崎大)
 正 牟 田 了 (宮崎大)
 名誉 上 野 拓 (九産大)

正 有 浦 泰 常 (九 大)
 正 明 石 剛 二 (有明高専)
 正 矢 野 満 (日立金属)

1. ま え が き

中・大形の動力伝達用齒車を対象として、著者らはこれまでに製作上の利点などから高強度球状黒鉛鑄鉄の適用を検討してきた⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾。その結果、特に齒車をホブ切りのまま用いる場合、鑄放し FCD700~800 が同程度の硬さの合金鋼にくらべ、齒切り加工・齒車精度・齒面粗さおよび齒面強さの点できわめて有用な齒車材であることを見出した。また、鑄放し FCD800 齒車を調質SCM435齒車と組合せて用いても運転上問題がないことを明らかにした。

本報では、動力伝達用齒車の経済的負荷能力の向上を目的として、調質鋼齒車と高強度球状黒鉛鑄鉄齒車を組合せて用いる場合の具体的な齒面硬さおよび粗さの組合せ条件について検討した。なお、齒車の生産性と性能向上を考慮し、小齒車は齒の曲げ疲労限度に余裕のある調質SCM435をホブ切り後研削仕上げ、大齒車は加工上有利な鑄放しFCD800をホブ切りのままとし動力循環式齒車試験機により運転試験を行なった。

2. 試験齒車・試験機および実験条件

2.1 齒車諸元および組合せ 表1に試験平齒車の諸元を示す。齒車の組合せは、動力伝達用を対象とした齒車における生産性と負荷能力の点から、小齒車は齒の曲げ疲労限度に余裕のある調質鋼(JIS SCM435)をそれぞれ所定の硬さになるように焼入れ焼もどししホブ切り後研削仕上げ、大齒車は開発した製作上有利な高強度球状黒鉛鑄鉄(FCD800)⁽¹⁾をホブ切りのままとした。

齒車の硬さの組合せは、大齒車(FCD800)のブリネル硬さ HB276, 285 に対し、小齒車(SCM435)のほうを硬

くして HB321, 326 (硬さ差 $\Delta HB \approx 40$)、HB408 ($\Delta HB \approx 120$)の2種類とした。なお、齒車材の母材硬さはビッカース硬さ計(測定荷重 0.9807~9.807 N)において、調質 SCM435(組織:ソルバイト)が HV310~350と HV410~470、鑄放し FCD800の基地部(細かいパーライト)が HV300~380 であった。したがって、小齒車と大齒車の金属組織における基地部の硬さ差としては、 $\Delta HB \approx 40$ のとき $\Delta HV \approx 0$ 、 $\Delta HB \approx 120$ のとき $\Delta HV \approx 100$ となる。

研削齒車とホブ切り齒車の精度は、齒形誤差がほぼ $3 \sim 9 \mu m$ (JIS 0~2 級)と $9 \sim 12 \mu m$ (2~5 級)、齒すじ誤差が $1 \sim 3 \mu m$ (0 級)と $3 \sim 6 \mu m$ (0 級)程度であった。齒面粗さについては、齒形方向最大高さで研削齒車が $1 \sim 2 \mu m R_{max}$ 、ホブ切り齒車が $6 \sim 8 \mu m R_{max}$ であった。

したがって、小齒車と大齒車において齒車材種・齒面硬さおよび粗さは異なる組合せとなる。

2.2 試験機・潤滑油および実験方法 試験機と潤滑油は、動力循環式齒車試験機(中心間距離 156 mm・齒数比 31/21・小齒車回転数 1800 rpm)と ISO VG150(供給油温 313k・油量 $33 \times 10^{-6} m^3/s$)である⁽²⁾。

本実験条件における EHD理論に基づく最小油膜厚さ $h_{min}^{(4)}$ は、荷重条件 $K^{(1)} = 2.10 \sim 6.18 N/mm^2$ ($Ft/b = 158 \sim 464 N/mm$)のとき、 $1.8 \sim 1.6 \mu m$ (油温 313 k)、 $0.7 \sim 0.6 \mu m$ (343 k) 程度となる。

実験では、 $K = 2.10 \sim 6.18 N/mm^2$ ($Ft/b = 158 \sim 464 N/mm$ 、ピッチ点での最大接触応力 $\sigma_H = 650 \sim 1110 MPa$ ($(0.24 \sim 0.40) HB \text{ kgf/mm}^2$)) の範囲の設定荷重条件でそれぞれ運転を行ない、適時に齒車精度・齒面粗さ・齒面状態などを測定・観察した。

*1) 球状黒鉛鑄鉄は、鋼とヤング率・ポアソン比が異なる。本報では、荷重条件の表示に次式の K ファクター⁽⁵⁾⁽⁶⁾を用いた。

$$K = \frac{Ft}{d_1 b} \left(\frac{u+1}{u} \right)$$

Ft: 接線荷重
 b: 齒幅

d_1 : 小齒車のピッチ円直径
 u: 齒数比

なお、ヘルツの接触応力 σ_H は齒車材の組合せによって異なり同一荷重条件において鋼と鋼の組合せにくらべ鋼と球状黒鉛鑄鉄の場合約 6% 減となり、球状黒鉛鑄鉄と球状黒鉛鑄鉄の場合約 10% 減となる。

表 1 試験平齒車の諸元

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

3. 実験結果および考察

表 2 に実験条件および結果の概要を示す。また、図 1 に運転後の代表的な歯面状態を示す。

結果は、いずれの試験歯車においても損傷形態として歯面の疲労（ピッチング）が生じ、その状況が実験条件によって大きく異なることがわかった。

3.1 ビットの発生状況と歯車の組合せとの関連

図 2 に 負荷の繰返しに対するビットの発生状況をピッチング面積率（全ビットの総面積を全作用面積で除した値、百分率）で整理して示す。

(1) 小歯車(SCM435研削歯車)と大歯車(FCD800ホブ切り歯車)の硬さ差 $\Delta HB \approx 40$ の組合せの場合、負荷の増加にともない(実験番号 [G-41],[G-44],[G-42]) 小歯車は、繰返し数とともにピッチング面積率が急増している。一方、大歯車は荷重条件 $K = 2.10 \sim 4.29 \text{ N/mm}^2$ ($F_t/b = 158 \sim 322 \text{ N/mm}$)において、いずれもピッチング面積率が 0.1%以下である。すなわち、硬さ差 $\Delta HB \approx 40$ の場合、滑らかな歯面の SCM435研削歯車のほうが FCD800ホブ切り歯車にくらべ、ビットの増加割合が著しいことを示している。

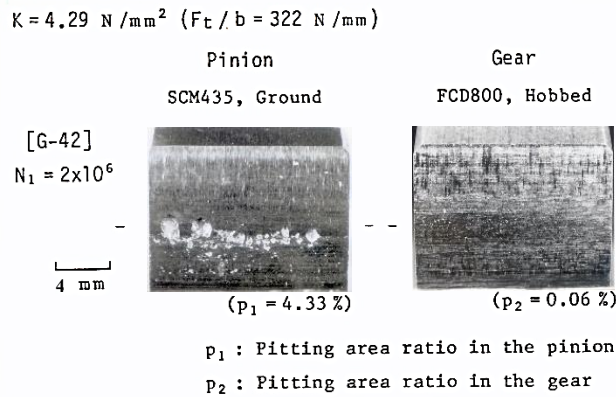


図 1 運転後の歯面状態

(2) 硬さ差 $\Delta HB \approx 120$ ([G-45])の組合せの場合、荷重条件 $K = 4.29 \text{ N/mm}^2$ ($F_t/b = 322 \text{ N/mm}$)において、ピッチングは小歯車・大歯車ともに小歯車の繰返し数 $N_1 = 10^7$ の時点までほとんど生じていない。なお、これらの結果は、同一荷重条件の硬さ差 $\Delta HB \approx 40$ ([G-42])の場合とくらべると小歯車を硬く調質して大歯車と組合せたため小歯車のピッチングが急減していることを示している。また、高い荷重条件の $K = 6.18 \text{ N/mm}^2$ ($F_t/b = 464 \text{ N/mm}$, [G-46])において、繰返し数 $N_1 = 10^7$ までのピッチング面積率は、硬い小歯車で 0.1%以下となり、大歯車で約 1.0%になっている。すなわち、この実験条件では、大歯車(FCD800ホブ切り歯車)の耐ピッチングに対し過負荷であることを示している。

以上の結果から、歯車対のビットの発生を少なくするためには、滑らかな歯面の研削歯車(小歯車)をある程度硬くして、ホブ切り歯車と組合せる必要があることがわかった。

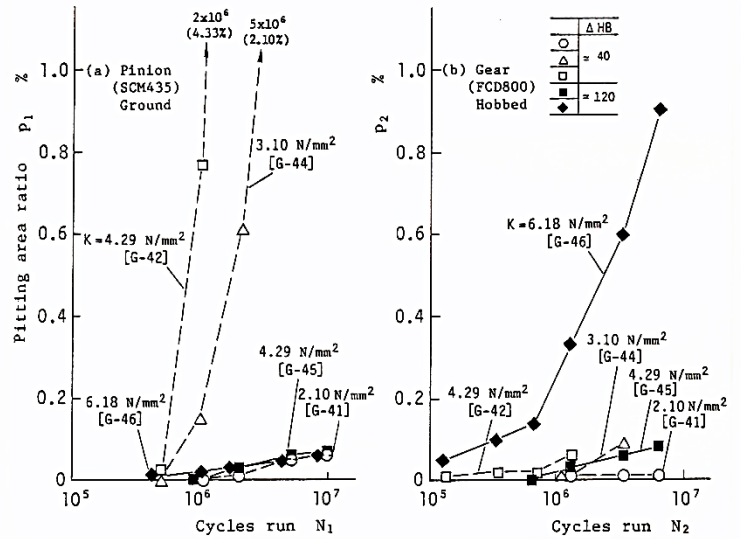


図 2 繰返し数に対するピッチング面積率の変化

表 2 実験条件および結果の概要（歯面硬さおよび粗さの組合せの影響）

Test No.	G - 41		G - 44		G - 42		G - 45		G - 46		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
Pinion (P), Gear (G)											
Material	SCM 435	FCD 800	SCM 435	FCD 800	SCM 435	FCD 800	SCM 435	FCD 800	SCM 435	FCD 800	
Brinell hardness number HB	321	276	321	276	326	285	408	285	408	285	
Difference in hardness ΔHB	= 40						= 120				
Tooth surface-finishing method	Grinding	Hobbing	Grinding	Hobbing	Grinding	Hobbing	Grinding	Hobbing	Grinding	Hobbing	
Tooth surface roughness R_{max} μm	2	8	2	7	1	6	1	7	2	7	
Tooth profile error μm	3	10	5	10	9	12	6	9	5	10	
Tangential load F_t/b N/mm	158		233		322		464				
K factor N/mm^2	2.10		3.10		4.29		6.18				
Max. Hertzian stress σ_H	MPa	650		790		920		1110			
	kgf/mm^2	66		81		94		113			
	σ_H/HB	0.21	0.24	0.25	0.29	0.29	0.33	0.23	0.33	0.28	0.40
Cycles run N_1, N_2	10^7	0.7×10^7	5.0×10^6	3.4×10^6	2.0×10^6	1.4×10^6	10^7	0.7×10^7	10^7	0.7×10^7	
Pitting area ratio P_1, P_2 %	0.06	0.01	2.10	0.09	4.33	0.06	0.07	0.08	0.06	0.90	

3.2 歯形・歯面粗さの変化と歯車の組合せとの関連 図3と図4に荷重条件 $K=4.29 \text{ N/mm}^2$ ($F_t/b=322 \text{ N/mm}$)における負荷の繰返しに対する歯形の変化と歯面粗さの変化を示す。

(1) 硬さ差 $\Delta HB \approx 40$ ([G-42])の組合せの場合、小歯車は少ない繰返し数で歯面は滑らかにはなるが、大きなピットも発生するため特に一歯かみあい領域で局所的に歯形が大きくくずれていることがわかる。一方、大歯車はピットが少なく歯形・歯面粗さの変化も小さい。すなわち、硬さ差 $\Delta HB \approx 40$ の場合、小歯車のほうの歯形・歯面粗さの変化が大歯車にくらべ著しいことを示している。

(2) 硬さ差 $\Delta HB \approx 120$ ([G-45])の組合せの場合、同一荷重条件の硬さ差 $\Delta HB \approx 40$ ([G-42])とくらべると歯形・歯面粗さの変化は小歯車において著しく小さい。すなわち、この現象は小歯車を硬く調質して大歯車と組合せたため、小歯車のピッチングが急減し歯形の変化も小さいことを示している。

以上の結果から、研削歯車とホブ切り歯車を組合せて用いる場合、歯車の負荷能力を考慮する際に重要な

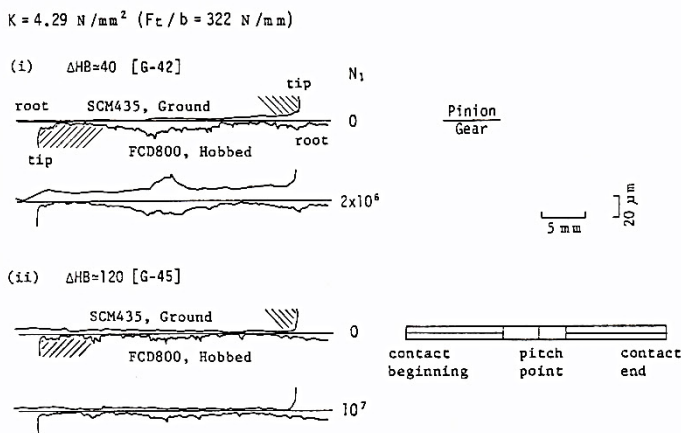


図3 繰返し数に対する歯形の変化

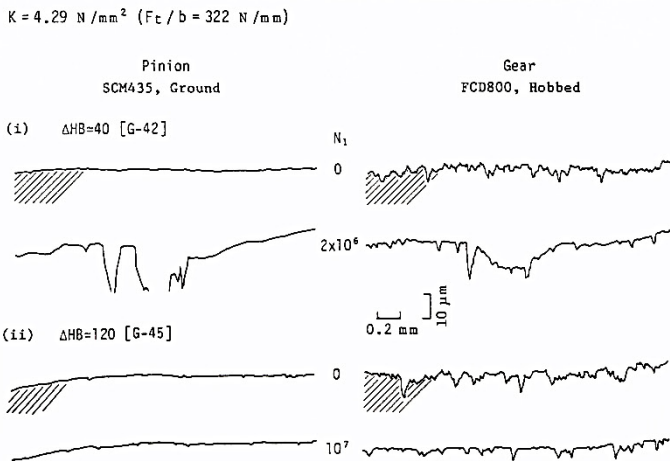


図4 繰返し数に対する歯面粗さの変化

歯形・歯面粗さの変化の点からも、研削歯車(小歯車)のほうをある程度硬く調質しておく必要があることがわかった。

3.3 歯面硬さの変化と歯車の組合せとの関連

図5に荷重条件 $K=4.29 \text{ N/mm}^2$ ($F_t/b=322 \text{ N/mm}$)における運転後の歯面(ピッチ点付近)近傍の硬さを示す。

(1) 硬さ差 $\Delta HB \approx 40$ ([G-42])の組合せの場合、負荷の少ない繰返しで小歯車の歯面のごく近傍において、著しい加工硬化が認められる。すなわち、この現象は滑らかな歯面(小歯車)において、表面近傍が多大の被害を蓄積しき裂の発生の原因となり、ピットが多数生じたものと考えられる⁽⁷⁾。一方、大歯車は歯面の硬さの増加は認められずピットもほとんど生じていない。

(2) 硬さ差 $\Delta HB \approx 120$ ([G-45])の組合せの場合、繰返し数 $N_1=10^7$ まで小歯車・大歯車いずれも歯面の硬さの増加は認められない。すなわち、同一荷重条件の硬さ差 $\Delta HB \approx 40$ ([G-42])とくらべると、小歯車において歯面が初めから硬いため、表面の被害の蓄積が少なくピットもほとんど生じなかったものと考えられる。

以上の結果から、滑らかな歯面(小歯車)と粗い歯面(大歯車)を組合せて用いる場合、硬さの組合せおよび荷重条件によってはお互いの歯面で負荷の繰返しによる表面の被害が異なることから、滑らかな歯面のほうをある程度硬くしておく必要があることがわかった。

4. 硬さおよび粗さの組合せによる歯面強さの向上

図6にこれまでの結果⁽²⁾と比較して、歯車対の硬さおよび粗さの組合せ条件と繰返し数 $N_1=10^7$ (または運転停止)時のピッチング面積率との関係を示す。その結果、SCM435研削歯車(小歯車)とFCD800ホブ切り歯車(大歯車)を組合せて用いる場合、それぞれのピッチング面積率は

(1) 両歯車の硬さ差 $\Delta HB \approx 40$, 荷重条件 $K=2.10$

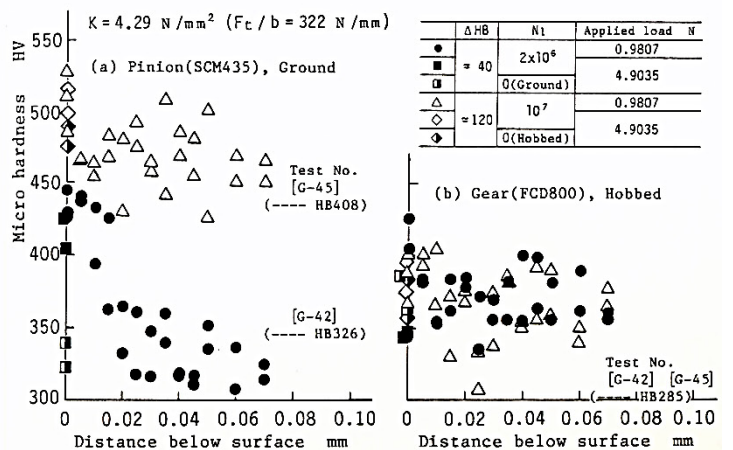


図5 運転後の歯面近傍の硬さ

N/mm² (Ft/b =158 N/mm)のとき、硬さ差 $\Delta HB \approx 0$ の FCD800ホブ切り歯車対にくらべ減少すること([G-32]と[G-41]),

(2) 硬さ差 $\Delta HB \approx 120$, 荷重条件 $K = 4.29 \text{ N/mm}^2$ (Ft/b=322 N/mm)のとき、硬さ差 $\Delta HB \approx 0$ の FCD800研削歯車対とほぼ同じ程度となり、いずれも繰返し数 $N_1 = 10^7$ でも 0.1% 以下になること([G-35]と[G-45])がわかった。

また、SCM435研削歯車 と FCD800ホブ切り歯車対の歯面強さ(繰返し数 10^7 でピッチング面積率が 0.1%以下になる許容接線荷重)は、K ファクターの K_{lim} (単位 N/mm²)を用いて表示すると

(1) 硬さ差 $\Delta HB \approx 40$ のとき、硬さ差 $\Delta HB \approx 0$ の SCM435ホブ切り歯車対⁽⁸⁾ ($K_{lim} = 0.53 \text{ N/mm}^2$) および FCD800ホブ切り歯車対⁽²⁾ ($K_{lim} = 1.07 \text{ N/mm}^2$)にくらべ、4~2 倍向上した値の $K_{lim} = 2.10 \text{ N/mm}^2$ (Ft/b =158 N/mm)になること、

(2) 硬さ差 $\Delta HB \approx 120$ のとき、硬さ差 $\Delta HB \approx 40$ にくらべ 2 倍向上した値で、硬さ差 $\Delta HB \approx 0$ の FCD800研削歯車対⁽²⁾ とほぼ同じ値の $K_{lim} = 4.29 \text{ N/mm}^2$ (Ft/b=322 N/mm)になること、がわかった。

したがって、鑄放しFCD800歯車においては硬く調質したSCM435研削歯車と組合せることで、ホブ切りのま

までも歯車対の歯面強さの向上が期待でき、歯車の製作上と性能上の利点がさらに確認できた。

5. まとめ

動力伝達用歯車の生産性と負荷能力の向上の点から調質鋼歯車と高強度球状黒鉛鑄鉄歯車を組合せて用いる場合の歯面硬さおよび粗さの組合せ条件について具体的に考察・検討した。

その結果、歯の曲げ疲労限度に余裕のある調質 SCM435歯車と 加工上有利な鑄放しFCD800歯車を組合せて用いる場合、歯面硬さおよび粗さの組合せ条件によって、歯面の疲労(ピッチング)の状況が大きく異なることがわかった。すなわち、SCM435研削歯車とFCD800ホブ切り歯車の組合せの場合、硬さの組合せおよび荷重条件によってはお互いの歯面で負荷の繰返しによる表面の被害が異なることから、歯車対のピットの発生を少なくするためと負荷能力を考慮する際に重要な歯形・歯面粗さの変化の点から、滑らかな歯面の研削歯車をある程度硬くして、ホブ切り歯車と組合せる必要があることがわかった。

また、SCM435研削歯車とFCD800ホブ切り歯車対の歯面強さは、

(1) 両歯車の硬さ差 $\Delta HB \approx 40$ のとき、硬さ差 $\Delta HB \approx 0$ の SCM435ホブ切り歯車対および FCD800ホブ切り歯車対にくらべ、4~2 倍向上した値になること、

(2) 硬さ差 $\Delta HB \approx 120$ のとき、硬さ差 $\Delta HB \approx 40$ のときの 2 倍向上した値で、硬さ差 $\Delta HB \approx 0$ の FCD800研削歯車対とほぼ同じ値になること、がわかった。

なお、大歯車に 鑄放しFCD800歯車をホブ切りのままで用いたことは経済的な歯面強さの向上法として注目されるものとする。

終わりに、ご協力・ご援助を賜った三菱石油株式会社ならびに九州大学工学部生産機械総合実験工場の各位に対し感謝の意を表す。

文献

- (1) 上野・有浦・中西・梅崎・高橋, 機論, 51-465, C(1985), 985.
- (2) 有浦・中西・上野・小田・矢野, 機論, 51-469, C(1985), 2300.
- (3) 中西・有浦・明石・扇谷・上野・矢野, 機論, 54-507, C(1988), 2753.
- (4) Dowson, D., Proc. Conf. Lubr. Wear, IME, (1967), 151.
- (5) AGMA 218.01(1982)
- (6) Dudley, D.W., Handbook of Practical Gear Design, (1984), 2.41, McGraw-Hill.
- (7) 曾田・山本, 潤滑, 20-6(1974), 435.
- (8) 中西・有浦・上野, 機械の研究, 40-9(1988), 1013.

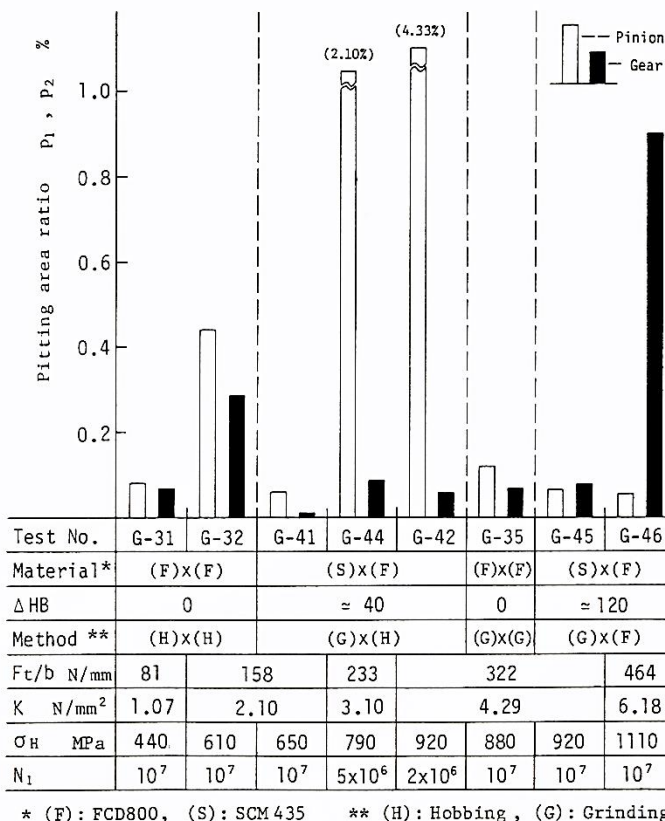


図 6 歯車対の硬さおよび粗さの組合せ条件とピッチング面積率との関係