

新 制

工

1096

高周波焼入れ粉末焼結歯車の
面圧強さに関する基礎的研究

1997

大 上 祐 司

高周波焼入れ粉末焼結歯車の
面圧強さに関する基礎的研究

1997

大上祐司

目次

1 結 論	1
2 実機仕様粉末焼結歯車の疲れ強さと損傷形態	5
2.1 緒言	5
2.2 試験歯車および実験方法	5
2.2.1 試験歯車	5
2.2.2 実験方法	8
2.3 疲れ強さと損傷形態	11
2.3.1 疲れ強さ	11
2.3.2 損傷形態	12
2.3.3 疲れ試験中の歯面変化	15
2.4 疲れ強さと気孔分布の関係	20
2.4.1 気孔分布の計測	20
2.4.2 気孔分布	21
2.4.3 疲れ強さならびに損傷形態と気孔分布の関係	23
2.5 結言	24
3 粉末焼結ローラの面圧強さに及ぼす各種要因の影響	25
3.1 緒言	25
3.2 試験ローラおよび実験方法	26
3.2.1 試験ローラ	26
3.2.2 実験方法	27
3.3 面圧強さに及ぼす各種要因の影響	31
3.3.1 硬化層深さの影響	31
3.3.1.1 粉末焼結ローラ試験片	31
3.3.1.2 面圧強さ	33
3.3.1.3 損傷形態	34
3.3.1.4 疲れ試験中のローラ表面変化	40
3.3.2 粉末粒子径の影響	44
3.3.2.1 粉末焼結ローラ試験片	45
3.3.2.2 面圧強さ	46
3.3.2.3 損傷形態	47
3.3.2.4 疲れ試験中のローラ表面変化	51
3.3.3 圧粉密度の影響	53

3.3.3.1	粉末焼結ローラ試験片	54
3.3.3.2	面圧強さ	55
3.3.3.3	損傷形態	57
3.3.3.4	疲れ試験中のローラ表面変化	59
3.3.4	焼結方法と原料粉の影響	61
3.3.4.1	粉末焼結ローラ試験片	61
3.3.4.2	面圧強さ	65
3.3.4.3	損傷形態	66
3.4	画像処理による気孔分布の計測	71
3.4.1	気孔の大きさ	71
3.4.2	気孔間距離	75
3.4.3	フラクタル次元による気孔の密集度	77
3.5	気孔分布と面圧強さの関係	77
3.6	結言	79
4	粉末焼結歯車の面圧強さ	81
4.1	緒言	81
4.2	試験歯車および実験方法	81
4.2.1	試験歯車	81
4.2.2	実験方法	83
4.3	面圧強さに及ぼす各種要因の影響	85
4.3.1	硬化層深さの影響	85
4.3.1.1	粉末焼結歯車	85
4.3.1.2	面圧強さ	86
4.3.1.3	損傷形態	87
4.3.1.4	疲れ試験中の歯面変化	91
4.3.2	粉末粒子径の影響	93
4.3.2.1	粉末焼結歯車	94
4.3.2.2	面圧強さ	96
4.3.2.3	損傷形態	97
4.3.2.4	疲れ試験中の歯面変化	99
4.4	鋼製歯車との比較	102
4.4.1	鋼製歯車	102
4.4.2	面圧強さ	103
4.4.3	損傷形態	104
4.4.4	疲れ試験中の歯面変化	107
4.5	画像処理による気孔分布の計測	108

4.5.1	気孔の大きさ	109
4.5.2	気孔間距離	109
4.5.3	フラクタル次元による気孔の密集度	111
4.5.4	気孔分布と面圧強さの関係	111
4.6	面圧強さに及ぼす各種要因の影響のローラ試験結果との比較	112
4.7	結言	114
5	硬さとせん断応力の比による面圧強さ評価	117
5.1	緒言	117
5.2	ヘルツ接触下の内部応力分布	117
5.2.1	内部応力の理論解析	117
5.2.2	内部応力分布の計算結果	123
5.3	硬さとせん断応力の比による面圧強さの評価	127
5.3.1	硬さに対するせん断応力の比の振幅計算方法	127
5.3.2	スポーリング損傷深さの評価	130
5.3.3	面圧強さの評価	136
5.4	結言	138
6	応力集中係数と切欠き係数による面圧強さ評価	141
6.1	緒言	141
6.2	有限要素法による内部応力解析	141
6.2.1	応力拡大係数	141
6.2.2	円孔周りのせん断応力	147
6.2.3	せん断応力に及ぼす気孔の大きさの影響	153
6.2.4	せん断応力に及ぼす気孔間距離の影響	154
6.3	応力集中係数と切欠き係数による面圧強さ評価	158
6.3.1	面圧強さの評価方法	159
6.3.2	面圧強さの評価	159
6.4	結言	165
7	粉末焼結歯車の動的性能	167
7.1	緒言	167
7.2	動的性能の測定方法	167
7.3	歯車回転速度の増加に伴う動的性能変化	170
7.3.1	鋼製歯車との比較	170
7.3.2	ウェーブレット変換を用いた歯元ひずみの時間・周波数分析	174
7.3.2.1	ウェーブレット変換	174
7.3.2.2	歯元ひずみの時間・周波数分析	179

7.4 結言	184
8 総括	187
参考文献	191

第1章

緒 論

近年の粉末冶金技術の進歩に伴い、製造上あるいは経済性に優れている粉末焼結部品の生産の伸びは目覚ましく、道路を行き交う多くの自動車や自動二輪車、オフィス革命をもたらしたOA機器、我々が身近に使っている家電製品など、あらゆる分野に粉末焼結部品は広く利用されている^{(1), (2)}。最新の統計によれば、粉末焼結機械部品のおよそ80%は自動車用である⁽³⁾。粉末焼結法は生産性が高く、コスト低減が可能であり、また機械加工を大幅に削減でき、ニヤネットシェイプやネットシェイプの生産が可能であることから、粉末焼結機械部品は各種の金属加工部品と競合する中で生産量を増し続けている^{(3), (4)}。

JIS Z 2500「粉末冶金用語」によれば、粉末冶金とは、“金属粉の製造及び金属粉（非金属粉を配合する場合を含む）のフォーミングと焼結による材料又は製品の製造についての技術。広義には酸化物などの非金属粉を原料とする材料又は製品の同様の製造技術を含む。”と記されている。このように粉末冶金の特徴としては、他の方法では得られない材料、製品をつくることと、経済性に重点を置いたものにと大別できる。自動車などでは、歯車などの機械要素部品の軽量化に伴う低燃費の実現あるいは運転性能の向上のニーズが高まり、それに伴って高強度鋼材が適用されるようになってきている。しかし、高強度鋼材の場合その多くは難削材であり、工具寿命の低下あるいは加工時間の増大に伴う部品の製造コストが問題となっている^{(5), (6)}。鉄系粉末焼結機械要素を製造するための粉末冶金技術では、鋼製機械要素に比べ、複雑な形状の部品であっても切削や研削などの機械加工工程を省略することができ、また材料の歩留まり向上による生産コストのダウンが可能なることから、自動二輪車や自動車に粉末焼結機械要素が適用されるようになってきている。自動二輪車や農業機械では高速・高負荷が要求される動力伝達用歯車に粉末焼結歯車が適用され、そのほかの歯車類では遊星歯車装置キャリアー、タイミングプーリー、スプロケットなどに粉末焼結材が適用されている。

JICST文献データベースによると、1975年から1995年の約20年間の粉末焼結材に関する文献はおよそ4900件あるが、焼結材の製造に関わる粉末冶金技術と機械的性質に関するものが大半を占めており、歯車に関する文献は、その間にわずか80件あまりしかない。最近の粉末焼結歯車に関連する主な国内外の研究は次のとおりである。北折ら⁽⁷⁾は、歯車の歯の曲げ強さ、精度および形状などについて述べている。早坂⁽⁸⁾は、粉末焼結歯車製造法と歯の曲げ疲れ強さについて調べている。岡崎ら⁽⁹⁾は4点曲げ疲れ試験などから粉末焼結歯車の歯の曲げ疲れ強さの推定を試みている。Townsend⁽¹⁰⁾は、焼結鍛造された浸炭硬化粉末焼結歯車の面圧強さを動力循環式歯車試験機を用いて調べ、実験結果をワイブル分布を用いて整理し、従来の鋼製浸炭硬化歯車との面圧強さの比較を行っている。次に粉末冶金条件と粉末焼結材の強さあるいは機械的性質などを研究しているものは次のとおりである。武藤と田中^{(11), (12)}は、高強度焼結鋼の機械的性質と延性破壊および疲れ強さに及ぼす密度の影響を引張試験、じん性試験ならびに高サイクル引張疲れ試験などで検討を行っている。西谷ら⁽¹³⁾は、回転曲げ疲れ試験を行い、HIP(Hot Isostatic Pressing：熟間等方加圧)処理により焼結した試験片と従来の焼結法により焼結した試験片と

を比較して、HIP 焼結は有力な疲れ強さ改善法の1つであると述べている。Lindqvist⁽¹⁴⁾は、粉末冶金条件（成型圧、原料粉粒子径、焼結密度、焼結温度、原料粉の種類）の異なる7種類の試験片を用いて、機械的性質を調べ、さらに曲げ疲れ試験を行っている。そして、それら試験片の気孔分布の統計的計測を行って、気孔分布と機械的性質ならびに曲げ疲れ強さの関係について考察を行っている。このように、粉末焼結材の疲れ強さに関する研究の多くは、曲げ疲れ強さに関する研究が多く、面圧強さに関するものは数少ない。

粉末焼結歯車に関する面圧強さの研究は数少ないが、鋼製歯車の面圧強さに関しては、摩耗、スコアリング、ピッチング、スポーリングなどの損傷について多くの研究がなされている。日本機械学会の歯車の損傷用語の解説⁽¹⁵⁾によると、歯面の損傷形態は摩耗、塑性変形、歯面の疲労（歯面の疲れ）、熱的損傷に大別されている。本論文で論議の対象となる歯面の疲労は、“歯の表面または表面下材料が疲労限度以上の繰返し応力のもとで疲労をおこすことによる歯面損傷の総称である。”と定義されている。そして、歯面の疲労はピッチングとスポーリングに分けられている。ピッチングは、“歯面近傍の応力が材料の疲労限度をこえたときに、繰返し荷重によって歯面または内部に微細なき裂が発生し、そこから小片が脱離して歯面にピットを生じる損傷である。歯元面、とくに、ピッチ線の下側に表れることが多いが、ひどいときは歯末面にも発生する。”と解説されており、スポーリングは、“高荷重のために、表面下で材料の疲労がおこり、かなり大きい金属片が歯面から脱落またははく離する歯面損傷である。”と解説されている。

ピッチングに関する研究は1935年の S. Way⁽¹⁶⁾ の論文から始まるといわれ、その後多くの研究者によって研究がなされている。ピッチングのき裂発生には通説はないが、S. Way⁽¹⁶⁾ が提案したように、表面から発生したき裂内に侵入した油が接触時に封じ込められてき裂先端に過大な応力を発生させ、その応力によりき裂が伝ばし、表面がはく離する損傷であると考えられる。ピッチングのき裂発生の原因に関する研究として、Dawson や市丸らの研究がある。Dawson⁽¹⁷⁾ は、歯面間の油膜厚さに対する互いに接触する歯面の表面粗さ（最大高さ）の和の比によって鋼製歯車のピッチング寿命が決定的に左右されることを示している。また、市丸ら⁽¹⁸⁾ は接触部の仕上げ面粗さや駆動条件などで決まるミクロな突起間の接触状態を鋼製ローラを用いて調べ、低速側の円筒でピッチングが発生し易いことを次のように説明している。「油膜が破断し厳しい突起干渉が生じるときには、接触域入口における突起の押し込みと接触域内における相対滑りによる干渉によって、塑性変形が表面およびそのごく近傍に起こり得る。したがって、高速側の円筒表面では塑性変形の大部分は垂直力および接線力による圧縮応力が存在する領域で起こり、接線力によって円周方向の表面応力が引張に転ずる接触域出口付近では、除荷（弾性回復）過程に入っているので十分な大きさのき裂は生じにくい。しかるに、低速側円筒では引張応力が接触入口で発生しており、その状態で突起の押し込みが起こるので、容易にピッチングき裂にまで疲れ被害が進行し得ると考えられる。」これらのことから、ピッチング発生の原因としては接触面間の突起干渉が重要な影響因子の一つであると考えられる。

スポーリングは、その損傷の様子が形態的にピッチングと類似しているためにピッチングと混同されやすい。ピッチングのき裂発生の起点は接触表面であるのに対し、スポーリングき裂発生の起点は接触表面下から発生するものである。スポーリングに関する研究については、藤田・吉田ら⁽¹⁹⁾、⁽²⁰⁾ が種々

の熱処理により表面硬化した鋼製歯車およびローラを用いて疲れ試験を行っている。そして、接触応力解析により求めた内部に発生するせん断応力分布と試験片の硬さ分布の比が極大となる深さとスポーリングき裂発生深さがほぼ一致することを示しており、そのせん断応力と硬さの比を用いれば歯車およびローラのスポーリングに対する面圧強さを評価できるとしている。すなわち、硬さ分布で間接的に表した材料強度と接触中のせん断応力との関係でスポーリングが発生する深さが決まるということである。

歯車の歯面間の接触を2つの円筒同士の接触に置き換え、その2つの円筒同士はヘルツ接触するという仮定のもとに、ピッチングのように表面から発生するき裂とスポーリングのように表面下から発生するき裂に対して、破壊力学を用いた理論的な考察もなされている。Keerら^{(21), (22)}は、ヘルツ接触下において表面から発生するき裂と表面下から発生するき裂について2次元的に解析し、2次元き裂の応力拡大係数を求め、せん断型のモードIIがき裂伝ばに対して支配的であると論じている。兼田と村上らは、体積法を応用し3次元き裂の応力拡大係数を求めている。ピッチングのように表面からき裂が伝ばする場合には、き裂内部への油の侵入が重要な因子であることを示している^{(23), (24)}。そして、スポーリングのように表面下でき裂が伝ばする場合には、き裂伝ばは主としてモードIIに支配されるが、接触表面に高い接線力がある場合には引張型のモードIのき裂伝ばも発生する可能性があることを示している^{(25), (26)}。以上のように鋼製歯車およびローラの面圧強さに関しては、実験と理論的な解析からピッチングやスポーリングの損傷についてかなり信頼性の高い強度設計が可能となってきている。しかし、表面あるいは表面下に気孔が存在している粉末焼結材のような微小集合欠陥を有する材料についての実験および理論的な解析に基づく歯車の強度設計は未だ確立されていない。

鋼製歯車を動力伝達装置などの高速・高負荷の運転条件下で使用する場合、歯車に熱処理を施し、その歯車の強さを増さなければならないが、その際強さ設計の基準に必要となるのは曲げ強さと面圧強さであることは周知の事実である。粉末焼結歯車の場合も、高速・高負荷の運転条件下で使用するのであれば鋼製歯車と同様にその歯車強さを増すために熱処理を施さなければならない。曲げ強さと面圧強さの両者が設計上必要になると考えられる。しかし、高速・高負荷条件下で運転される歯車などに現実に粉末焼結材が適用され、そして今後大いに粉末焼結材が歯車に適用されることが予測されるにも関わらず、粉末焼結歯車に関する研究はその製造法と曲げ強さに関するものが主であり、表面硬化された粉末焼結歯車に関するものもあまりない。また、粉末焼結材の表面硬化法に関しては、粉末焼結材はその内部に気孔を有しているので、ガス浸炭、ガス窒化などでは表面から気孔を通じて材料内部の奥深くまでガスが侵入し硬化層の組織や深さの制御が困難になる。このことを改善するために極めて低いガス圧中でのプラズマ浸炭、イオン窒化などにより熱処理が行われる場合がある。高い面圧強さが要求される歯車の場合には深い硬化層深さが要求されるが、プラズマ浸炭、イオン窒化などの熱処理では数十時間の処理を施さなければならない。経済的能率が悪くなり、これらの熱処理を利用することは粉末焼結材の経済的優位性を無意味とさせる。高周波焼入れによる熱処理では、渦電流の効果による誘導加熱によって熱処理を施すため気孔の影響はほとんどなく、さらに数十秒の短時間の処理で深い硬化層深さを得ることができるため製造コスト低下につながり、粉末焼結材の歯車への適用の際の利点である経済的優位性を揺るがすことはない。このような現状から、高周波焼入れ粉末焼結歯車の面圧強さに関する研究を行うことは工学上かつ産業上意義深いといえる。

本論文では、このような現状に鑑み、高周波焼入れ粉末焼結平歯車の面圧強さに及ぼす各種影響を明らかにするために、高周波焼入れ粉末焼結歯車およびローラを用いて疲れ試験を行う。そして、画像処理装置を用いて粉末焼結材内部に存在する気孔分布を計測し、気孔分布を考慮に入れた面圧強さ評価法について述べ、粉末焼結材を歯車へ適用する際の基礎的知見を与えることを目的としている。

本論文は、緒論、総括および6つの章から構成されており、その概要は以下のとおりである。

第2章では、モジュール2、基準圧力角 14.5° 、歯数65枚の実機仕様の3種類の粉末焼結歯車の疲れ強さと損傷形態を実験的に明らかにし、実機仕様粉末焼結歯車での面圧強さについて検討を行っている。

第3章では、歯面の滑り・転がり接触状態を2つの円筒同士の接触に置き換えた2円筒滑り・転がり接触疲れ試験機を用いて、ローラの面圧強さに及ぼす高周波焼入れ硬化層深さ、原料粉の粉末粒子径および圧粉密度の影響を調べ、さらに焼結方法と原料粉の種類との関係がローラの面圧強さに及ぼす影響についても実験的に明らかにしている。また、画像処理装置を用いて気孔分布を計測し、統計的に気孔の円相当直径、気孔間距離の整理を行い、さらに気孔の密集度をフラクタル次元により定量化している。そして、粉末焼結材の製造条件と気孔分布の関係を調べ、気孔分布と面圧強さの関係について考察を行っている。

第4章では、動力循環式歯車試験機を用いてモジュール5、基準圧力角 20° 、歯数16枚の高周波焼入れ粉末焼結歯車の疲れ試験を行い、歯車の面圧強さに及ぼす高周波焼入れ硬化層深さと原料粉の粉末粒子径の影響について実験的に明らかにしている。さらに同じ諸元の高周波焼入れ鋼製歯車との間で面圧強さと損傷形態について比較・検討している。そして、第3章のローラの場合と同様に画像処理装置を用いて気孔分布を定量的に計測し、気孔分布と面圧強さの関係について考察を行っている。また、歯車とローラの間での面圧強さと損傷形態の違いについても検討を行っている。

第5章では、従来より表面硬化鋼製歯車の面圧強さの指標として用いられている材料硬さと面圧強さとの関係を高周波焼入れ粉末焼結歯車およびローラについても考察するために、歯車およびローラの接触内部の両振のせん断応力を計算し、材料の硬さで除したせん断応力の比の振幅により面圧強さの評価を行っている。そして、粉末焼結材の面圧強さと硬さの関係について検討している。

第6章では、粉末焼結歯車およびローラの気孔分布を考慮し、ヘルツ接触荷重が負荷された半無限平板内に気孔をモデル化した円孔を配置し、有限要素法により円孔周りの応力解析を行っている。そして、気孔をモデル化した円孔の応力集中係数を計算し、歯車およびローラの面圧強さを切欠き係数で表して、応力集中係数と切欠き係数との関係を用いて粉末焼結歯車およびローラの面圧強さの評価を行っている。

第7章では、歯車回転速度の増加に伴う粉末焼結歯車の動的性能（歯元ひずみ、歯車箱振動加速度、歯車箱近傍音圧）を鋼製歯車の動的性能と比較し、波形解析およびウェーブレット変換により歯車の動的性能を分析し、それらの結果から粉末焼結歯車の制振特性を明らかにしている。

第8章では、第2章から第7章までに得られた成果を総括している。

第2章

実機仕様粉末焼結歯車の疲れ強さと損傷形態

2.1 緒言

近年、粉末冶金技術の進歩に伴い、粉末焼結機械部品の生産の伸びは目覚ましく、自動車や産業機械などに粉末焼結機械部品が適用されるようになってきた。粉末焼結機械部品ではその製造工程において鋼製機械部品と比較して切削や研削加工をかなり省略することが可能である。したがって、生産コストを減じることができるという経済的に有利な利点を粉末焼結機械部品は有している。一方、粉末焼結機械部品はその内部に気孔を有しているため、一般に鋼製機械部品より疲れ強さは劣っているが、あまり大きな負荷が加わることのない機械部品に粉末焼結機械部品を適用することは経済的観点から非常に関心の高いことである。例えば、動力伝達装置としては比較的負荷トルクが少ない自動二輪車の動力伝達歯車装置に粉末焼結歯車が現在適用されている。焼結機械部品を実際に使用するにあたっては、その部品を試作して疲れ試験を行い、強度的に十分であることが判明してから採用されており、粉末焼結歯車の場合も同様に、その疲れ強さを知らるために、運転疲れ試験などが行われている。しかし、鋼製歯車に比べ経済性のある粉末焼結歯車の需要が今後伸びることが予想されるにもかかわらず、粉末焼結歯車を設計する際に重要な粉末焼結歯車の歯の曲げ疲れ強さ、歯面強さ、損傷形態に関する基本的な設計資料はあまりない。このことから粉末焼結歯車の疲れ強さに関する設計資料を得るための運転疲れ試験が重要になると考えられる。

そこで、本章では実機仕様のモジュール2、基準圧力角 14.5° を有する粉末焼結平歯車を用い、動力循環式歯車試験機により粉末焼結歯車の疲れ強さと歯車損傷形態を明らかにし、粉末焼結歯車の疲れ強さに及ぼす原料粉と高周波焼入れ条件の影響について検討を行う。さらに、粉末焼結歯車の気孔分布を画像処理装置を使用して計測し、気孔分布と疲れ強さの関係についても検討を行う。

2.2 試験歯車および実験方法

2.2.1 試験歯車

実験に使用した試験平歯車対の諸元を表2-1に示す。試験対象歯車を大歯車とし、大歯車には高周波焼入れ粉末焼結歯車を、小歯車にはSNCM420鋼製浸炭硬化歯車を用いた。試験歯車対は、モジュール2、基準圧力角 14.5° の高歯の平歯車対で、歯数比は65/26、かみあい率は2.172である。大歯車を損傷形態および疲れ強さに関する試験対象歯車とするので、小歯車の歯幅を大歯車の歯幅よりも広く設計した。JIS B 1702による歯車精度は、研削仕上げした浸炭硬化小歯車では0級、高周波焼入れ前にサイジングにより成形した粉末焼結大歯車では3級であった。

表2-2に実験に使用した高周波焼入れ粉末焼結大歯車の製造条件を示す。原料粉と高周波焼入れ条件の異なる3種類の粉末焼結大歯車を使用した。大歯車Aにはプレアロイ型合金鋼粉であるMn-Cr-Mo系原

表 2-1 試験平歯車対の諸元

	Pinion	Gear
Module mm	2	
Tooth profile	High-tooth	
Reference pressure angle	14.5°	
Number of teeth	26	65
Addendum modification coefficient	+0.36	-0.10
Tip circle diameter mm	58.45	134.05
Center distance mm	91.5	
Face width mm	20	6
Contact ratio	2.172	
Material	SNCM 420	Sintered powder metal
Heat treatment	Case-hardening	Induction-hardening
Accuracy*	Class 0	Class 3
Tooth surface finishing	Grinding	Sizing

* JIS B 1702

表 2-2 粉末焼結大歯車の製造条件

Gear specimen	A	B	C
Powder type	Pre-alloyed powder 0.7% Mn 1.0% Cr 0.2% Mo Balance Fe	Partially alloyed powder 1.5% Cu 4.0% Ni 0.5% Mo Balance Fe	
Particle diameter μm	70~80		
Mixing	0.5% Graphite 0.5% Copper 0.8% Zinc stearate	0.6% Graphite 0.8% Zinc stearate	
Compacting pressure kN/cm^2	59		
Green density g/cm^3	7.0		
Sintering	1403K x 0.5hr in N_2 gas	1403K x 0.5hr in endo thermic gas	
Sizing pressure kN/cm^2	69		
Induction-hardening	200kHz	150kHz	200kHz
Tempering	393K x 10min	453K x 5min	393K x 10min

料粉を使用し、大歯車Bおよび大歯車Cには拡散型合金鋼粉であるCu-Ni-Mo系原料粉を使用した。プレアロイ型合金鋼粉は、合金成分を含んだ溶湯を噴霧して造られる。拡散型合金鋼粉は純鉄粉に合金添加成分を混合し、その混合物を熱処理により部分的に拡散、合金化して造られる。いずれの原料粉の粒子径も70~80 μm であり、それら原料粉には黒鉛とステアリン酸亜鉛を混合し、さらに原料粉AではCuも混合した。混合した原料粉を試験大歯車の歯車形状を有する金型に充填し、59 kN/cm^2 の条件で成型圧縮を行った。成形した圧粉体の密度は、7.0 g/cm^3 であった。大歯車Aに関しては窒素ガス雰囲気中で、また大歯車BおよびCでは炭化水素系ガスと空気を变成炉中で加熱分解させたエンドサーミックガス雰囲気中でそれぞれ圧粉体を焼結した。そして、焼結体の寸法と精度を向上させるために、焼結体を再び

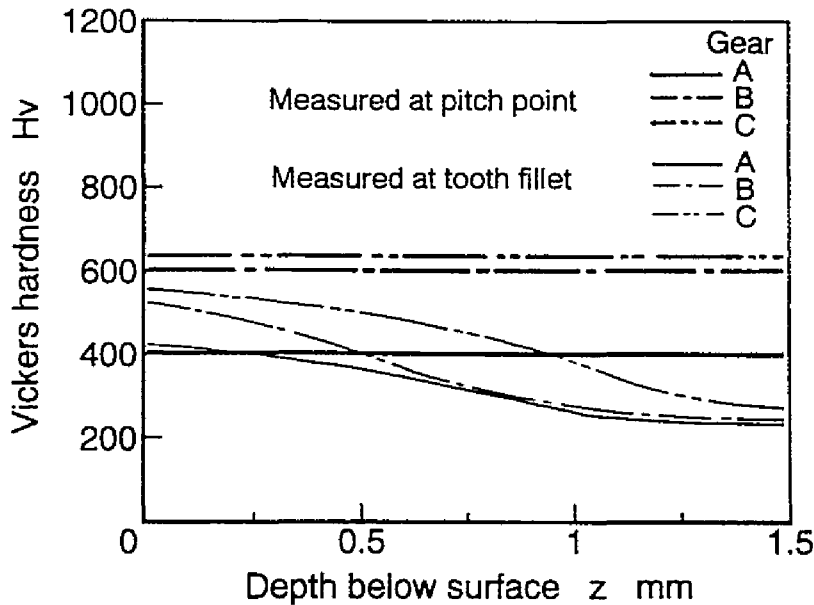


図 2-1 粉末焼結大歯車の硬さ分布

金型に入れ再圧縮するサイジングにより各大歯車の歯形の寸法と精度の向上を行った。その後、歯面の強さ向上のために、大歯車AとCでは周波数200 kHz、大歯車Bでは周波数150 kHzの条件で各大歯車に高周波焼入れを施した。ピッチ点付近での歯形方向の歯面粗さは、 $3.0\sim 4.0\ \mu\text{m}R_{max}$ であった。一方、相手側小歯車には素材としてニッケル・クロム・モリブデン鋼(JIS : SNCM420)の丸棒を用い、ホブにより歯切りを行った。そして歯面を浸炭硬化した後、研削により歯面を最終仕上げした。ピッチ点付近での歯形方向の歯面の粗さは、およそ $1.0\ \mu\text{m}R_{max}$ であった。

なお、引張試験の結果得られた粉末焼結歯車のヤング率は152 GPa、ポアソン比は0.25であった。そして相手鋼製小歯車のヤング率およびポアソン比は、それぞれ一般に鋼に対して用いられている206 GPaならびに0.30とした。

図2-1に3種類の大歯車のピッチ点と歯元フィレット部において歯形法線方向に測定した硬さ分布を示す。硬さの測定はマイクロビカース硬度計を用いて行った。硬さの測定条件は、測定荷重0.98 N (100 gf)、負荷時間30 sである。測定硬さは、3種類の大歯車ともに、組織の不均一さや気孔の影響でばらつきが見られたが、ここでは平均的な硬さ分布を示している。ピッチ点では、3種類の大歯車ともに歯は一樣に硬化されており、大歯車A, B, Cの表面硬さは、それぞれ約400 Hv, 600 Hv, 620 Hvである。歯元フィレット部では表面から深くなるほど硬さは低くなり、大歯車A, B, Cの表面硬さは、それぞれ約420 Hv, 520 Hv, 550 Hvである。ピッチ点ならびに歯元フィレット部の大歯車Aの表面硬さは、ほかの歯車に比べ低くなっている。また、相手側小歯車のピッチ点での表面硬さは720 Hvで、浸炭有効硬化層深さは約1.0 mmであった。

図2-2に3種類の大歯車の高周波焼入れ層と生地部のナイタル腐食した組織写真を示す。大歯車Aでは、生地部はベイナイト組織であり、焼入れ層内はマルテンサイト組織である。大歯車BとCでは、生地部はフェライト、パーライト、マルテンサイト、オーステナイトの混在組織である。焼入れ層内は、マルテンサイトとオーステナイト組織で、一部の場所にはパーライトとフェライトが存在する組織である。大歯車BとCは、同じ原料粉から造られていたため、高周波焼入れ条件が異なっても組織はほぼ同じで

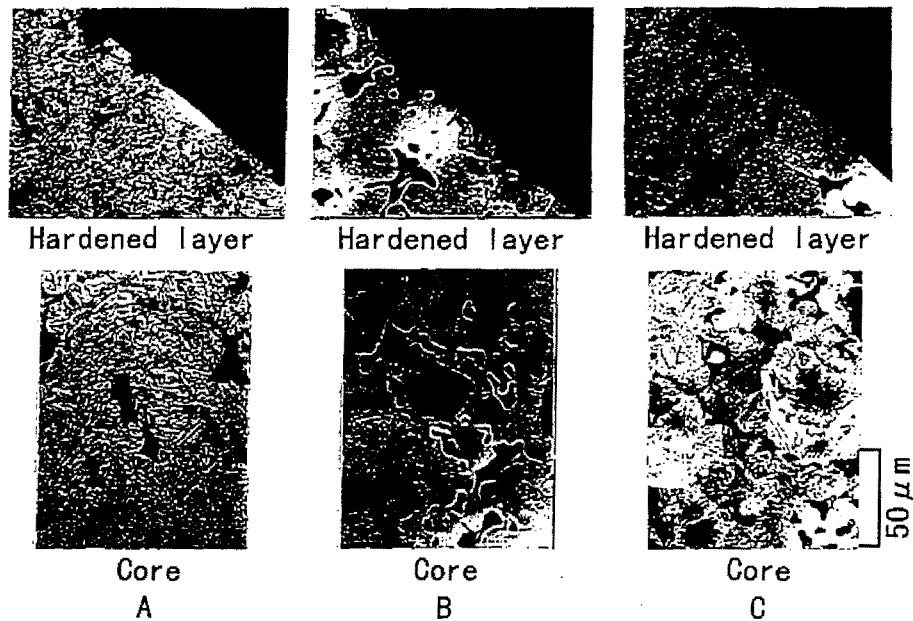


図 2-2 粉末焼結大歯車の組織

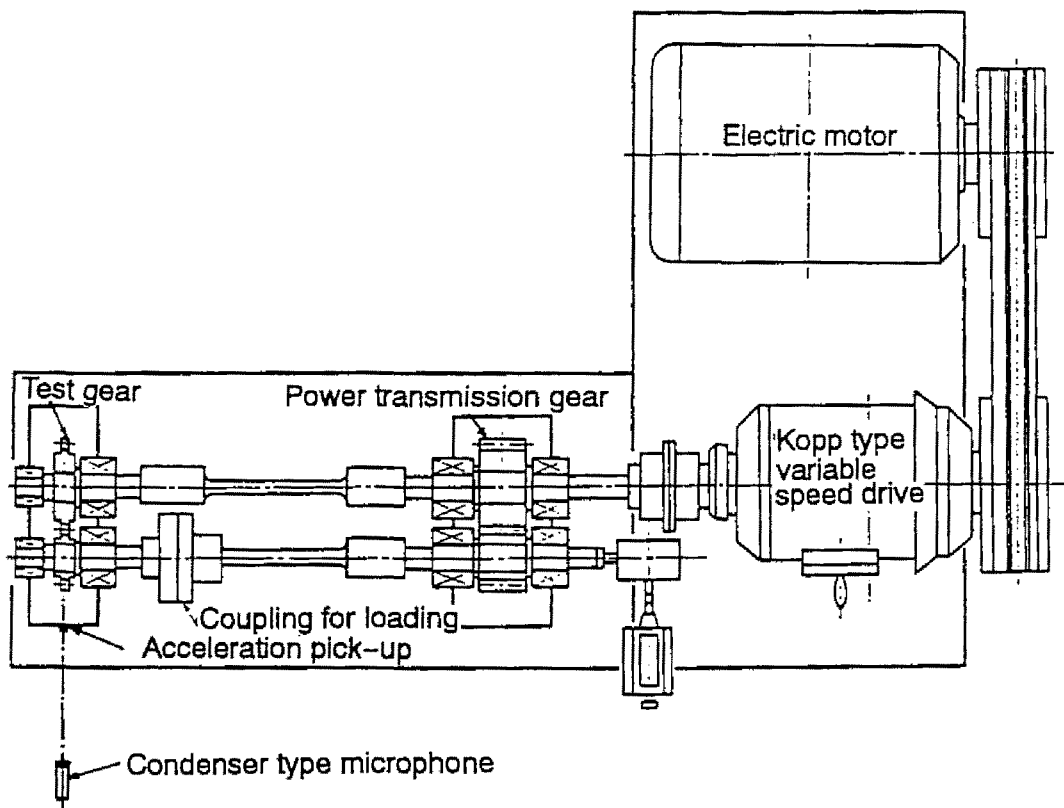


図 2-3 動力循環式歯車試験機の概略

ある。プレアロイ型鋼粉から造られた大歯車 A では組織は均一になっているが、拡散型合金鋼粉から造られた大歯車 B と C では組織は不均一であり、原料粉の種類が組織の様相に影響を及ぼしている。

2.2.2 実験方法

図 2-3 に実験に使用した動力循環式歯車試験機を示す。歯数比と中心距離を等しくする 2 組の歯車対のそれぞれをねじり軸で結んでいる。この 2 本のねじり軸のうち小歯車側の軸には、トルク負荷用カッ

プリングが取り付けられており、重錘式レバーによりトルクを負荷した状態でカップリングを結合することによって、歯車に負荷を加えることができる。コップ式無段変速機を介して三相誘導電動機の動力が動力伝達用やまば歯車を駆動し、入力された動力はやまば歯車対と試験平歯車対の歯車列内を循環する。歯車試験機の軸間距離は91.5 mmであり、大歯車を被動側とし、大歯車回転速度 $n_2 = 1800$ rpm の条件で疲れ試験を行った。使用した潤滑油は、JIS K 2215 陸用内燃機関用潤滑油3種4号相当品(比重: 0.8789, 引火点: 503 K, 流動点: 230.5 K, 動粘度: $59.33 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ [313 K], $10.16 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ [373 K], 粘度指数: 160)である。試験歯車側の油温を 313 ± 5 Kに制御し、試験歯車かみ込み側より $1000 \text{ ml}/\text{min}$ の割合で潤滑油を圧力給油した。疲れ試験時の所定の大歯車繰返し数ごとに、レプリカ法による大歯車の歯面観察、マタギ歯厚の測定および大歯車と小歯車の歯形測定を行った。レプリカ法による歯面観察とは、歯面に酢酸メチルを滴下し、厚さ 0.034 mm のアセチルセルロースフィルムを歯面上に置き、酢酸メチルとの化学反応により歯面表面状態をアセチルセルロースフィルムに転写して、そのフィルム(歯面表面状態のレプリカ)を観察する方法である。また、本試験機には振動感受スイッチが取り付けられており、試験歯車に損傷が生じ、それに起因して試験機の振動が大きくなれば自動停止するよう振動感受スイッチを調整した。上記の設定で試験機が自動停止したとき、歯が折損した場合にはおよそ歯が3枚程度折損し、そして歯面損傷の場合には歯形誤差がおよそ $30 \mu\text{m}$ 以上の歯が5枚程度現れていた。この試験機自動停止時の大歯車の繰返し数を大歯車破壊寿命とした。

試験歯車対は高歯であり、かみあい率が2を越えているため、設定した伝達トルクに対して正確な歯面荷重の値を容易に求めることができない。そこで、作用線長さ上の各かみあい位置での荷重分担率を石川の式⁽²⁷⁾で計算した。そして、荷重分担率が最高となるかみあい位置でのヘルツの最大接触応力 p_{max} と、荷重分担率と歯車接触中の相対曲率半径 R_r を考慮した各かみあい位置でのヘルツ応力 $(p_{max})_i$ との比 $(p_{max})_i / p_{max}$ を求めた。それらを図2-4に示す。また、図には、歯車かみあい中の大小歯車の滑り率 σ の変化も付記している。

インボリュート平歯車対のかみあいでは、ヘルツの最大接触応力、相対曲率半径および滑り率の式は、以下のように表すことができる。各かみあい位置におけるヘルツの最大接触応力 $(p_{max})_i$ は次式で与えられる。

$$(p_{max})_i = \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{(P_n)_i}{b} \frac{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}} \quad (2.1)$$

ここで、 $(P_n)_i$: 各かみあい位置における歯面法線荷重、 b : 有効歯幅、 R : 歯車対の各接点における歯面の曲率半径、 E, ν : 歯車材料のヤング率およびポアソン比、添字1: 小歯車、添字2: 大歯車である。歯車対の各接点での小歯車および大歯車の歯面の曲率半径 R_1 と R_2 は次式で表される。

$$R_1 = \frac{mz_1 \cos \alpha \tan \alpha_{1i}}{2}, \quad R_2 = \frac{mz_2 \cos \alpha \tan \alpha_{2i}}{2} \quad (2.2)$$

ここで、 m :モジュール、 z_1, z_2 :小歯車および大歯車の歯数、 α :基準圧力角、 α_{1i}, α_{2i} :各かみあい位置における小歯車および大歯車の圧力角である。かみあいピッチ円上で歯車対がかみあうときには $\alpha_{1i} = \alpha_{2i} = \alpha_w$ (かみあい圧力角) となる。相対曲率半径 R_r は、次式で与えられる。

$$\frac{1}{R_r} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (2.3)$$

また、小歯車および大歯車の滑り率 σ_1, σ_2 は、

$$\sigma_1 = \frac{v_{1t} - v_{2t}}{v_{1t}}, \quad \sigma_2 = \frac{v_{2t} - v_{1t}}{v_{2t}} \quad (2.4)$$

で表される。ここで、 v_{1t} および v_{2t} は小歯車および大歯車の歯面接線方向の歯面速度であり、 v_{1t} および v_{2t} は、

$$v_{1t} = \frac{\pi R_1 n_1}{30}, \quad v_{2t} = \frac{\pi R_2 n_2}{30} \quad (2.5)$$

で与えられる。ここで、 n_1, n_2 は小歯車および大歯車の回転速度 (rpm) である。

図から荷重分担率が最高となる点は中央3対かみあいから2対かみあいへの移行点であり、この点での荷重分担率は約0.62である。相対曲率半径 R_r は、かみあい始めから増加し、遠のき側2対かみあい域で最大値となり、かみあい終わりへ行くにしたがい減少している。 R_r は、中央3対かみあいから2対かみあいへの移行点では5.63 mmで、かみあい

ピッチ点では5.04 mmである。そこで、歯車のかみあいとともに変化する荷重分担率と相対曲率半径を考慮して各かみあい位置での $(p_{max})_i$ を求めた。荷重分担率が最大となる点でのヘルツ応力を p_{max} とすると、 $(p_{max})_i / p_{max}$ の最大値はおよそ1.01で、遠のき側2対かみあい域に生じており、荷重分担率最高点でのヘルツ応力とほとんど差がない。このことから、中央3対かみあいから遠のき側2対かみあいへの移行点、すなわち荷重分担率最高点でのヘルツ応力 p_{max} を負荷の基準とした。

大歯車は被動側であるのでかみあい始めの歯末の面では正の滑り率であり、かみあい終わりの歯元の面では負の滑り率となる。負の滑り率はかみあい終わりでも最大となり、その値は約290%である。相手側

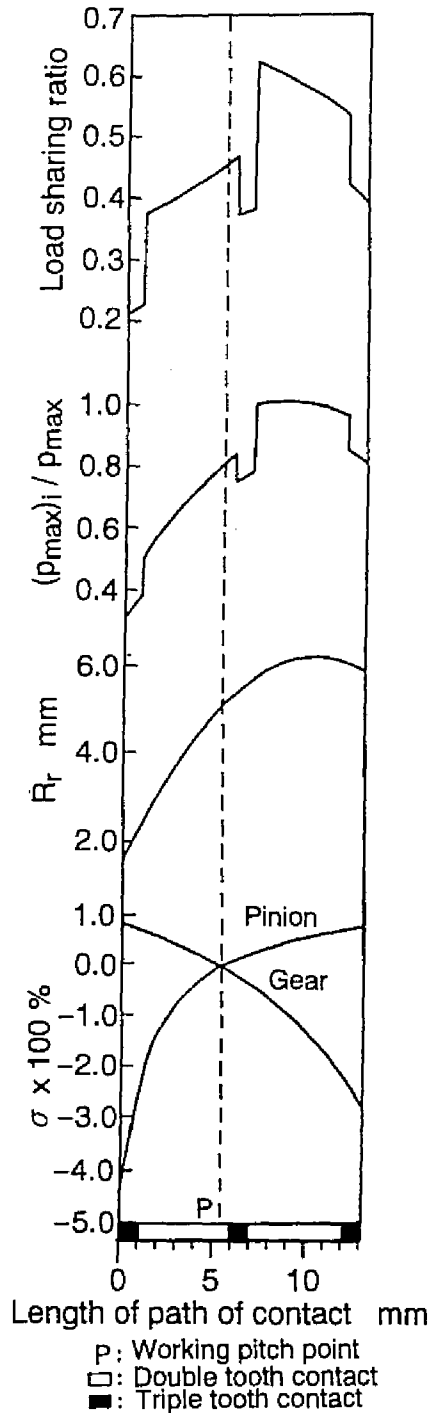
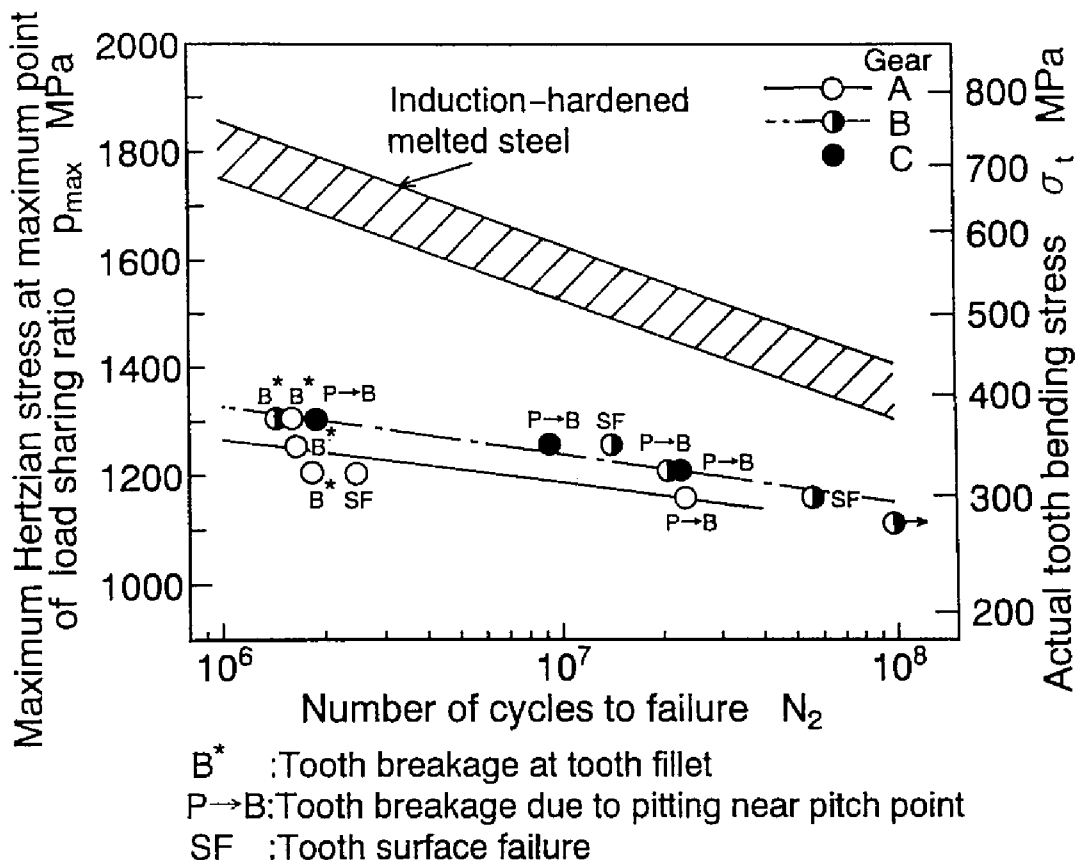


図2-4 歯車かみあい中における荷重分担率、ヘルツ応力比、歯面相対曲率半径、滑り率の変化








図 2-5 $p_{max} - N_2$ 曲線

小歯車は駆動側であるので、かみあい始めの歯元の面では負の滑り率、そしてかみあい終わりの歯末の面では正の滑り率となる。

2.3 疲れ強さと損傷形態

2.3.1 疲れ強さ

荷重分担率最高点でのヘルツの最大接触応力 p_{max} および会田・寺内らの式⁽²⁸⁾を用いて計算した引張側歯元実応力 σ_t と歯車疲れ試験で得られた大歯車破壊寿命 N_2 との関係を図2-5に示す。図中の斜線で示した範囲は、以前本歯車試験機を用いて疲れ試験を行ったクロム・モリブデン鋼製高周波焼入れ歯車（モジュール4，基準圧力角 20° ，歯数比26/19，かみあい率1.413）の結果を示している⁽²⁹⁾，⁽³⁰⁾。粉末焼結歯車の場合は負荷の基準として荷重分担率最高点でのヘルツの最大接触応力を採用しているが、鋼製歯車では負荷の基準としてかみあいピッチ点でのヘルツ応力を採用している。また、引張側歯元実応力 σ_t は粉末焼結歯車に対応している。各試験歯車の損傷形態は、大歯車Aと大歯車Bでは歯元フィレット部からの曲げによる歯の折損、かみあいピッチ点のピットをき裂の起点とする歯の折損、破壊的歯面損傷の3例が現れ、大歯車Cではピットをき裂の起点とする歯の折損のみが現れた。大歯車A，B，Cそれぞれの $N_2 = 10^8$ 寿命に対する疲れ強さは、大歯車BとCではあまり大きな差はなく約1150 MPaと推測でき、大歯車Aでは約1100 MPaと推測できる。高周波焼入れ条件が同じである大歯車AとCでわずかに疲れ強さに差があるのは、原料粉の違いに起因する硬さの違いが影響していると考えられる。また、大歯車BとCであまり疲れ強さに差がないのは、両者の高周波焼入れ条件や硬さにあまり差がな

	B*	P→B	SF
A	 $p_{max}=1300\text{MPa}$ $N_2=1.62 \times 10^6$	 $p_{max}=1150\text{MPa}$ $N_2=2.39 \times 10^7$	 $p_{max}=1200\text{MPa}$ $N_2=2.50 \times 10^6$
B	 $p_{max}=1300\text{MPa}$ $N_2=1.45 \times 10^6$	 $p_{max}=1200\text{MPa}$ $N_2=2.11 \times 10^7$	 $p_{max}=1250\text{MPa}$ $N_2=1.43 \times 10^7$
C	Nothing	 $p_{max}=1250\text{MPa}$ $N_2=9.17 \times 10^6$	Nothing

B* : Tooth breakage at tooth fillet
P→B: Tooth breakage due to pitting near pitch point
SF : Tooth surface failure

図 2-6 粉末焼結大歯車の損傷の様相

かったことによると考えられる。高周波焼入れ鋼製歯車の $N_2 = 10^8$ 寿命に対する疲れ強さは1300から1400 MPaであり、疲れ強さの点で粉末焼結歯車は鋼製歯車よりも劣っている。鋼製歯車と粉末焼結歯車の $p_{max} - N_2$ 曲線を比べると、粉末焼結歯車のほうが、 $p_{max} - N_2$ 曲線の傾きは緩やかである。すなわち、鋼製歯車よりも粉末焼結歯車のほうが、負荷ヘルツ応力の少しの差で寿命が大きく変わることを意味している。粉末焼結歯車の場合、内部に気孔が存在し、また気孔が表面に達していることもあるので、その表面に存在する気孔が切欠きの役目を果たすため鋼製歯車に比べ応力集中が起こりやすくなる。そのために鋼製歯車に比べ粉末焼結歯車では、歯の曲げ強さが弱くなり、さらに歯面損傷も気孔を起点として起こり歯面強さも弱くなったと考えられる。

2.3.2 損傷形態

図 2-6 に疲れ試験において現れた歯車の損傷形態を大歯車 A, B, C についてそれぞれ示す。曲げによる歯の折損については、作用歯面側（写真左側）の歯元最弱断面位置から反作用歯面側の歯元に向けてき裂が伝ばし歯が折損している。ピットをき裂の起点とする歯の折損については、歯面上のかみあいピッチ点付近からピット底からき裂が生じ、歯元に向かってき裂が伝ばしたことが推察できる。また、大歯車 B と C の写真では、ピットをき裂の起点とする歯の折損（中央の歯）と曲げによる歯の折損の形態も観察できる。これは、ピットをき裂の起点とする歯の折損が最初に起こり、それに起因する衝撃的な荷重が作用したために歯元から曲げによって歯が折損したものと推測できる。破壊的歯面損傷では、歯面の大部分にピットが生じて歯形が大きく劣化しているのがわかるが、歯の折損は観察されなかった。すなわち、このピット発生による大きな歯形劣化のために、運転中の歯車の振動が激しくなり、その振動が試験機に伝わり、試験機に取り付けた振動感受スイッチがその振動を検知して試験機が自動停止した。

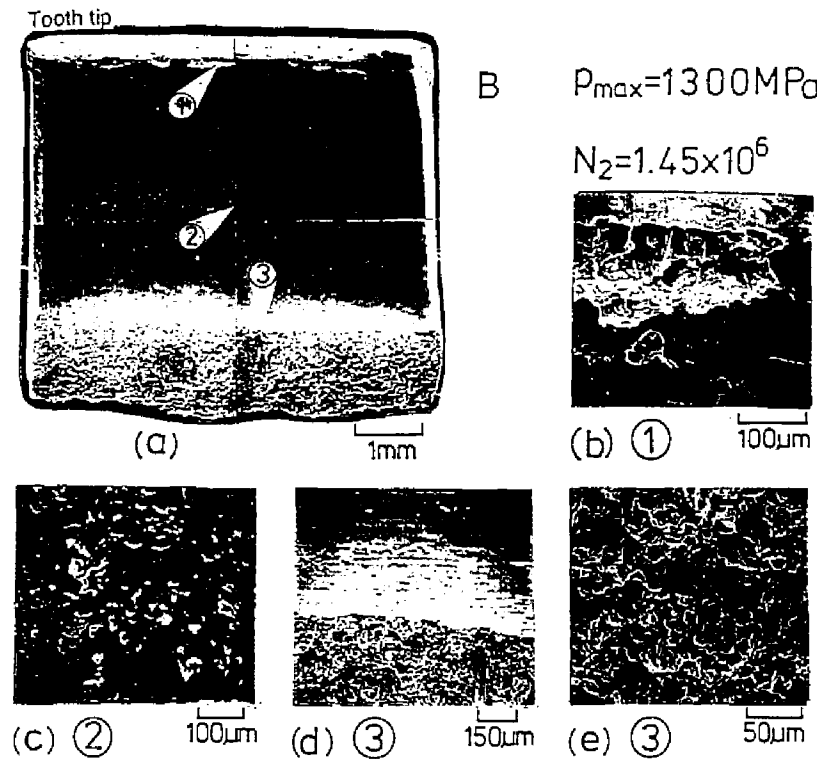


図 2-7 曲げにより歯元からの折損した歯の観察

原料粉と高周波焼入れ条件が異なる大歯車 A と B では損傷形態の違いは見られなかった。しかし、同じ原料粉である大歯車 B と C では疲れ試験で現れた損傷形態の種類数は異なっており、大歯車 C ではピットをき裂の起点とする歯の折損だけであった。図 2-5 の $p_{max} - N_2$ 曲線に示したように $p_{max} = 1300$ MPa の負荷条件下において、大歯車 C ではピットをき裂の起点とする歯の折損が発生したが、大歯車 B では曲げによる歯の折損が発生した。大歯車 B と C では同じ原料粉であるが、高周波焼入れ条件が異なり、それに起因して図 2-1 に示すように大歯車 B よりも大歯車 C のほうが歯元フレット部の表面硬さが高く、さらに硬化層深さも深いため大歯車 C の歯の曲げ強さが向上し、大歯車 C では曲げによる歯の折損が発生しなかったと考えられる。

図 2-7 は、 $p_{max} = 1300$ MPa に対応する負荷条件下で歯元からの曲げにより折損した大歯車 B の歯の走査型電子顕微鏡 (SEM) による観察結果である。写真 (a) は歯面全体を示したもので、その歯面は巨視的には比較的滑らかなである。位置 1 の拡大写真 (b) は歯先部の拡大で、認められる損傷は相手歯車とのかみあいに起因する歯先稜でのピットであり、そのピットは歯すじ方向に連なっている。ピッチ点近傍の位置 2 の歯面拡大写真 (c) では、歯面に小ピットが観察できる。位置 3 の拡大写真 (d) は歯元部の歯面と破断面との境界領域で、拡大写真 (e) はその破断面を示しており、凹凸の激しい粒子状破面を呈している。これらの図に示した損傷状態を総括すると、曲げにより折損した歯車の歯面には小さいピットが観察されるものの、巨視的には比較的滑らかな歯面である。また、曲げき裂発生起点と考えられる位置 3 には凹凸の激しい面が観察されるが、これは原料粉の粒子の大きさのオーダ ($70 \sim 80 \mu\text{m}$) の凹凸であり、延性破壊時に見られる破面ではなく、曲げ応力の繰返し負荷による疲れ破壊の破面であると考えられる。すなわち、粉末焼結歯車ではその内部に気孔を有するため、鋼製歯車において一般に観察されるような曲げき裂の起点部の滑らかな疲れ破面とは異なった疲れ破面を呈するといえる。

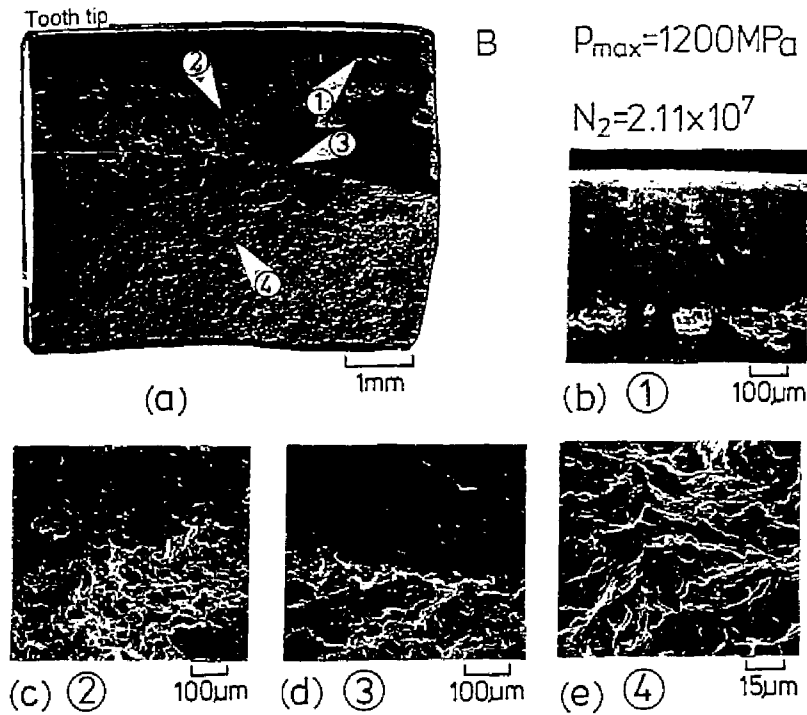


図 2-8 ピットをき裂の起点として折損した歯の観察

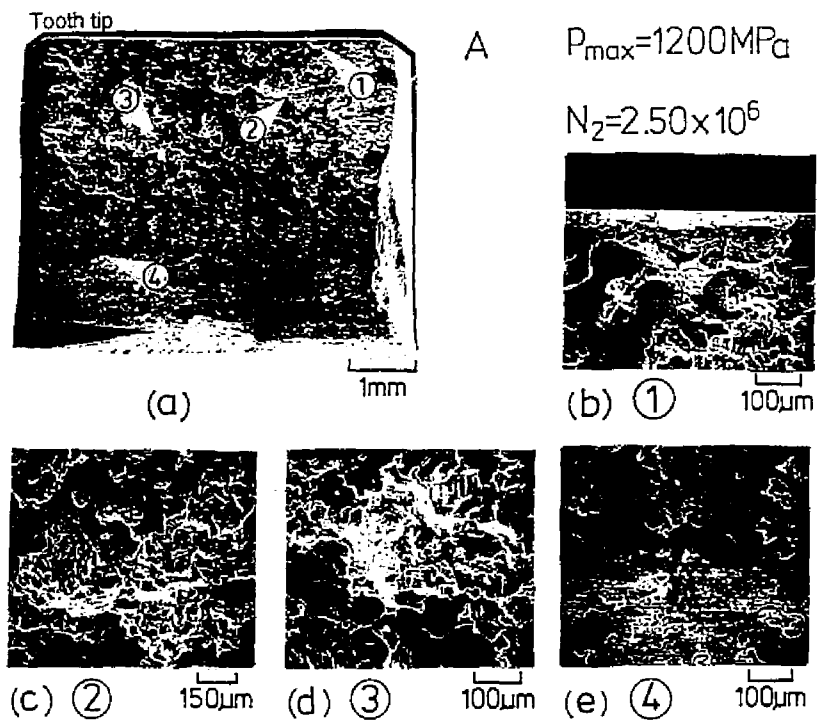


図 2-9 破壊的破面損傷した歯の観察

図 2-8 は、 $p_{max} = 1200 \text{ MPa}$ に対応する負荷条件下でピットをき裂の起点として折損した大歯車 B の歯の SEM による観察である。位置 1 の拡大写真 (b) は歯先部の拡大で、比較的滑らかな歯面も観察されるが直径 $100 \mu\text{m}$ 程度のピットも観察され、そのピットは歯すじ方向に連なっている。位置 2 の拡大写真 (c) は、ピッチ点付近に大きなピットが発生したところで、そのピット底は凹凸のある激しい破面を呈している。位置 3 の拡大写真 (d) は歯面と曲げによる歯の破断面との境界領域を示しており、また、位置 4 の拡大写真 (e) は歯の破断面である。両方の写真の歯の破断面は、凹凸の激しい粒子状の歯面を呈して

いる。

図2-9は、 $p_{max} = 1200$ MPaに対応する負荷条件下で破壊的歯面損傷が発生した大歯車Aの歯のSEMによる観察である。写真(a)に示すように歯面全体にピットが発生している。位置1, 2, 3のそれぞれの拡大写真(b), (c), (d)には歯面にピットとき裂が生じている。位置4の拡大写真(e)は相手小歯車とかみあっている部分とかみあっていない部分の境界領域を示しており、小さなピットが観察されるが、位置1, 2, 3で見られたような大きなピットではない。歯面の各位置でのピットの底は比較的滑らかであり、疲れに伴う歯面のはく離であると推察できる。大歯車のかみあい終わりの歯元の面の位置3で見られるピットは原料粉の粒子の大きさのオーダー(70~80 μm)であり、このピットの発生原因は原料粉が歯面からはく離して発生したと推察できる。

図2-8および図2-9で観察されたピットの様相はほぼ同様であり、比較的大きなピットはピッチ点付近の歯面に現れていた。ピットをき裂の起点とする歯の折損と破壊的歯面損傷は、歯が折損するかしないかの違いだけであり、ピッチ点付近に発生したピットを起点として歯が折損しなければ、ピットが歯面全体に広がるといえる。そして、ピッチ点付近から歯が折損するかしないかは、歯車運転中の歯面に発生したピットの大きさや深さが関係していると考えられる。

2.3.3 疲れ試験中の歯面変化

前述のように大歯車の損傷形態は、曲げによる歯の折損、ピットをき裂の起点とする歯の折損、破壊的歯面損傷の3種類に分類できる。それぞれの損傷形態について大歯車の疲れ試験中の大歯車および小歯車の歯形変化と、大歯車の歯面変化の様相について観察を行った。その結果は以下のとおりである。

図2-10に $p_{max} = 1300$ MPaに対応する負荷条件下で歯元からの曲げにより歯が折損した大歯車Bの疲れ試験中の歯形変化と歯面変化の様相を示す。歯形は、疲れ試験初期から歯が折損する直前の $N_2 = 1.0 \times 10^6$ までほとんど変化せず、歯面の様相も疲れ試験中を通して滑らかで、大きなピットは観察されない。このことから、歯元の曲げによる歯の折損の場合には、大きな歯形変化が起こらず、歯面にピットなどが発生せずに歯が折損したことがわかる。

図2-11に $p_{max} = 1200$ MPaに対応する負荷条件下でピットをき裂の起点として歯が折損した大歯車Bの疲れ試験中の歯形変化と歯面変化の様相を示す。疲れ試験中の歯形変化については、大歯車繰返し数 N_2 の増大とともに大歯車の場合は歯先と歯元の歯形が摩耗により徐々に変化し、また小歯車では歯元が徐々に摩耗して歯形が凹んでいる。歯面の様相は、 $N_2 = 1.0 \times 10^6$ までは疲れ試験前の $N_2 = 0$ の歯面とあまり変わらないが、 $N_2 = 2.5 \times 10^6$ になると、近寄り側3対かみあいから2対かみあい移行点付近にピットが発生し、大歯車繰返し数 N_2 の増大とともに歯すじ方向に進展している。このピットの発生原因としては、大歯車の近寄り側3対かみあいから2対かみあいへの移行点付近の歯面と相手小歯車の歯元の摩耗部との干渉により、局所的に面圧が高くなりピットが発生したと考えられ⁽³¹⁾、粉末焼結歯車特有の歯面損傷ではないといえる。そして、最終的には図2-8に示したSEM観察の歯のように、ピッチ点付近に発生したピットをき裂の起点として歯が折損した。したがって、ピットをき裂の起点とする歯の折損の場合、歯の折損寸前までは歯面には歯先に発生するピットを除けば巨視的に観察することができるようなピットは現れず、歯面の摩耗により歯形が変化し、歯が折損する直前に歯面にピットが発生した。そして、そのピットをき裂の起点として歯が折損したと推察できる。

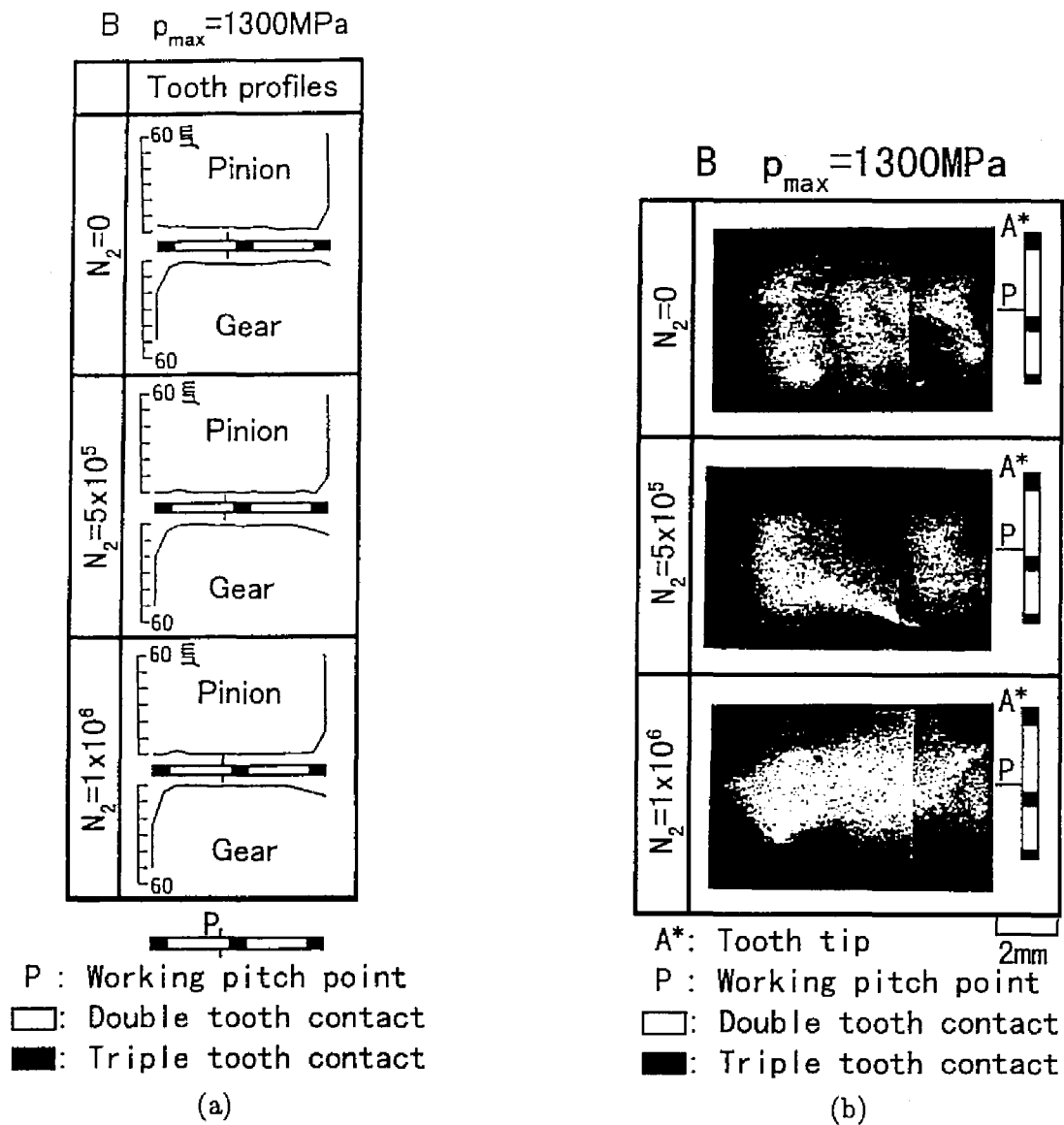


図 2-10 疲れ試験中の歯形変化と歯面の様相（曲げによる歯の折損の場合） (a) 歯形変化, (b) 歯面の様相

図 2-12 に $p_{max} = 1200\text{ MPa}$ に対応する負荷条件下で破壊的歯面損傷が発生した大歯車 A の疲れ試験中の歯形変化と歯面変化の様相を示す。大歯車繰返し数の増大に伴う歯形変化は、前述のピットをき裂の起点とする歯の折損とほぼ同様であり、大歯車の場合は歯先と歯元の歯形が徐々に変化しており、また小歯車では歯元の歯形が徐々に変化している。また、疲れ末期 $N_2 = 2.5 \times 10^6$ では、歯末の面に歯すじ方向にピットが連なっているのが観察できる。経時的観察対象とした歯面には、 $N_2 = 2.5 \times 10^6$ でも破壊的歯面損傷は起こっていなかったが、そのほかの複数の歯には図 2-13 に示すように歯形が大きく劣化し、歯面にはピットが多く現れているのが観察された。すなわち、破壊的歯面損傷は、歯面にピットが発生するが、ピットをき裂の起点とした歯の折損は発生せず、ピットが歯面全体に発生し、歯形が大

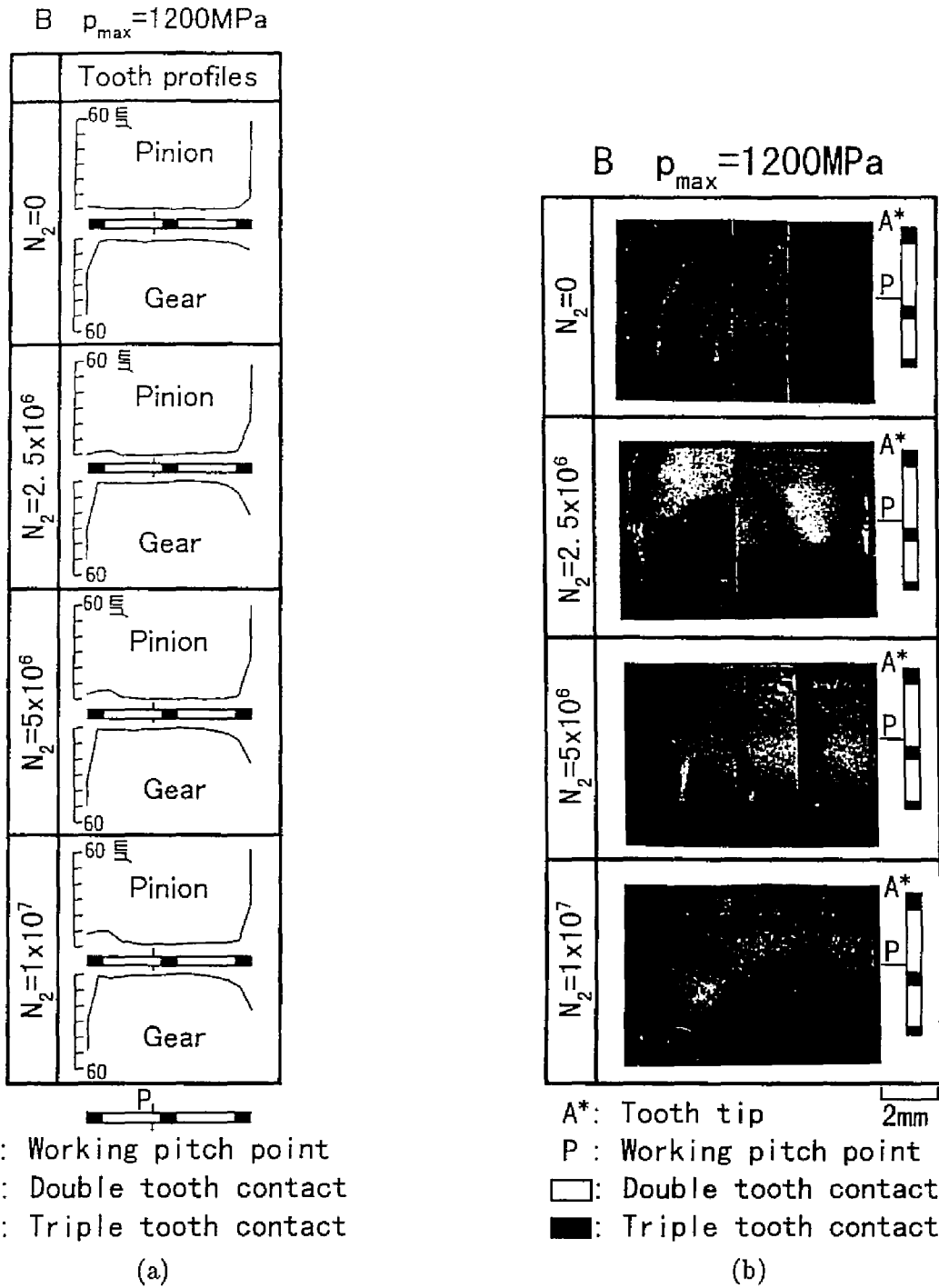


図 2-11 疲れ試験中の歯形変化と歯面の様相 (ピットをき裂の起点とする歯の折損の場合) (a) 歯形変化, (b) 歯面の様相

大きく劣化するという損傷形態であるといえる。

図 2-14 に $p_{max} = 1200 \text{ MPa}$ における大歯車の歯面摩耗の進行状態を示すため、大歯車繰返し数 N_2 の増大に伴うマタギ歯厚変化 $s_0 - s_i$ を示す。マタギ歯厚変化 $s_0 - s_i$ は、 $N_2 = 0$ におけるマタギ歯厚 s_0 と各大歯車繰返し数におけるマタギ歯厚 s_i との差 $s_0 - s_i$ により表されている。各大歯車の疲れ試験初期 $N_2 = 5.0 \times 10^5$ における大歯車 A, B, C それぞれのマタギ歯厚変化の値は、 $10\mu\text{m}$, $6\mu\text{m}$, $5\mu\text{m}$ である。 N_2 の増大に伴う $s_0 - s_i$ の値は、3 種類の歯車ともに増加しているが、大歯車 A はほかの歯車に比べ $s_0 - s_i$ の増加、すなわち歯面の摩耗が起こりやすい。これは、大歯車 A は表面硬さがほかの大歯車よりも軟らかいためであると考えられる。定性的な歯形変化と歯面の様相には表面硬さの違いの影響は観

察されなかったが、歯面の摩耗には表面硬さの影響、すなわち原料粉の違いの影響が現れた。

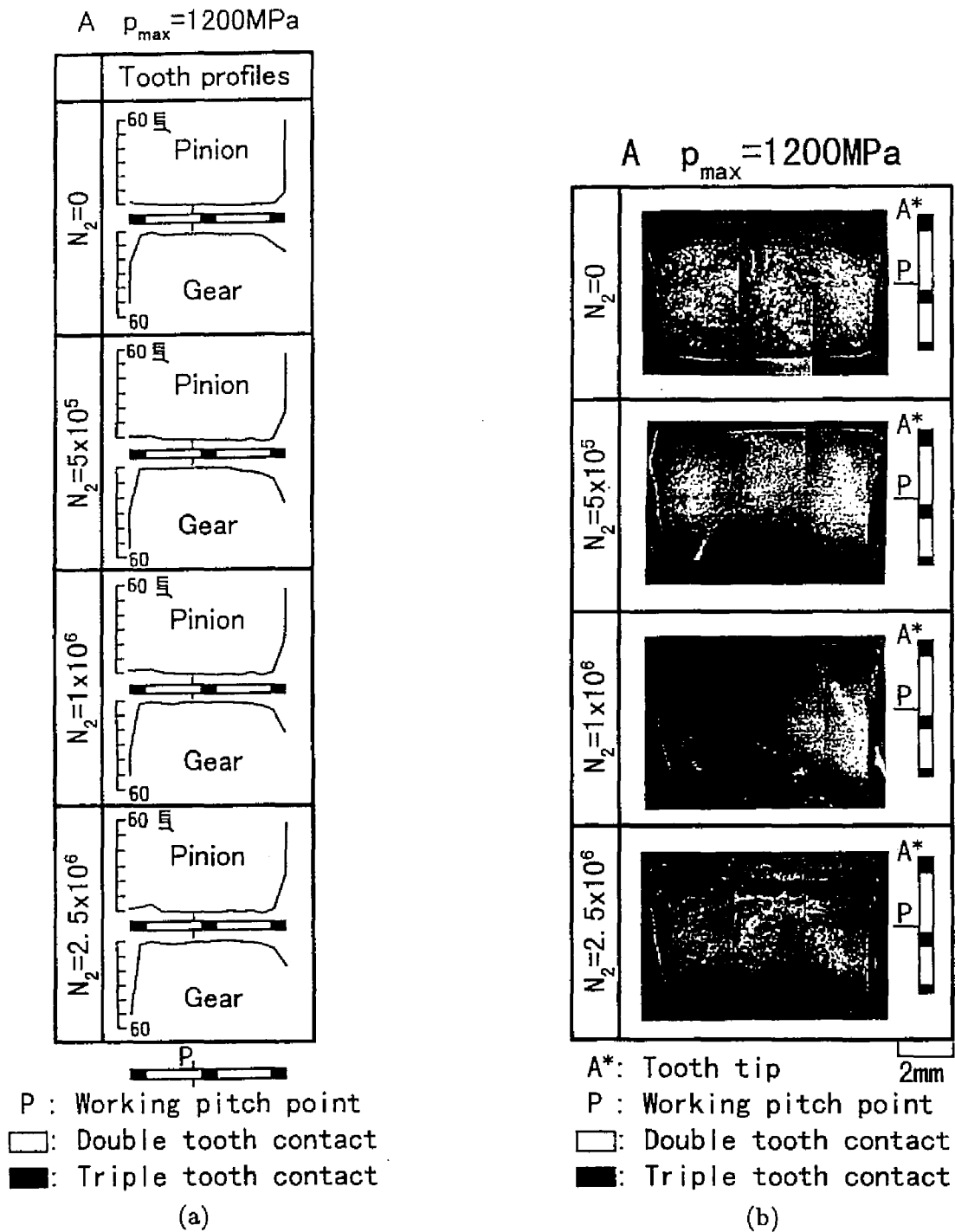


図 2-12 疲れ試験中の歯形変化と歯面の様相 (破壊的歯面損傷の場合) (a) 歯形変化, (b) 歯面の様相

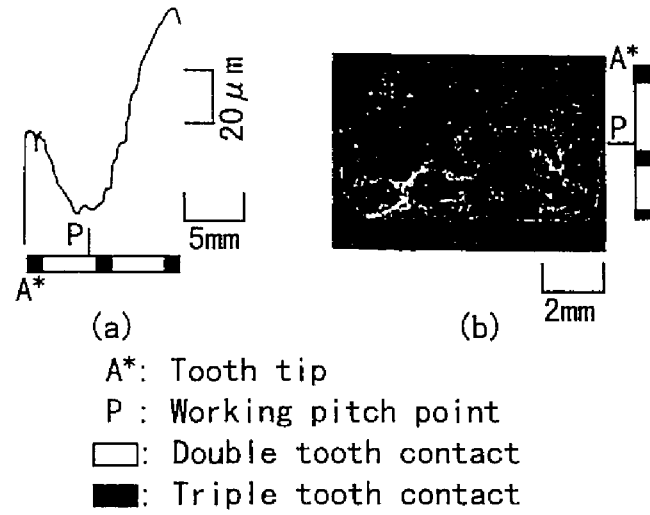


図 2-13 破壊的歯面損傷の場合の最終繰返し数 $N_2 = 2.50 \times 10^6$ における大歯車 A の歯形と歯面の様相
 (a) 歯形変化, (b) 歯面の様相

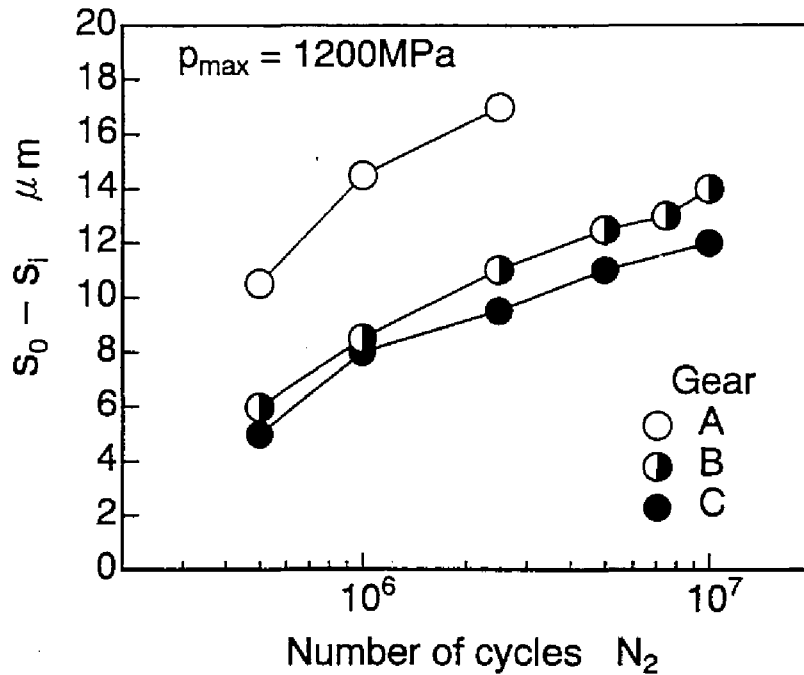


図 2-14 マタギ歯厚による疲れ試験中の粉末焼結大歯車の摩耗量の変化

2.4 疲れ強さと気孔分布の関係

2.4.1 気孔分布の計測

気孔分布を計測するために、図2-15に示す画像処理システムを用いて気孔を計測し統計処理を行った。本システムは、光学式金属顕微鏡、CCDカメラ、画像演算装置、画像データの統計処理と画像演算装置の制御を担うホストコンピュータ、そしてその周辺機器から構成されている。光学式金属顕微鏡により観察された像は、CCDカメラを通して512 x 512画素、256階調を有する画像演算装置に取り込まれ、2値化処理される。そして、ホストコンピュータによりその2値化処理された画像データを統計処理できる。

気孔分布を計測するために大歯車の歯の軸直角断面を粒径0.05 μm のアルミナ粉を用いてバフにより鏡面研磨した後、歯のかみあいピッチ点付近の断面を光学式顕微鏡により倍率50倍で観察し、画像処理システムにより気孔分布を計測した。本画像処理システムでは、倍率50倍の条件の下で1回に計測できる範囲は0.04 mm^2 (0.20 $\text{mm} \times 0.20 \text{mm}$) であり、その計測を25回行い、歯の1.0 mm^2 の断面に存在する気孔分布を計測した。気孔分布の測定項目は、気孔の円相当直径、気孔間距離、フラクタル次元で表した気孔の密集度である。図2-16に示すように、気孔の円相当直径は計測された気孔の面積 S_p に等しい面積 S_c を有する円の直径 d_H で表され、“Heywood diameter” ともいわれる⁽³²⁾。計測した気孔の面積と形状から求めた幾何学的重心の位置をその気孔の存在する位置と定義するとき、気孔間距離とは、図2-17に示すようにある気孔の位置からその周りにある気孔の位置との距離 $l_1, l_2, l_3 \dots l_n$ を測定し、その中で最短の距離 l_1 で表される。円相当直径と気孔間距離は、対数正規分布にあてはめ統計処理を行った。

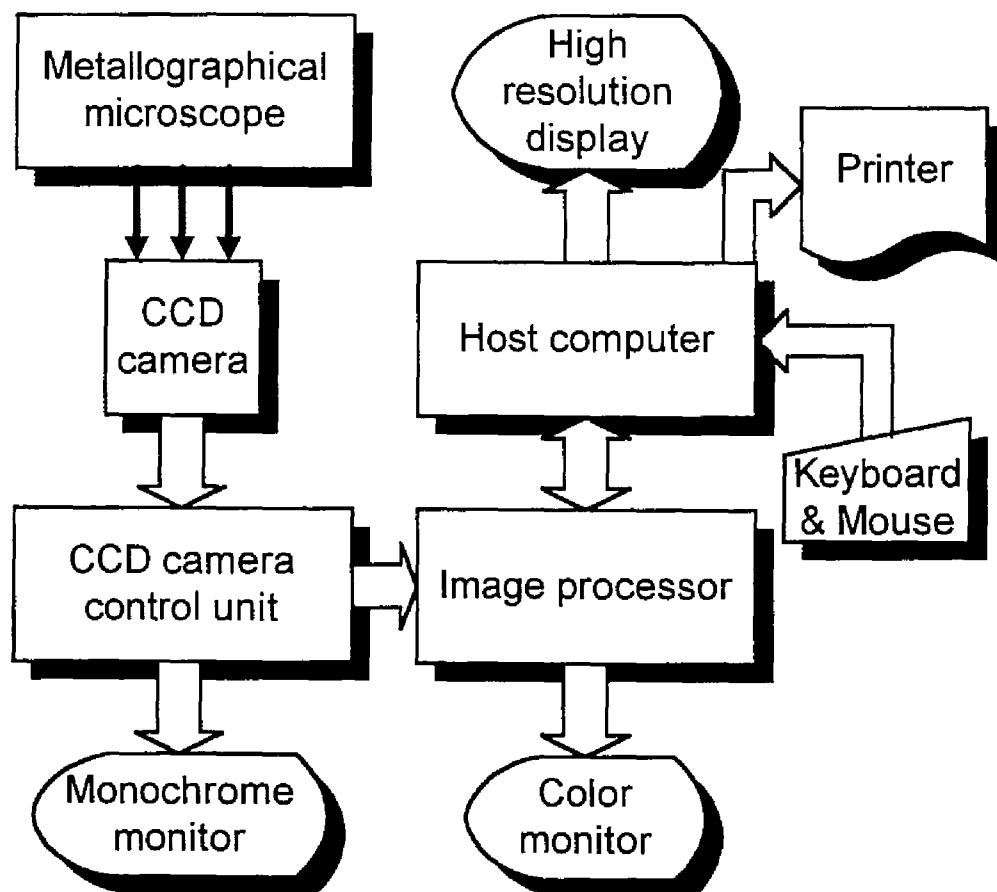


図 2-15 画像処理システムの概略

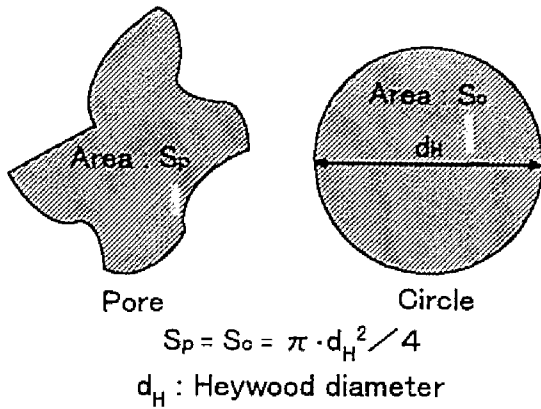


図2-16 円相当直径の定義

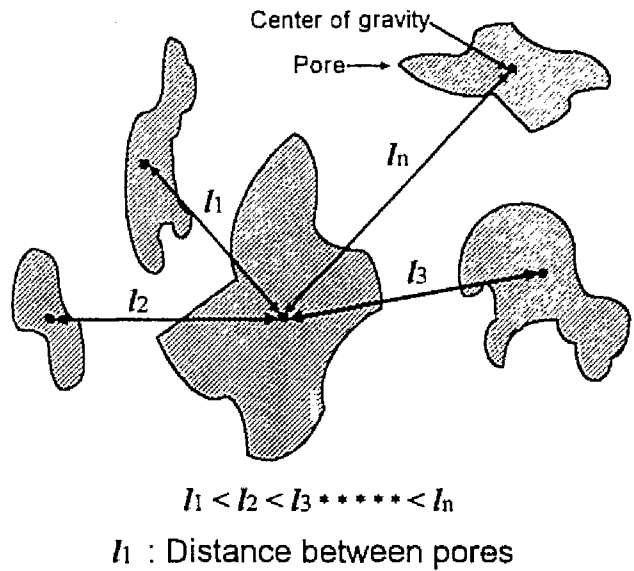


図2-17 気孔間距離の定義

すなわち、対数正規分布の確率密度関数 $f(x)$ は次の式で表される。

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma x}} \exp \left\{ -\frac{(\ln x - \mu)^2}{2\sigma^2} \right\} \quad (2.6)$$

ここで、 x は観測対象、 μ は平均、 σ^2 は分散である。フラクタル次元⁽³³⁾で表した気孔の密集度 D_f とは、図2-18に示すように、幾何学的重心の位置をその気孔の存在する位置とすると、ある気孔から半径 r の円内に存在する気孔の総数 N_p の関係を横軸に測定円半径 r 、縦軸に気孔の総数 N_p をとり、両対数グラフにプロットし、その測定円の半径と気孔の総数との関係の直線の傾き、すなわち次式により表される。

$$\log N_p = D_f \log r + const. \quad (2.7)$$

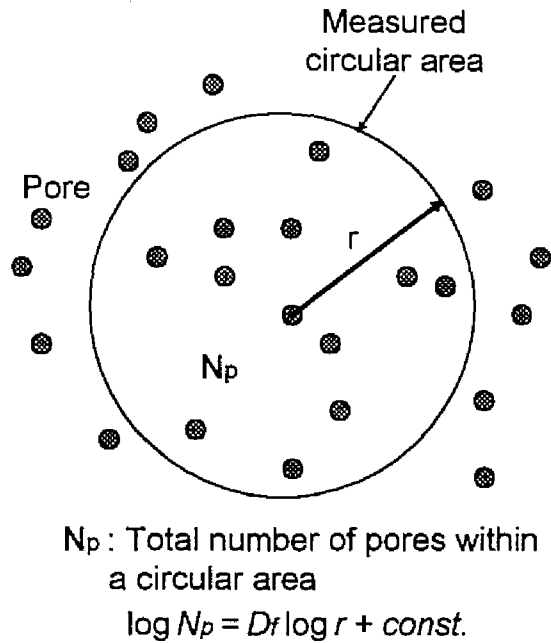


図2-18 フラクタル次元による気孔の密集度の定義

2.4.2 気孔分布

図2-19に気孔の円相当直径分布を対数正規確率紙上に示す。大歯車A, B, Cの対数正規分布に当てはめた際のそれぞれの円相当径の平均値は、 $5.29 \mu\text{m}$, $4.70 \mu\text{m}$, $4.06 \mu\text{m}$ であり、またそれぞれの標準偏差は、 $8.34 \mu\text{m}$, $5.81 \mu\text{m}$, $5.14 \mu\text{m}$ である。大歯車BとCでは、円相当直径の分布は類似しているが、大歯車Aではほかの大歯車に比べ大きい直径の気孔の割合が高い。このことから、気孔の大きさは高周波焼入れ条件には影響されず、プレアロイ型合金鋼粉よりも拡散型合金鋼粉からつくられた歯車のほうが大きい気孔の存在する割合は高く、原料粉の種類は気孔の大きさに影響を及ぼすといえる。

図2-20に気孔間距離の分布を対数正規確率紙上に示す。大歯車A, B, Cの対数正規分布に当てはめ

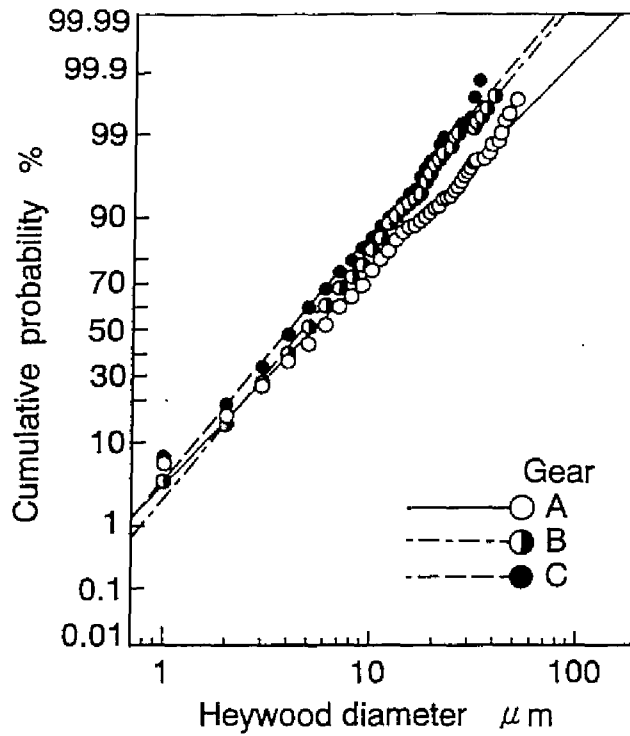


図 2-19 円相当直径の分布

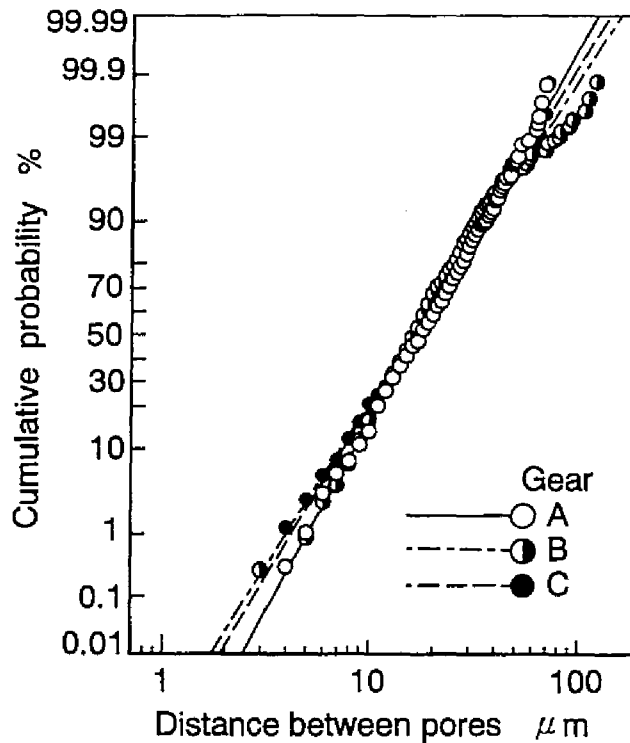


図 2-20 気孔間距離の分布

た際のそれぞれの気孔間距離の平均値は、 $17.28 \mu\text{m}$ 、 $16.49 \mu\text{m}$ 、 $16.29 \mu\text{m}$ であり、またそれぞれの標準偏差は、 $12.56 \mu\text{m}$ 、 $14.55 \mu\text{m}$ 、 $13.42 \mu\text{m}$ である。気孔間距離の分布は、3種類の大歯車ともにほぼ同じであり、原料粉の種類と高周波焼入れ条件にはあまり影響されないことがわかる。

図2-21にある半径の円内に存在する気孔の総数とその測定円の半径との関係、すなわちフラクタル次元による気孔の密集度 D_f を示す。 D_f は、その値が大きくなればなるほど気孔が密集していることを意

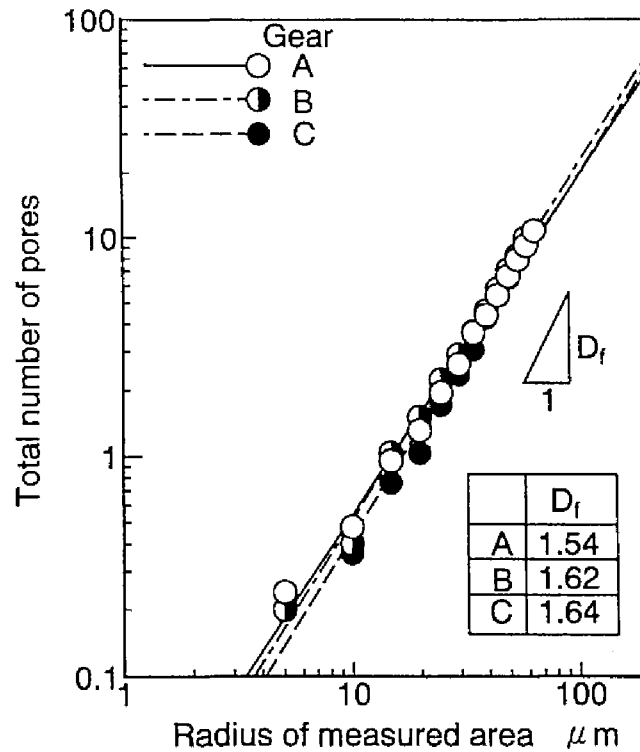


図 2-21 フラクタル次元による気孔の密集度

味している。大歯車 A, B, C それぞれの D_f の値は, 1.54, 1.62, 1.64 である。大歯車 A の D_f は, ほかに大歯車よりもわずかに小さい。そして, 大歯車 B と C では D_f はほぼ同じである。したがって, 気孔の密集度は大歯車 A がほかに大歯車よりもわずかにまばらに分布しているといえ, 大歯車 B と C ではほぼ同様に気孔が密集しているといえる。また, 気孔の密集度は高周波焼入れ条件には影響されず, 原料粉に影響されるといえる。なお, 観察した 1 mm^2 の断面内に計測された気孔の総数は, 596 個, 684 個, 649 個であった。

以上のことから, 高周波焼入れ条件は気孔分布に影響を及ぼさないが, 原料粉は気孔分布に影響を及ぼすことがわかった。

2.4.3 疲れ強さならびに損傷形態と気孔分布の関係

気孔分布の観点から歯車の疲れ強さを考察すると, 同じ気孔分布を有する大歯車 B と C ではほぼ同様な強さであったことは当然のことである。また, 3 種類の大歯車の圧粉密度は同じであるが, 大きい気孔の存在割合が高い大歯車 A の疲れ強さがほかに歯車よりも劣っていたことから, 疲れ強さには気孔分布の関与も無視できない 1 つの因子であることがわかる。したがって, 高周波焼入れ粉末焼結歯車の疲れ強さは原料粉および気孔分布に影響されるといえる, 一般的に粉末焼結材の疲れ強さの指標として用いられている粉末焼結材の密度だけではその疲れ強さは一義的には決められないことがわかる。気孔分布の観点から歯車損傷形態を考察すると, 気孔分布の異なる大歯車 A と B では, 曲げによる歯の折損, ピットをき裂の起点とする歯の折損, 破壊的歯面損傷の 3 種類の損傷形態が現れ, また, 大歯車 A と B の間では損傷歯の破面の様相には気孔分布の違いに起因する顕著な差がなかった。大歯車 C ではピットをき裂の起点とする歯の折損のみが現れ, 同じ気孔分布の大歯車 B と比べると損傷形態の種類数が異なっていた。大歯車 C と大歯車 B では同じ原料粉であるが高周波焼入れ条件が異なり, 表面硬さや硬さ分布

に違いが生じたために、大歯車Cでは曲げによる歯の折損が現れなかったと考えられる。すなわち、わずかな気孔分布の違いは、歯車の損傷形態に影響を及ぼさないといえる。

2.5 結言

本章では、原料粉と高周波焼入れ条件の異なる3種類の実機仕様のモジュール2、基準圧力角 14.5° の高周波焼入れ粉末焼結平歯車を用い、動力循環式歯車試験機によりそれら粉末焼結歯車の疲れ強さと歯車損傷形態を明らかにし、歯車の疲れ強さに及ぼす原料粉と高周波焼入れ条件の影響を検討した。得られた主な結論を要約すると次のとおりである。

- (1) 拡散型合金鋼粉から造られた歯車は、プレアロイ型合金鋼粉から造られた歯車よりも疲れ強さがわずかに高かった。本章での高周波焼入れ条件の違いは、疲れ強さに影響を及ぼすほどの差ではなかった。
- (2) 疲れ試験で現れた歯車の損傷形態は、歯元フィレット部からの曲げによる歯の折損、かみあいピッチ点付近のピットをき裂の起点とした歯の折損、破壊的歯面損傷の3形態であった。
- (3) 疲れ試験中の歯形変化および巨視的な歯面の様相の変化については、曲げによる歯の折損の場合、歯が折損するまで歯形および歯面の様相には顕著な変化が見られなかった。ピットをき裂の起点とした歯の折損の場合、歯形には歯先と歯元に摩耗が見られ、歯面には疲れ試験末期にピッチ点付近にピットが発生し、そのピットに起因して歯が折損した。破壊的歯面損傷の場合、歯形変化ならびに歯面の様相は、ピットをき裂の起点とした歯の折損の場合と定性的には同じ傾向を示すが、疲れ試験末期にピットに起因して歯が折損せずに歯面全体にピットが広がっていた。
- (4) 気孔分布の計測から、プレアロイ型合金鋼粉から造られた歯車は、大きい気孔の割合が拡散型合金鋼粉から造られた歯車よりも高く、かつ気孔がわずかにまばらに分布していた。気孔間距離は原料粉が異なってもほぼ同様な分布であった。また、高周波焼入れ条件は気孔分布には影響を及ぼさなかった。
- (5) 高周波焼入れ粉末焼結歯車の疲れ強さは、原料粉および気孔分布に影響されるといえ、一般的に粉末焼結材の疲れ強さの指標として用いられている粉末焼結材の密度だけでは疲れ強さは一義的には決められず、疲れ強さを評価するためには気孔分布を考慮する必要があることを示した。

第3章

粉末焼結ローラの面圧強さに及ぼす各種要因の影響

3.1 緒言

第2章において、原料粉および気孔分布が粉末焼結歯車の疲れ強さに影響を及ぼし、さらに焼結密度だけではその疲れ強さを一義的に決めることができないことを明らかにした。しかし、疲れ試験に使用した歯車は実機仕様のものであり、原料粉と気孔分布がどの程度歯車の面圧強さや歯面損傷形態に影響を及ぼすかという点に関しては不明確である。図3-1に示す粉末焼結製品の製造工程からわかるように、粉末焼結製品を造るには、原料粉の選定から始まり、原料粉を添加粉などと混合する。その混合した原料粉を金型に充填し、圧粉成形を行った後、焼結が行われる。そして必要に応じて熱処理や機械加工などの後処理を経て製品が完成する。粉末焼結製品を製造するためには多くの工程を経ており、それら条件によって粉末焼結製品の気孔分布が大きく左右される。これら多くの条件を変えて、製造条件と歯車の面圧強さの関係を調べるには歯車製作に多大のコストがかかるため経済的負担が大きい。互いにかみあう歯面は滑り・転がり接触しており、かみあい中の歯面間の接触は2つのローラの滑り・転がり接触に置き換えることが可能であるので、鋼製歯車の面圧強さを評価するためにローラによる滑り・転がり接触疲れ

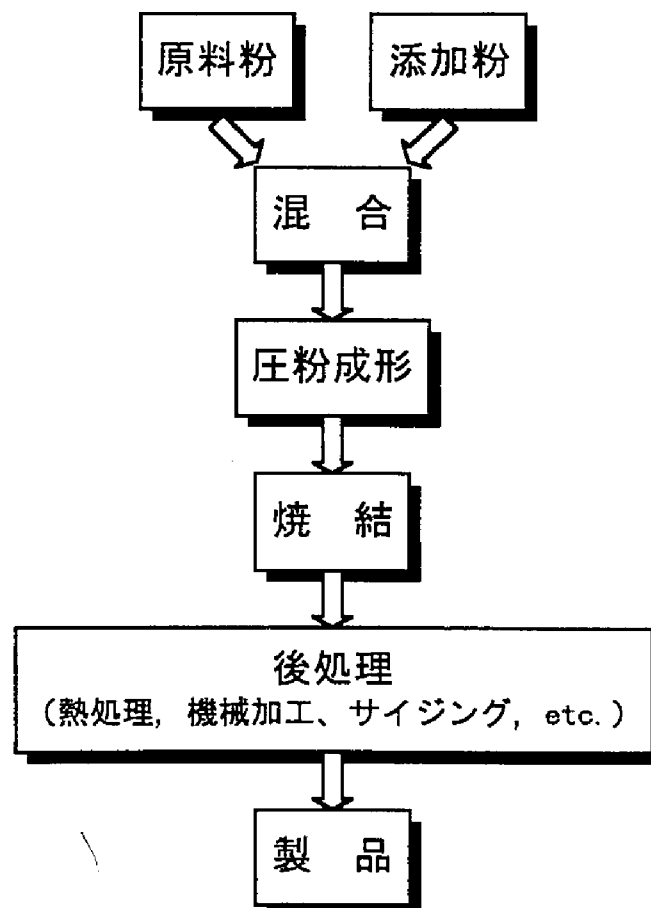


図 3-1 焼結製品の製造工程

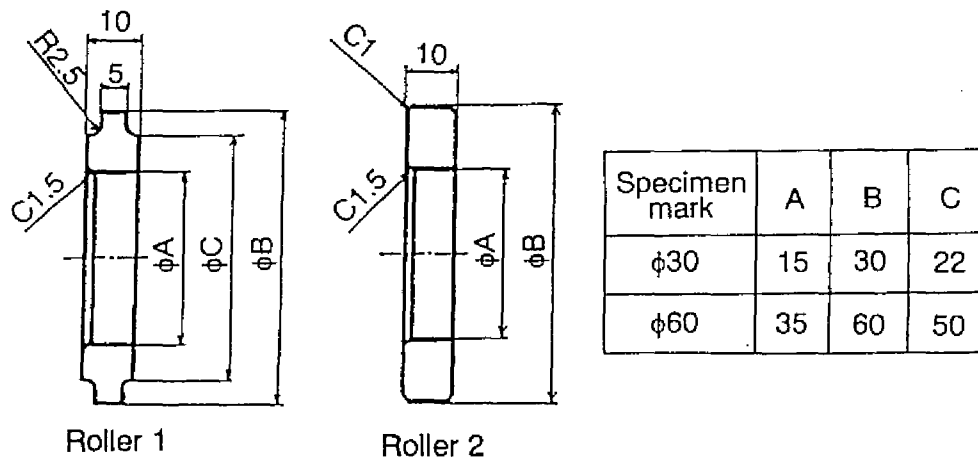


図 3-2 試験ローラ

試験が行われている。ローラ試験で発生する損傷形態は歯車に発生するものと類似しており、ローラ試験で得られる面圧強さは歯車の面圧強さを検討する上で重要なデータとなっている (34), (35), (36), (37)。また、ローラの形状は単純なため、試験片製作コストは歯車に比べ安価であり、粉末焼結の製造条件と面圧強さとの関係を調べるのが経済的な面でも可能となる。

そこで、本章では原料粉および気孔分布が面圧強さまたは歯面損傷にどの程度影響を及ぼすかという観点から、原料粉の種類、原料粉の粉末粒子径、焼結材の密度、高周波焼入れ条件、焼結方法そしてローラ直径が異なる合計 17 種類の高周波焼入れ粉末焼結ローラを製作した。そして、粉末焼結ローラを用いて滑り・転がり接触疲れ試験を行い、粉末焼結ローラの面圧強さに及ぼす高周波焼入れ硬化層深さ、粉末粒子径、圧粉密度ならびに焼結方法と原料粉の影響を明らかにする。さらに、気孔分布を 2 次元的に計測し、上記影響因子と気孔分布の関係ならびに面圧強さと気孔分布の関係について考察する。

3.2 試験ローラおよび実験方法

3.2.1 試験ローラ

図 3-2 に実験に使用したローラの形状および寸法を示す。疲れ試験には直径 30mm および直径 60mm のローラを用い、ローラ 1 は損傷形態と疲れ強さに関する試験対象ローラである。ローラ 1 には高周波焼入れ粉末焼結ローラを用いた。また、相手ローラとしてローラ幅 10mm の浸炭硬化した鋼製ローラを用いた。疲れ試験は、直径 30mm ローラ同士の組み合わせ、および直径 60mm ローラ同士の組み合わせで行った。高周波焼入れ粉末焼結ローラの製造条件は後述するが、相手側鋼製浸炭硬化ローラは SCM415 鋼材を切削し、ローラ 2 の形状を有するローラに仕上げ、浸炭硬化した後ローラ円周面を円筒研削仕上げした。直径 30mm ローラおよび直径 60mm ローラの表面硬さは、840 Hv であり、有効硬化層深さは、直径 30mm ローラで 1.0 mm、直径 60mm ローラで 1.2 mm であった。ローラ軸方向の表面粗さは、直径 30mm ローラおよび直径 60mm ローラともに約 $1.0 \mu\text{m}R_{max}$ であった。また、鋼製浸炭硬化ローラのヤング率およびポアソン比は、それぞれ 206 GPa, 0.30 とした。

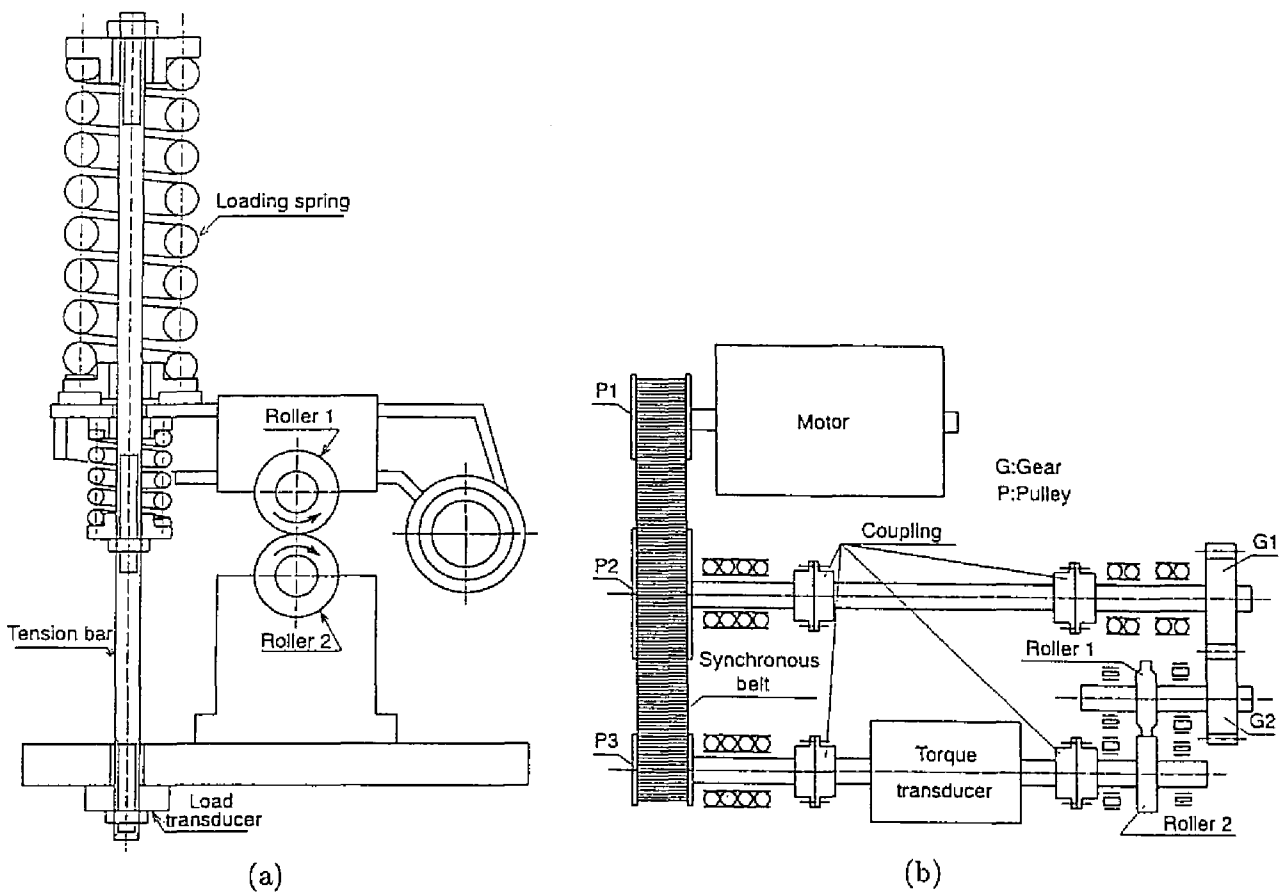


図 3-3 試験機の概略 (a) 負荷方法, (b) 動力伝達方法

3.2.2 実験方法

疲れ試験に用いたばね負荷式2円筒滑り・転がり試験機の概略を図3-3(a)に、動力伝達系の概略を図3-3(b)に示す。同じ直径のローラを組み合わせ、ばねにより負荷を加え、ローラを回転させることにより試験することができる。直径30mmローラおよび直径60mmローラには、それぞれローラ軸間距離30mmあるいは60mmを有する試験機を使用した。三相誘導電動機の回転は、ベルト、プーリそして歯車列を通してローラに伝達され、プーリの直径と歯車列の歯数比を変えることによりローラの回転速度を調整することができる。張力棒に取付けたロードセルにより負荷を検出し、ローラ取付け軸に連結しているトルクメータによりローラ間の伝達トルクを検出することができる。低速ローラに高周波焼入れ粉末焼結ローラ、高速ローラに鋼製浸炭硬化ローラを用いて、疲れ試験を行った。負荷の基準としてヘルツの最大接触応力 p_{max} を採用した。 p_{max} は、式(2.1)と同様の次式で与えられる。

$$p_{max} = \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{P_n}{b} \frac{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}} \quad (3.1)$$

ここで、 P_n : ローラ間の法線荷重, b : 有効接触幅, R : ローラ半径, E, ν : ローラ材料のヤング率およびポアソン比, 添字1: 低速ローラ, 添字2: 高速ローラである。相対曲率半径 $R_r (= R_1 R_2 / (R_1 + R_2))$ は、直径30mmローラの組み合わせでは7.5mm, 直径60mmローラの組み合わせでは15mmとなる。

表3-1に疲れ試験の運転条件を示す。低速および高速ローラの回転速度 n_1, n_2 は、直径30mmローラの場合、低速ローラで2864rpm, 高速ローラで3600rpm, 直径60mmローラの場合、低速ローラで

表 3-1 ローラ疲れ試験の運転条件

Roller specimen	ϕ 30		ϕ 60	
	Faster	Slower	Faster	Slower
Rotational speed rpm	3600	2864	1800	1432
Circumferential velocity m/s	5.65	4.50	5.65	4.50
Specific sliding %	+20.5	-25.7	+20.5	-25.7
Sliding velocity m/s	1.15			
Relative radius of curvature mm	7.5		15	

表 3-2 潤滑油の性状

Specific gravity	288/277K	0.9022
Flash point	K	477
Pour point	K	260.5
Kinematic viscosity $\times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$	313K	190.9
	373K	17.47
Viscosity index		98
Total acid number mgKOH/g		2.26
Viscosity-pressure coefficient GPa ⁻¹	313K	23.18
	373K	16.07
	423K	12.09

1432 rpm, 高速ローラで1800 rpmである。低速ローラおよび高速ローラの円周速度 v_1 , v_2 , そして滑り率 σ_1 , σ_2 は, それぞれ次の式で与えられる。

$$v_1 = \frac{\pi n_1 R_1}{30}, \quad v_2 = \frac{\pi n_2 R_2}{30} \quad (3.2)$$

$$\sigma_1 = \frac{v_1 - v_2}{v_1}, \quad \sigma_2 = \frac{v_2 - v_1}{v_2} \quad (3.3)$$

直径30mm ローラおよび直径60mm ローラともに, ローラの円周速度と滑り率は, 低速ローラで $v_1 = 4.50 \text{ m/s}$ および $\sigma_1 = -25.7\%$, 高速ローラで $v_2 = 5.65 \text{ m/s}$ および $\sigma_2 = +20.5\%$ となる。なお, 試験機には振動感受スイッチが取り付けられており, 試験ローラに損傷が生じ, その損傷に起因する試験機の振動増加をスイッチが検知すれば試験機が自動停止するように調整した。試験機自動停止時には, ローラ表面がおよそ 20 mm^2 以上はく離していた。この試験機自動停止時の試験ローラの総繰返し数を試験ローラの破壊寿命とした。使用した潤滑油の性状を表3-2に示す。潤滑油は, イオウ系とリン系の極圧添加剤を含む鉄道ソニック EP 3090 ギヤ油である。疲れ試験中は油温を $313 \pm 5 \text{ K}$ に制御し, ローラかみ込み側から圧力給油を行った。給油量は, 直径30mm ローラおよび直径60mm ローラ用試験機でそれぞれ毎分 750 ml/min , 1500 ml/min である。

疲れ試験中のローラ表面の様子を評価するために, 所定の繰返し数ごとに, ローラ表面の観察, 表面粗さ, 表面残留応力の変化さらにローラ損傷後の損傷深さを測定した。各測定方法は以下のとおりである。

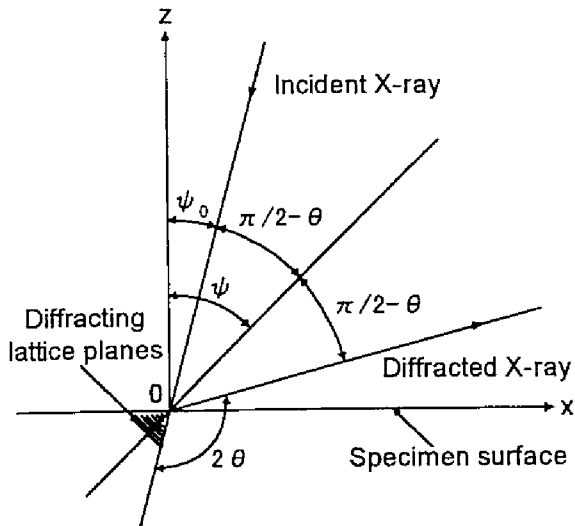


図3-4 X線応力測定原理

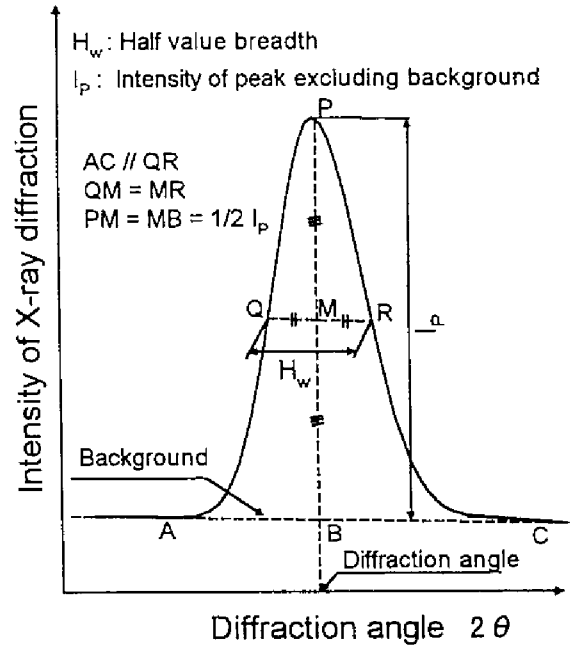


図3-5 半価幅法

表3-3 X線回折による残留応力測定条件

Characteristic X-ray	CrKα	
Diffraction plane	α-Fe (211)	
Tube voltage	kV	30
Tube current	mA	8
Irradiate area	mm ²	4 x 2
Time constant	s	2
Scanning speed of detector	min ⁻¹	4°

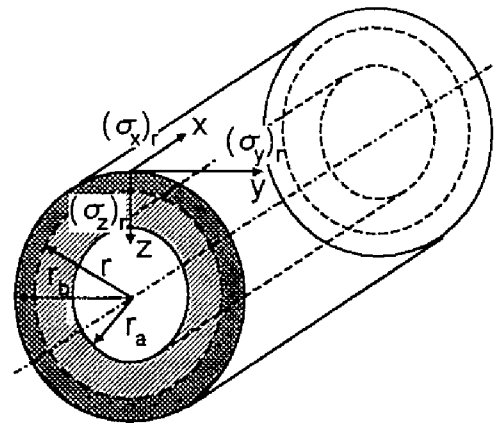


図3-6 外層除去の際の中空円筒残留応力

(a) 表面粗さ

ローラ表面の粗さは、触針式の粗さ計を用いて測定し、ローラ軸方向に測定した断面曲線から求めた。粗さは、最大高さで表した。

(b) 表面残留応力

ローラ表面のローラ軸方向残留応力、ローラ円周方向残留応力および半価幅は、X線残留応力測定装置を用い、X線回折を利用した $2\theta - \sin^2 \psi$ 法により測定した⁽³⁸⁾。X線応力測定は、X線回折を用いて試料表面の結晶格子面間隔を測定し、そのひずみから試料表面に存在する応力を算出するものである。図3-4にX線応力測定原理を示す。いま、x方向の応力 σ_x を測定する場合、試料表面法線方向のz軸から角度 ψ_0 傾けたところからX線を試料に入射し、その試料表面からの回折X線を検出し、回折角 2θ を半価幅法により求め、角度 ψ を求める。そして、 ψ_0 を変えて、 2θ を

横軸に、 $\sin^2 \psi$ を縦軸にとるとその関係は直線となる。その直線の傾きを M とすると、 x 方向の応力 σ_x は、

$$\sigma_x = K \cdot M \quad (3.4)$$

で表される。ここで、 K は応力定数である。図3-5にX線回折強度曲線から回折角 2θ を求める際の半価幅法の概略を示す。半価幅法とは回折強度曲線からバックグラウンドを差し引いた残りの回折強度曲線から、図に示す半価幅 H_w の midpoint 位置の回折角を決定する方法である。X線回折による残留応力の測定条件を表3-3に示す。特性X線としてCrK α 線を用い、 α 鉄の(211)面を回折面とすると、応力定数 K は-318 MPa/deg. となる。そして、X線入射角 ψ_0 を 0° , 15° , 30° , 45° に変えて回折強度曲線を測定し、それぞれの入射角での回折角 2θ を求め、 $2\theta - \sin^2 \psi$ の関係からローラの残留応力および半価幅の測定を行った。半価幅 H_w は測定表面の結晶粒の微視的ひずみの状態、すなわち面間隔のばらつきを示すものであり、微視的ひずみは転位、積層欠陥、点欠陥などの結晶の格子欠陥の量と対応することが知られている⁽³⁹⁾。

(c) ローラ損傷深さの測定

損傷が生じたローラの損傷深さを測定するために、ダイヤルゲージに先端丸み半径0.1 mmの触針を取付け、損傷面と未損傷面との高低差をそのダイヤルゲージから読み取ることにより損傷深さを求めた。測定可能な最大損傷深さは1 mmで、最小深さは10 μm である。

各粉末焼結ローラについては、疲れ試験前のローラの硬さ分布と残留応力分布を測定した。硬さと残留応力測定方法を次に述べる。

(a) 硬さ分布

ローラ軸に平行な粉末焼結ローラの断面をバフにより鏡面仕上げし、その断面をマイクロビッカース硬度計を用いて、測定荷重0.98 N (100 gf)、測定時間30 sの条件でローラの硬さを測定した。粉末焼結材の場合、硬さは気孔ならびに組織の不均一さによりばらつくので、任意の測定深さにおいて5ヶ所測定し、その平均値をとり平均的な硬さ分布を求めた。

(b) 残留応力分布

三酸化クロム(292.6 g)をリン酸(1500 ml)に溶かした電解液中で試験ローラ表面を逐次電解研磨により除去し、ローラ表面から所定の深さ毎にX線回折を利用した $2\theta - \sin^2 \psi^2$ 法によりローラ内部の残留応力を測定した。測定条件は、前述の表3-3と同じである。ローラ表面を除去すると応力開放が起こり、除去後の表面の残留応力値は真の残留応力値とは異なる。そこで、円筒の外層を逐次除去して、除去後の表面の軸方向および円周方向の残留応力をX線回折を利用して測定し、中空円筒の残留応力分布を計算する米谷の計算方法⁽⁴⁰⁾に基づいて除去表面の残留応力を補正した。図3-6に示すように外径を r_b 、内径を r_a とする中空円筒の場合、円筒は軸方向、円周方向および半径方向に $(\sigma_x)_r$, $(\sigma_y)_r$, $(\sigma_z)_r$ の残留応力をもち、これらは全て軸対称であって半径 r のみの関数であるとする。円筒は充分長いとして、平面ひずみ問題として考える。いま、円筒を外径 r_b より任意の半径 r まで除去した場合、外層除去後の軸方向、円周方向および半径方向の残留応力を

$(\sigma'_x)_r$, $(\sigma'_y)_r$, $(\sigma'_z)_r$ とする. 残留応力 $(\sigma_x)_r$, $(\sigma_y)_r$, $(\sigma_z)_r$ は, 次式で与えられる (40).

$$(\sigma_x)_r(r) = (\sigma'_x)_r(r) - 2 \int_r^{r_b} \frac{r}{r^2 - r_b^2} (\sigma'_x)_r dr \quad (3.5)$$

$$(\sigma_z)_r(r) = -\frac{r^2 - r_a^2}{r^2} \int_r^{r_b} \frac{r}{r^2 - r_a^2} (\sigma'_y)_r dr \quad (3.6)$$

$$(\sigma_y)_r(r) = (\sigma'_y)_r(r) - \frac{r^2 + r_a^2}{r^2} \int_r^{r_b} \frac{r}{r^2 - r_a^2} (\sigma'_y)_r dr \quad (3.7)$$

上記の式(3.5), 式(3.6), 式(3.7)より中空円筒の残留応力分布を計算することができる. すなわち, 電解研磨により逐次外層を除去したローラ表面の軸方向ならびに円周方向の残留応力 $(\sigma'_x)_r$ と $(\sigma'_y)_r$ を X線回折により測定すれば, ローラ内部の軸方向, 円周方向および半径方向の残留応力 $(\sigma_x)_r$, $(\sigma_y)_r$, $(\sigma_z)_r$ を求めることができる.

3.3 面圧強さに及ぼす各種要因の影響

3.3.1 硬化層深さの影響

高速・高負荷の条件で運転されている動力伝達装置の鋼製機械要素では, 通常その疲れ強さを高めるために, 浸炭硬化, 高周波焼入れ, 窒化, 浸炭窒化などの熱処理によりその表面を硬化している. 粉末焼結機械要素においても, 熱処理を施すことにより疲れ強さを高めることができると考えられる. しかしながら, 浸炭硬化, 窒化などはガスにより熱処理を行うので, 気孔を有する粉末焼結材ではガスが表面から気孔を通じて材料内部まで達し, 硬化層深さや組織の制御が困難となる. しかし, 物理的な熱処理である高周波焼入れではそのようなことはない. そこで, 高周波焼入れ硬化層深さが粉末焼結ローラの面圧強さに及ぼす影響を調べるために, 3種類の硬化層深さを有する粉末焼結ローラを用いて, 滑り・転がり接触疲れ試験を行う. そして, 高周波焼入れ粉末焼結ローラの面圧強さに及ぼす硬化層深さの影響について考察する.

3.3.1.1 粉末焼結ローラ試験片

高周波焼入れ粉末焼結ローラの面圧強さに及ぼす硬化層深さの影響を調べるために, 直径30mmローラおよび直径60mmローラそれぞれに対し3種類の異なる条件で高周波焼入れを施し, 3種類の硬化層深さを有するローラを製作した. 表3-4に高周波焼入れ粉末焼結ローラの製造条件を示す. 鋼粉には粉末粒子径75~106 μm を有するプレアロイ型合金鋼粉を使用した. 鋼粉を黒鉛とステアリン酸亜鉛とともに混合し, 圧粉密度が6.9 g/cm^3 になるように圧粉成型した. 圧粉成形により得られた直径62mmのディスク素材は, 焼結された後, 機械加工により図3-2に示した直径30mmおよび直径60mmのローラ1に仕上げ, それぞれの直径のローラに対し3種類の異なる条件で高周波焼入れした. その後ローラを焼戻しし, ローラ円周面を研削により最終仕上げした. 直径30mmローラを高周波焼入れ時間の短い順にIAMM30, IBMM30, ICMM30とし, 直径60mmローラも同様に焼入れ時間の短い順にIAMM60, IBMM60, ICMM60と表す. 直径30mmローラならびに直径60mmローラの軸方向表面粗さは, 約2.0 $\mu\text{m}R_{max}$ であった.

図3-7に高周波焼入れ条件の異なる粉末焼結ローラの硬さ分布を示す. ローラの表面硬さは, 直径30mmローラIAMM30, IBMM30, ICMM30でそれぞれ600 Hv , 740 Hv , 690 Hv , 直径60mmローラIAMM60,

表 3-4 粉末焼結ローラの製造条件 (硬化層深さの影響)

Roller specimen		IAMM30	IBMM30	ICMM30	IAMM60	IBMM60	ICMM60
Powder type		Pre-alloyed powder 0.7% Mn, 1.0% Cr, 0.2% Mo Balance Fe					
Particle diameter	μm	75~106					
Mixing		0.5% Graphite, 0.8% Zinc stearate					
Compacting pressure	kN/cm^2	64					
Green density	g/cm^3	6.9					
Sintering		1403K x 0.5hr in N_2 gas					
Machining		Turning					
Induction-hardening	Frequency	30 kHz					
	Heating time	1.5	3.0	6.8	3.7	6.0	14.0
	Plate voltage	3.5	6.0	4.8	6.8	6.8	5.5
	Plate current	1.5	3.0	2.3	3.5	3.7	3.0
	Grid current	0.13	0.33	0.30	0.40	0.35	0.30
Tempering		453K x 2hr					
Finishing		Grinding					

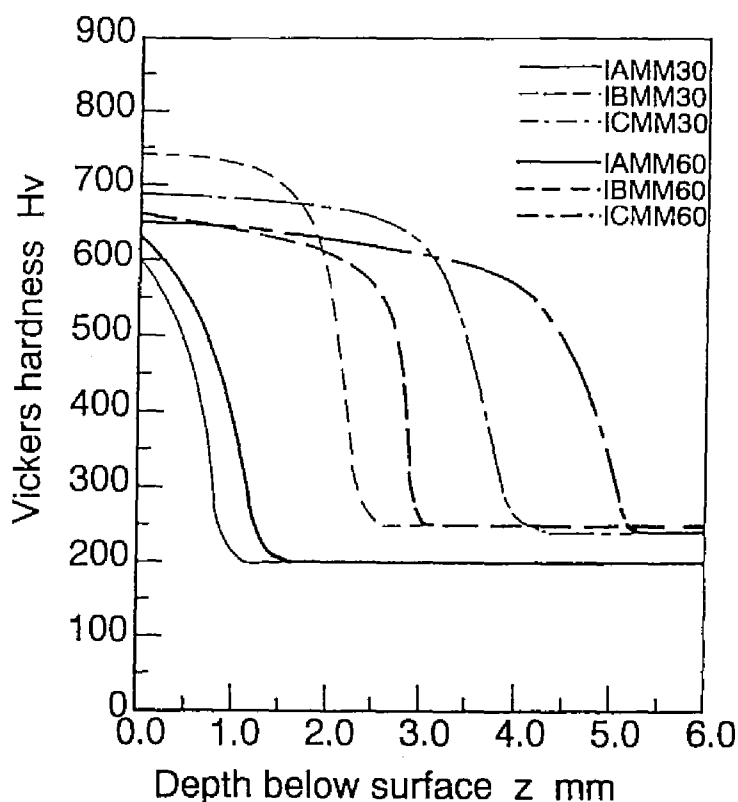


図 3-7 硬さ分布 (硬化層深さの影響)

IBMM60, ICMM60 でそれぞれ 630 Hv , 660 Hv , 650 Hv であった。全硬化層深さは, IAMM30, IBMM30, ICMM30 でそれぞれ 1.0 mm , 2.4 mm , 4.0 mm , IAMM60, IBMM60, ICMM60 でそれぞれ 1.4 mm , 3.0 mm , 5.2 mm であった。高周波焼入れ時間の長いローラほど硬化層深さは深い。

図 3-8 にローラ表面から深さ 3.0 mm までの粉末焼結ローラの残留応力分布の変化を示す。ローラ軸方向残留応力 $(\sigma_x)_r$ および円周方向残留応力 $(\sigma_y)_r$ は, ローラ表面層で圧縮であり, ローラ半径方向残留応力 $(\sigma_z)_r$ はわずかに引張であった。直径 30 mm ローラおよび直径 60 mm ローラともに, 硬化層深さの浅

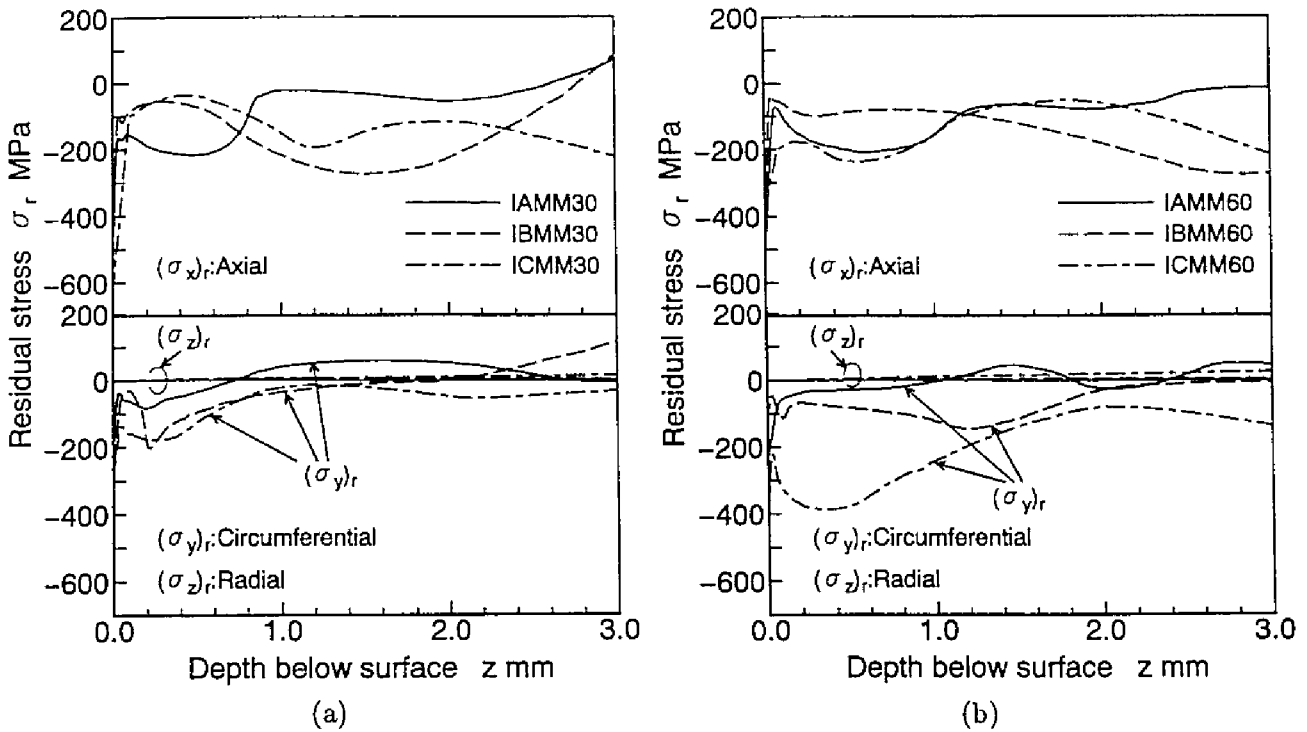


図 3-8 残留応力分布 (硬化層深さの影響) (a) 直径 30mm ローラ, (b) 直径 60mm ローラ

いローラ IAMM では $(\sigma_x)_r$ および $(\sigma_y)_r$ は、およそ深さ 2.0 mm 付近までに圧縮の残留応力が減少しているか、あるいは引張の残留応力へ変化している。直径 30mm ローラ IBMM30 では、 $(\sigma_x)_r$ および $(\sigma_y)_r$ はおよそ深さ 3.0 mm 付近までに引張の残留応力へ変わっているが、直径 60mm ローラ IBMM60 では深さ 3.0 mm 付近では $(\sigma_x)_r$ および $(\sigma_y)_r$ はまだ圧縮の残留応力である。最も硬化層深さの深い ICMM30 および ICMM60 では、 $(\sigma_x)_r$ および $(\sigma_y)_r$ は測定深さ 3.0 mm 以内では圧縮の残留応力である。すなわち、残留応力が圧縮側から引張側へと変化するところの深さは、硬化層深さとほぼ対応していることがわかり、高周波焼入れ時間の長いローラほど圧縮の残留応力はより深くまで存在していた。

なお、粉末焼結ローラのヤング率とポアソン比は、引張試験の結果から 152GPa, 0.25 とした。

3.3.1.2 面圧強さ

図 3-9 にヘルツの最大接触応力 p_{max} とローラ破壊寿命 N との関係を示す。粉末焼結ローラの繰返し数 $N = 2.0 \times 10^7$ を寿命とする p_{max} を面圧強さ $(p_{max})_{wk}$ とするとき、直径 30mm ローラの面圧強さは、IAMM30, IBMM30, ICMM30 でそれぞれ 1180 MPa, 1270 MPa, 1210 MPa であり、直径 60mm ローラの面圧強さは、IAMM60, IBMM60, ICMM60 でそれぞれ 1060 MPa, 1050 MPa, 1050 MPa である。直径 60mm ローラでは、面圧強さは硬化層深さが異なってもほぼ同じであった。しかし、直径 30mm ローラでは、面圧強さは IBMM30 が最も高く、ICMM30, IAMM30 の順に低くなっている。ローラ表面硬さは IBMM30 が最も高く、ICMM30, IAMM30 の順に低くなっており、この硬さの高さの順序と面圧強さの高さの順序とが対応している。表面硬さがほぼ等しかった直径 60mm ローラでは面圧強さは硬化層深さの影響を受けていないことと、直径 30mm ローラでは面圧強さは表面硬さの影響を受けていることから、面圧強さは硬化層深さの影響を受けず、表面硬さに影響を受けるといえる。また、直径 30mm ローラと直径 60mm ローラを比べると、相対曲率半径の小さい直径 30mm ローラのほうが直径 60mm ローラよりも 120~220 MPa 程度面圧強さが高くなっていた。このように相対曲率半径の小さいローラほどそ

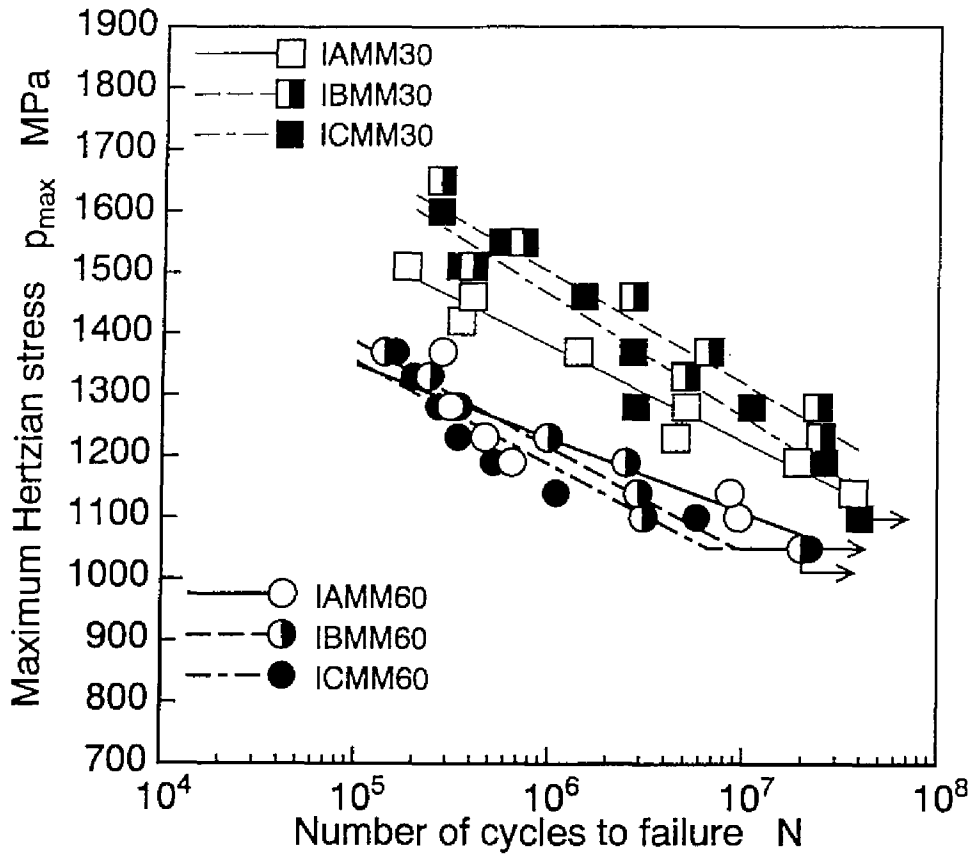


図 3-9 $p_{max} - N$ 曲線 (硬化層深さの影響)

の面圧強さが高くなる寸法効果の現象が認められた。寸法効果が現れる原因としては、応力こう配との関連が考えられる。すなわち、ローラのような円筒同士がヘルツ接触する場合、ローラ内部に発生する応力は応力こう配をもつため、最大応力が同一でも相対曲率半径により応力こう配が異なり、相対曲率半径が小さいものほど応力こう配は大となって見かけの面圧強さが上昇すると考えられる。

3.3.1.3 損傷形態

図 3-10 に疲れ試験で現れたローラ表面損傷の概観を示す。ローラの表面損傷の様相は、すべてローラ表面がはく離する損傷である。はく離面積については、直径 60mm ローラのほうが直径 30mm ローラよりも概して大きい。しかし、硬化層深さの違いによるはく離面積の差はあまりない。はく離部以外のローラ表面は、巨視的には滑らかである。

図 3-11 に損傷した直径 60mm ローラの軸直角断面をナイタル腐食し、光学式顕微鏡により観察した結果を示す。各硬化層深さのローラともにローラ表面とほぼ平行にき裂が伝ばしている。硬化層深さが異なってもき裂の伝ばの様相はほぼ同じである。

図 3-12 にナイタル腐食を施さないローラ IAMM60 のローラ軸直角断面写真を示す。図 3-12 に示したローラには腐食を行っていないので、図 3-11 に比べローラ内部の気孔 (黒い斑点) が鮮明に観察できる。き裂が発生していない表面からおよそ 1.5 mm 付近の拡大写真 2 では、気孔の形状は様々であることがわかる。き裂進展部の拡大写真位置 1 では、表面とほぼ平行に伝ばしていた幅の広いき裂のほか気孔

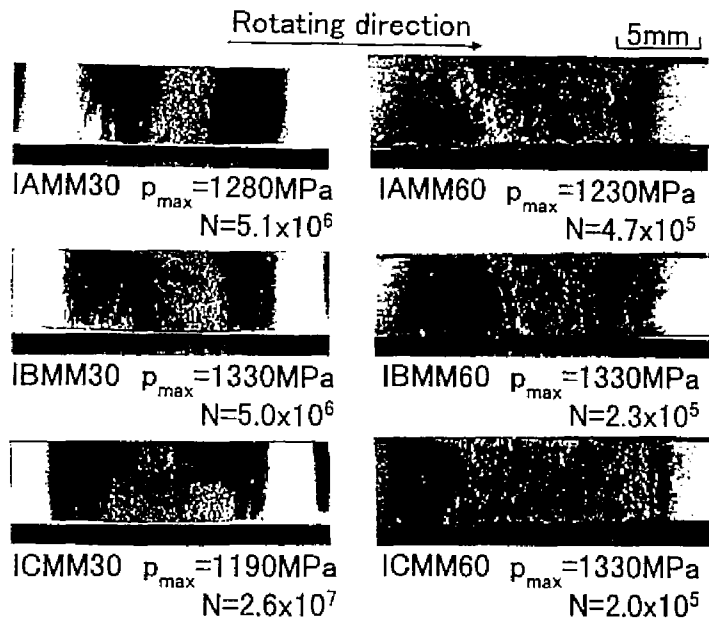


図 3-10 損傷ローラの概観

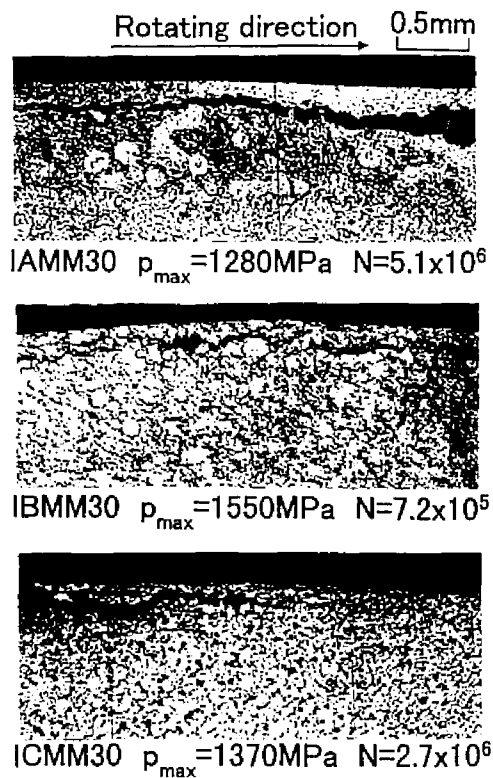


図 3-11 損傷ローラのローラ軸直角断面 (ナイタル腐食)

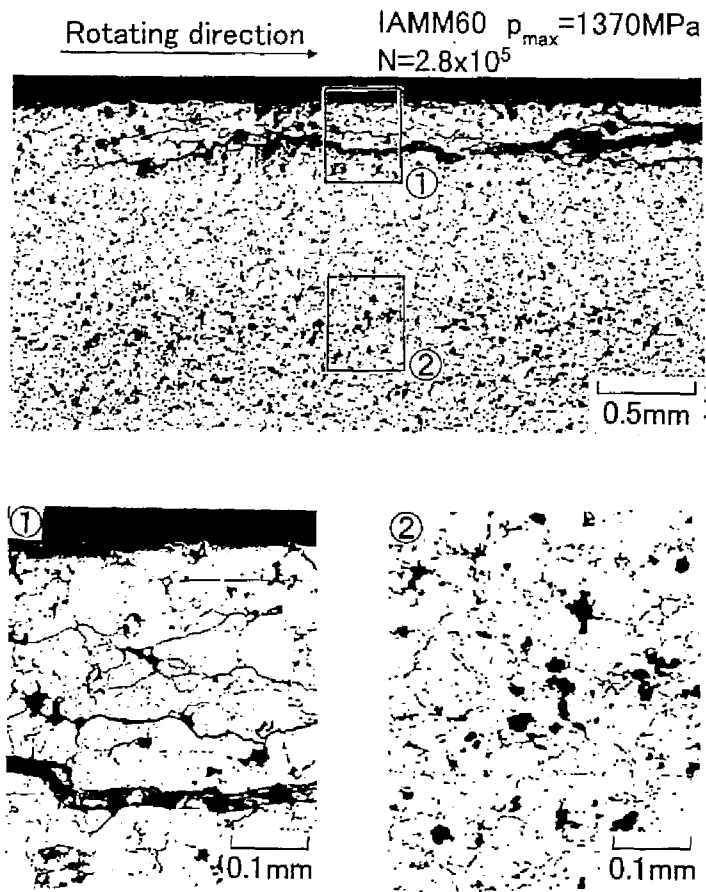


図 3-12 損傷ローラのローラ軸直角断面 (未腐食)

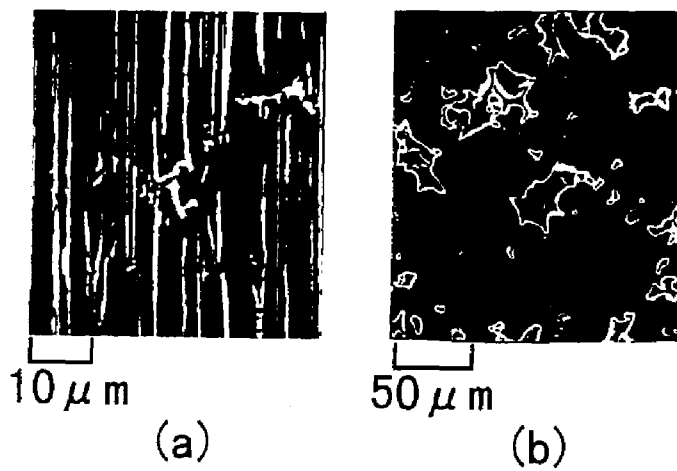


図 3-13 疲れ試験前のローラ表面および内部の気孔 (a) ローラ表面, (b) ローラ内部

と気孔を連ねるように伝ばしている微細なき裂も存在している。以上の観察結果から、本ローラの損傷形態は、表面とほぼ平行なき裂が伝ばし、表面がはく離するスポーリングであるといえる。また、気孔と気孔を連ねるなき裂もあることから、スポーリングき裂発生は、ローラ内部の気孔を起点として発生している可能性があるといえる。

図3-13に疲れ試験前に走査形電子顕微鏡(SEM)により観察した(a)ローラ表面および(b)ローラ内部の断面を示す。(a)はローラ表面であり、直径 $5\mu\text{m}$ 程度の気孔がローラ表面にあり、ローラ円周面を研削仕上げたときに形成された研削の条痕も存在している。表面上の気孔は数少なく、存在している気孔は直径数 μm 程度の大きさであった。(b)は、パフにより鏡面仕上げしたローラ軸に対して直角なローラの断面である。ローラ表面下には直径数十 μm の気孔が存在している。ローラ表面と比較して、気孔は数多く存在している。表面と表面下で気孔の大きさとその数が異なるのは、ローラ表面が研削加工された際、表面層が塑性変形し気孔を覆ったためであると考えられる。

図3-14にローラIAMM30の $p_{max} = 1420\text{ MPa}$ に対応する負荷条件下で損傷したローラ表面のSEMによる観察結果を示す。写真(a)はローラ表面がスポーリングによりはく離した部分で、はく離部は巨視的には凹凸の激しい破面である。位置1の拡大写真(b)ははく離部の破面であり、その破面をさらに拡大した写真(c)にはスポーリングき裂伝ばの際に形成されたタング模様(舌模様)がある。このことから、スポーリングき裂はローラ転がり方向(ローラ回転方向とは反対方向)に伝ばしたと考えられる。写真(d)は位置2のローラ表面の拡大で、気孔と考えられる微小孔からき裂が発生している。また、図3-13(a)の試験前のローラ表面に存在していた研削の条痕は、ほとんど消失している。試験前のローラ表面に存在していた気孔よりも、疲れ試験後のローラ表面の気孔のほうが大きく、その直径は約 $30\mu\text{m}$ である。この理由として、疲れ試験中のローラ間の接触によりローラ表面が摩耗し、研削の条痕によって覆われていた気孔が現れたことが考えられる。写真(e)は、はく離の中央部の位置3の拡大である。また、写真(f)は位置4のはく離の左端の拡大で、写真(f)に示すようにはく離の底は巨視的には凹凸の激しい破面であるが、写真(e)に示すように微視的に観察すると滑らかである。スポーリング損傷の破面の様相は、硬化層深さおよびローラ直径が異なっても上述の観察の結果とほぼ同様であった。

図3-15にスポーリング損傷深さとヘルツ応力 p_{max} との関係を示す。全てのローラのスポーリング損傷深さは、高周波焼入れ硬化層内にある。スポーリング損傷深さは、硬化層深さの違いにかかわらず、負荷が増すにつれ、損傷深さは深くなる傾向にある。また、同じ負荷条件下で直径 30mm ローラと直径 60mm ローラを比べると、直径 30mm ローラよりも直径 60mm ローラのほうがスポーリング損傷深さは $100\mu\text{m}$ ~ $200\mu\text{m}$ 程度深くなっている。疲れ試験の負荷範囲では、硬化層深さの違いによるスポーリング損傷深さの顕著な差は認められない。また、面圧強さも硬化層深さの影響を受けないことから、あまり硬化層深さを深くしても意味がないといえる。

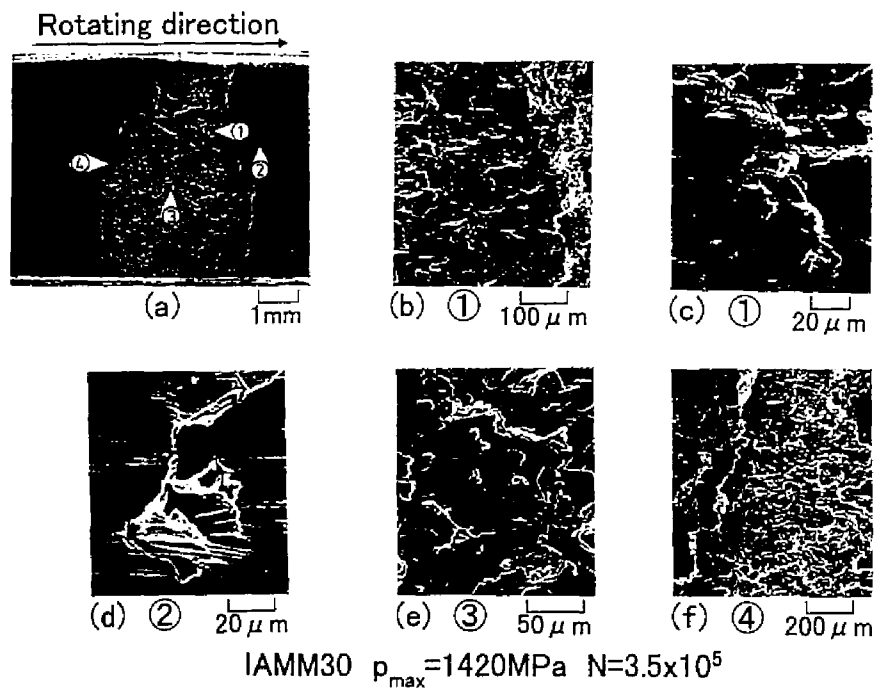


図 3-14 スポーリング損傷したローラ IAMM30 の SEM による観察

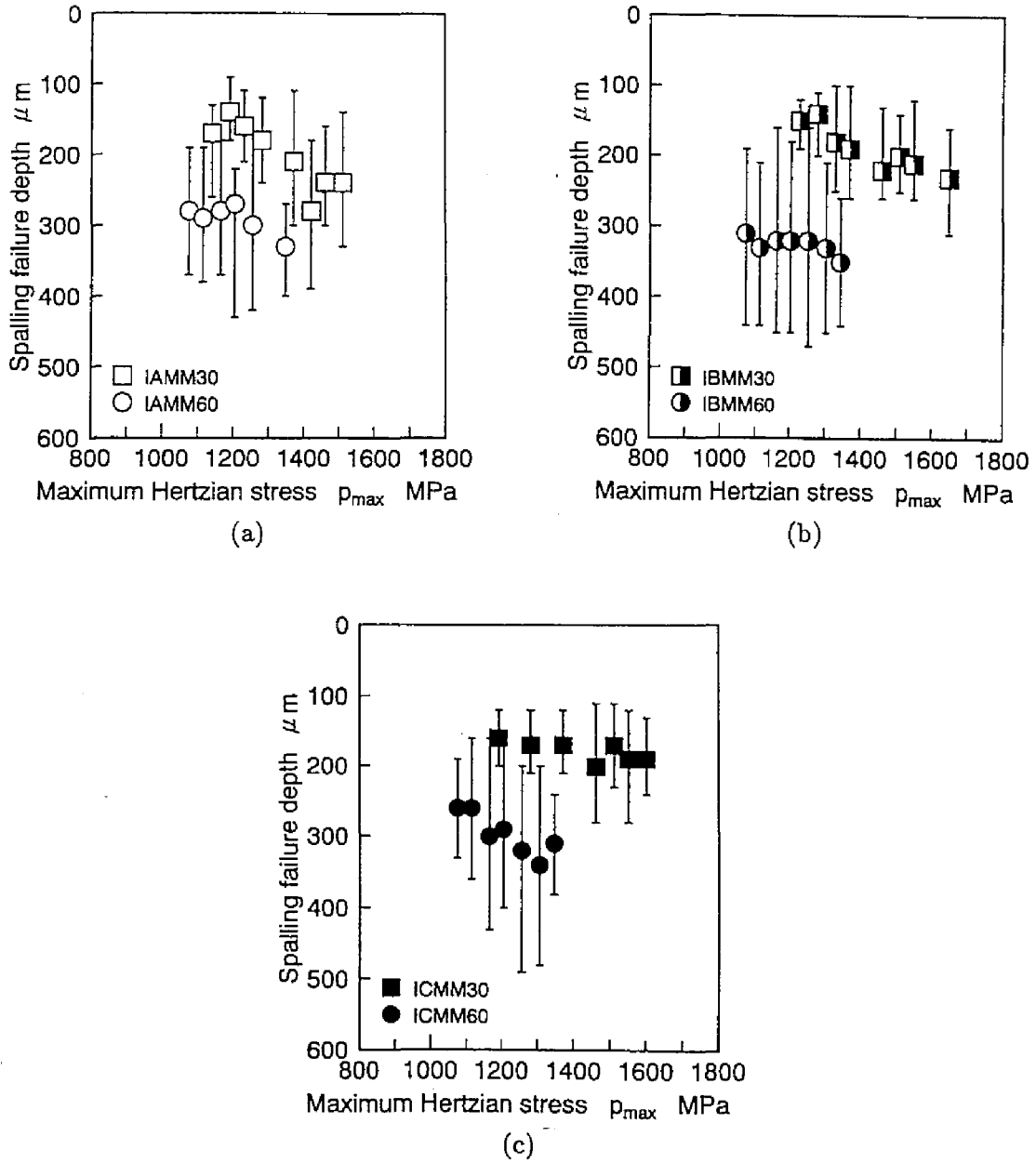


図 3-15 スポーリング損傷深さと p_{max} との関係 (a) ローラ IAMM, (b) ローラ IBMM, (c) ローラ ICMM

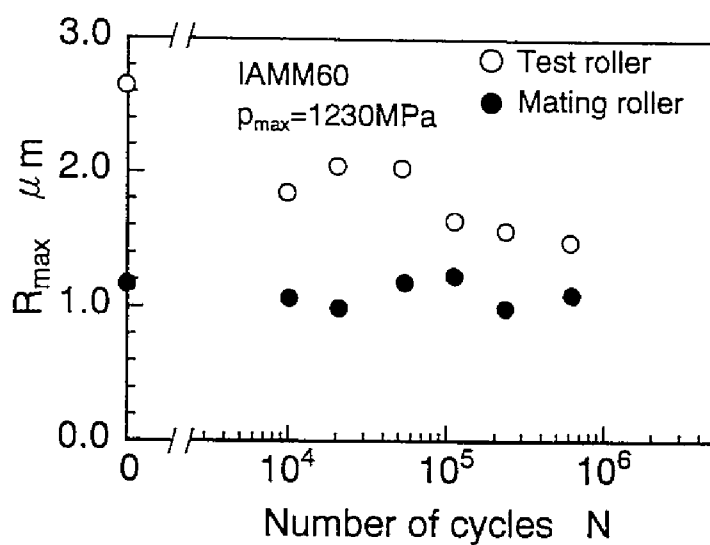
3.3.1.4 疲れ試験中のローラ表面変化

図3-16に $p_{max} = 1230$ MPaの負荷条件において疲れ試験を行った直径60 mm ローラ IAMM60と IBMM60のローラ軸方向に測定した表面粗さの疲れ試験中の変化を示す。図中には相手側の鋼製浸炭硬化ローラの表面粗さの変化も示してある。表面粗さは、最大高さ R_{max} で表した。粉末焼結ローラでは、 R_{max} は疲れ試験初期 $N = 1.0 \times 10^4$ において、疲れ試験前 $N = 0$ の R_{max} よりも減少するものの、 $N = 1.0 \times 10^4$ 以降はほぼ同じ R_{max} である。相手ローラでは、疲れ試験中の R_{max} はあまり変化がない。

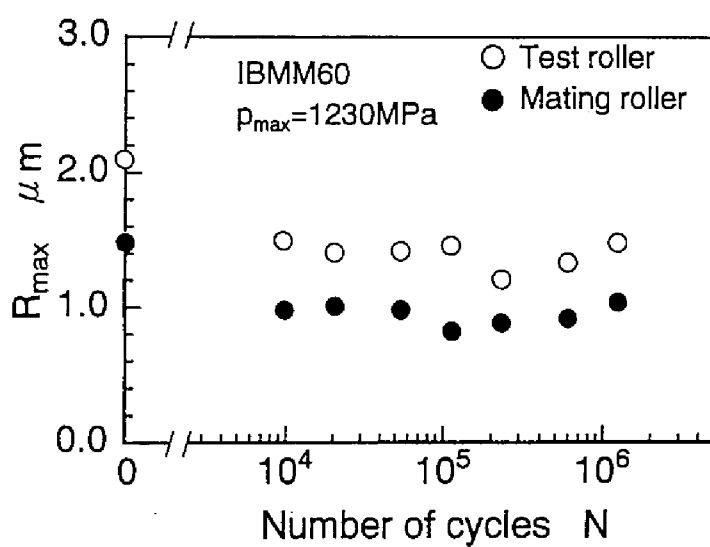
図3-17に $p_{max} = 1230$ MPaの負荷条件において疲れ試験を行った直径60 mm ローラ IAMM60と IBMM60のローラ軸方向残留応力 $(\sigma_x)_r$ 、円周方向残留応力 $(\sigma_y)_r$ ならびに半価幅 H_w の疲れ試験中の変化を示す。 $(\sigma_x)_r$ については、疲れ試験初期で圧縮の残留応力が減少する傾向にあり、その後疲れ試験が進んでもほぼ同じ値で推移している。 $(\sigma_y)_r$ については、疲れ試験初期 $N = 1.0 \times 10^4$ で残留応力は疲れ試験前に比べ圧縮側に増加するが、その後疲れ試験が進むにつれ圧縮の残留応力は減少する傾向にある。半価幅 H_w については、疲れ試験初期 $N = 1.0 \times 10^4$ で減少し、それ以降も減少している。しかし、スポーリング損傷が発生した最終繰返し数では、 H_w は増加する傾向にある。 H_w は測定表面の結晶粒の微視的ひずみの状態を示すものであり、微視的ひずみは転位、積層欠陥、点欠陥などの結晶の格子欠陥の量と対応することが知られている。したがって、高周波焼入れおよびローラ表面の研削に起因して疲れ試験前に無秩序に配列していた格子欠陥が滑り・転がり接触によるひずみが付加されて再配列し、それにより格子欠陥が減少したために、 H_w が疲れ試験初期で減少したと考えられる。また、滑り・転がり接触に伴う表面層の微視的塑性変形によって格子欠陥の密度が大きくなるために、疲れ試験末期のスポーリング損傷が発生する繰返し数で H_w が増加すると考えられる。

図3-18に $p_{max} = 1230$ MPaの負荷条件において疲れ試験を行った直径60 mm ローラ IAMM60と IBMM60のローラ表面の巨視的観察の変化を示す。各ローラともに疲れ試験前の $N = 0$ においては円周方向（ローラ回転方向）に研削の条痕が存在している。しかし、疲れ試験初期 $N = 1.0 \times 10^4$ では、研削の条痕は相手ローラとの滑り・転がり接触によりほぼ消失している。その後、ローラがスポーリング損傷する最終繰返し数まで巨視的な観察ではローラ表面の変化はあまりない。

疲れ試験中のローラ表面粗さ、ローラ表面の巨視的観察結果には、疲れ試験前と疲れ試験初期の間では変化はあるものの、疲れ試験が進行する間には顕著な変化はなかった。しかしながら、表面の微視的ひずみの状態を示す半価幅は、スポーリング損傷が発生した繰返し数において増加していた。また、硬化層深さの違いによる疲れ試験中のローラ表面の性状の違いはなかった。すなわち、ローラの損傷はローラ内部の気孔を起点としてき裂が発生し、ローラ表面とほぼ平行にき裂が伝ばしローラ表面がはく離する損傷であったので、ローラ表面の性状は、疲れ試験中顕著な変化を起こさないといえる。

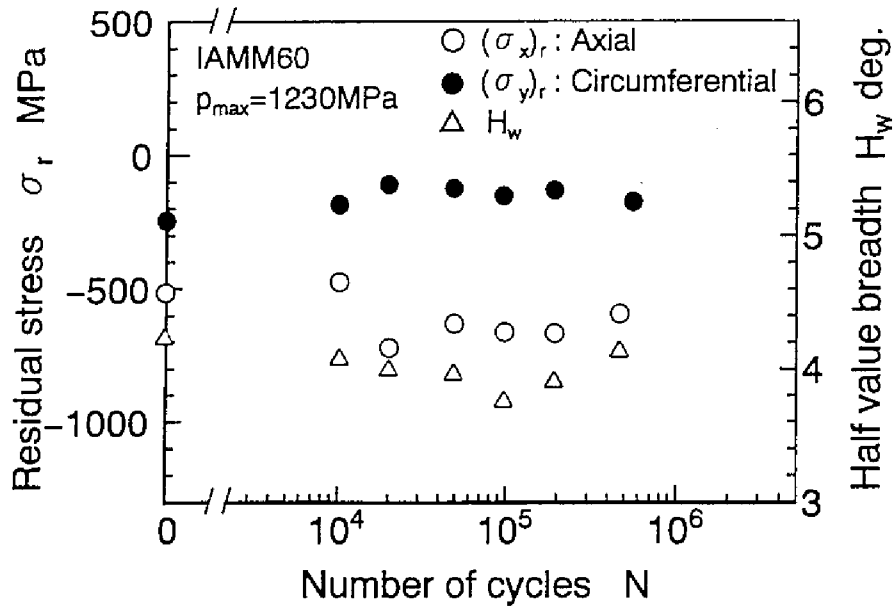


(a)

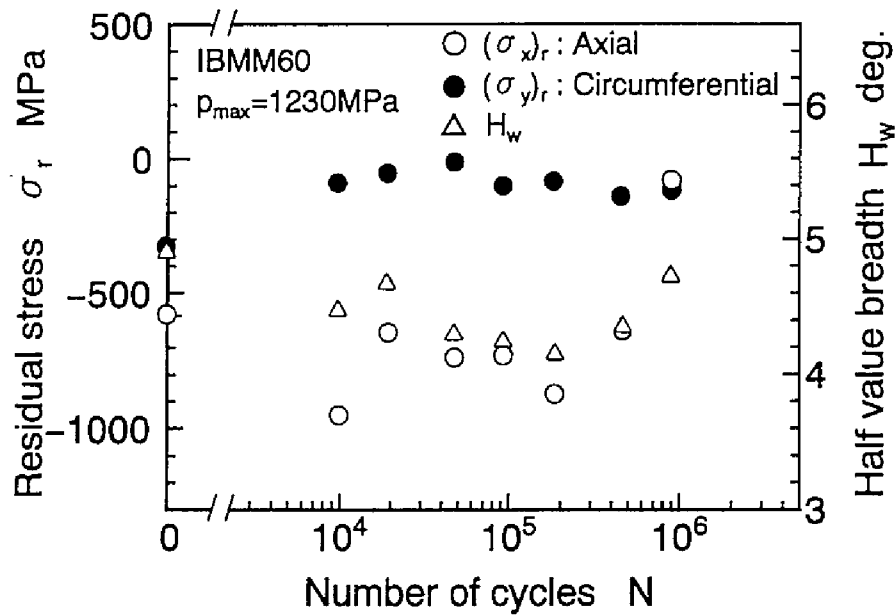


(b)

図 3-16 疲れ試験中のローラ表面粗さの変化 (a) ローラ IAMM60, (b) ローラ IBMM60



(a)



(b)

図 3-17 疲れ試験中のローラ表面残留応力と半価幅の変化 (a) ローラ IAMM60, (b) ローラ IBMM60

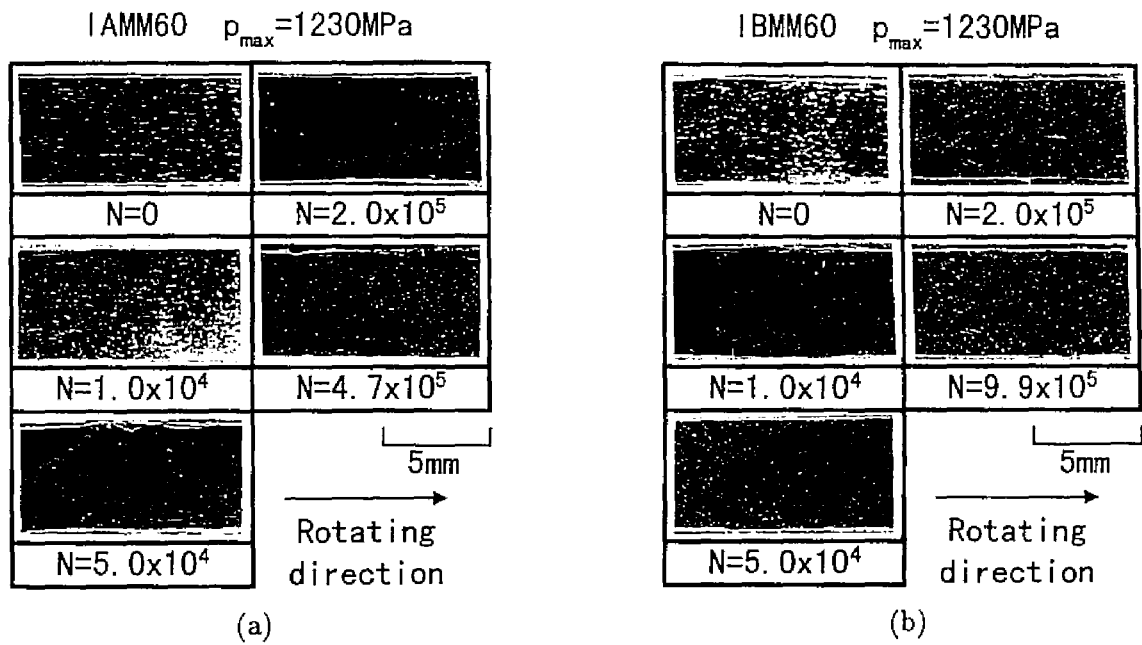


図 3-18 疲れ試験中のローラ表面の様相 (a) ローラ IAMM60, (b) ローラ IBMM60

3.3.2 粉末粒子径の影響

粉末焼結材の成形工程において、原料粉を小さくしていくと、金型に原料粉を充填し成形圧縮する際に原料粉が金型のクリアランス部に侵入しやすくなるので成形性が悪くなる。そのために、原料粉の大きさには下限がある。また、同じ密度であっても原料粉の大きさが異なれば気孔の大きさや気孔の密集度は異なるので、粉末焼結材の面圧強さも原料粉の大きさに左右されると考えられる。そこで、3種類

表 3-5 粉末焼結ローラの製造条件 (粉末粒子径の影響)

Roller specimen		IBSM30	IBMM30	IBLM30	IBSM60	IBMM60	IBLM60
Powder type		Pre-alloyed powder 0.7% Mn, 1.0% Cr, 0.2% Mo Balance Fe					
Particle diameter	μm	≤ 45	75~106	150~250	≤ 45	75~106	150~250
Mixing		0.5% Graphite, 0.8% Zinc stearate					
Compacting pressure	kN/cm ²	69	64	59	69	64	59
Green density		6.9					
Sintering		1403K x 0.5hr in N ₂ gas					
Machining		Turning					
Induction-hardening	Frequency	kHz					
	Heating time	3.0			6.0		
	Plate voltage	6.0			6.8		
	Plate current	3.0			3.7		
	Grid current	0.33			0.35		
Tempering		453K x 2hr					
Finishing		Grinding					

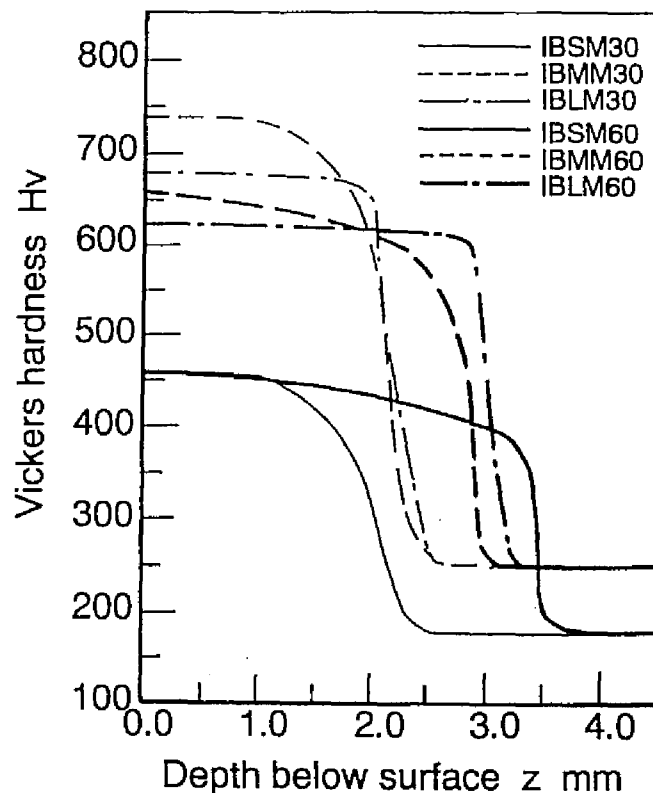


図 3-19 硬さ分布 (粉末粒子径の影響)

の大きさの原料粉を用いて同じ密度になるように高周波焼入れ粉末焼結ローラを製造し、粉末焼結ローラの面圧強さに及ぼす粉末粒子径の影響について考察する。

3.3.2.1 粉末焼結ローラ試験片

高周波焼入れ粉末焼結ローラの面圧強さに及ぼす粉末粒子径の影響を調べるために、粉末粒子径が異なる3種類の原料粉を用いて直径30mmローラおよび直径60mmローラを製作した。表3-5に粉末粒子径の異なる高周波焼入れ粉末焼結ローラの製造条件を示す。45 μm 以下, 75 μm ~ 106 μm , 150 μm ~ 250 μm の3種類の粉末粒子径を有するプレアロイ型合金鋼粉を用いてローラを製作した。いずれの粉末粒子径から造られたディスク素材も、圧粉密度が6.9 g/cm^3 となるように圧粉成型圧を調整した。焼結した直径62 mmのディスク素材から直径30mmおよび直径60mmの粉末焼結ローラを製作し、それらローラに高周波焼入れを施した後、ローラ円周面を研削仕上げ上した。粉末粒子径の小さい順に直径30mmのローラをIBSM30, IBMM30, IBLM30とし、直径60mmのローラも同様に、粉末粒子径の小さい順にIBSM60, IBMM60, IBLM60とする。ローラの試験前の軸方向の表面粗さは、直径30mmおよび直径60mmローラともに約2.0 $\mu\text{m} R_{max}$ であった。

粉末粒子径の異なる3種類の高周波焼入れ粉末焼結ローラの硬さ分布を図3-19に示す。高周波焼入れ層内での各ローラの硬さは、気孔などの影響で図に示す平均的な硬さ分布から約 ± 100 Hv程度ばらついていた。表面硬さは直径30mmローラIBSM30, IBMM30, IBLM30でそれぞれ460 Hv, 740 Hv, 680 Hvであり、直径60mmローラIBSM60, IBMM60, IBLM60でそれぞれ460 Hv, 660 Hv, 620 Hvであった。全硬化層深さは直径30mmローラIBSM30, IBMM30, IBLM30でそれぞれ2.3 mm, 2.4 mm, 2.5 mmであり、直径60mmローラIBSM60, IBMM60, IBLM60それぞれ3.5 mm, 3.0 mm, 3.2 mmであった。粉末粒子径45 μm 以下から造られたローラIBSMではほかのローラよりも表面硬さが低い。

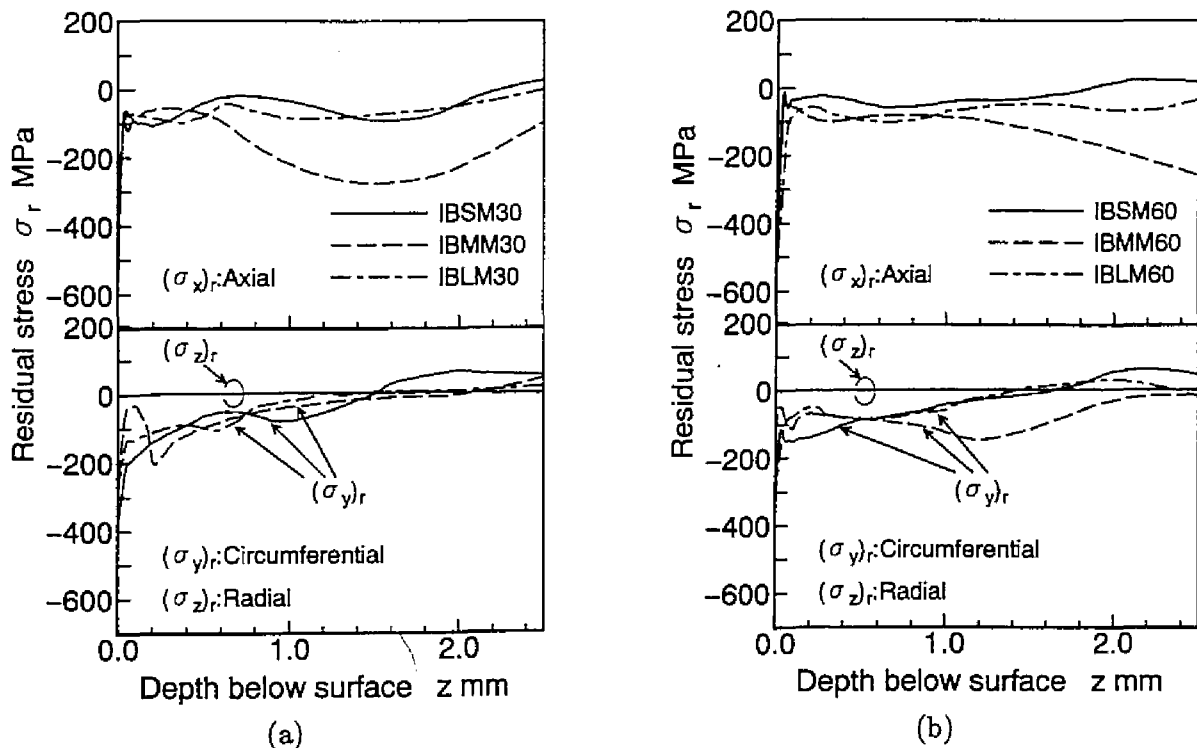


図 3-20 残留応力分布 (粉末粒子径の影響) (a) 直径30mmローラ, (b) 直径60mmローラ

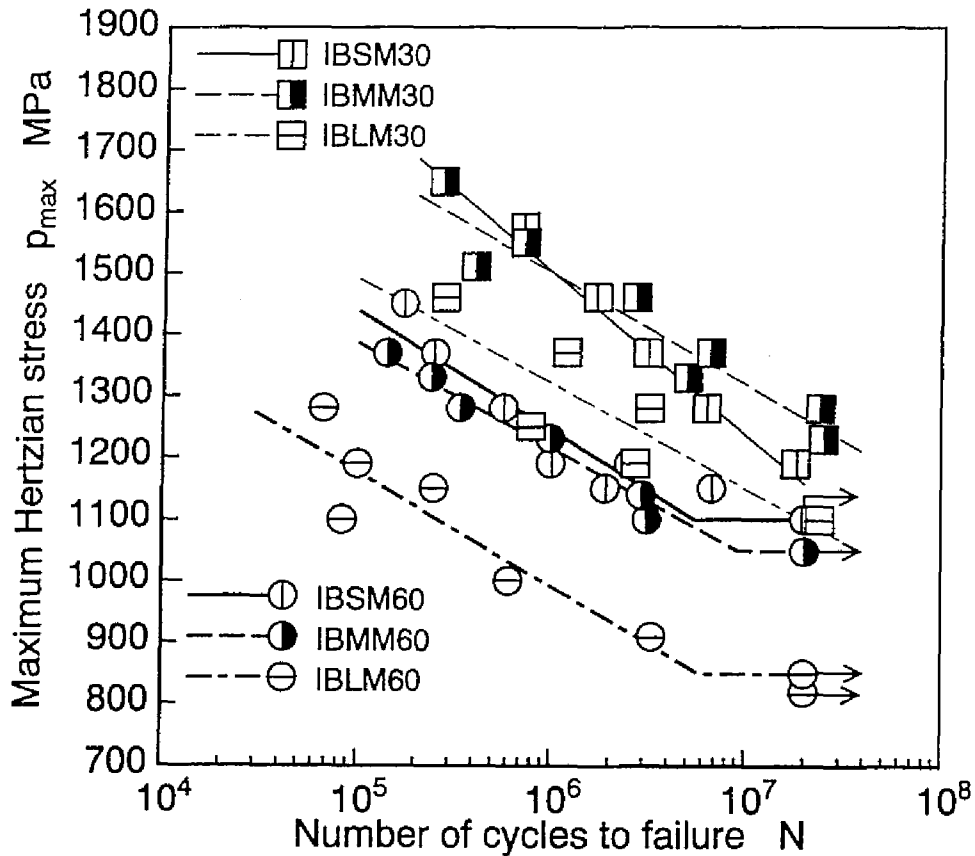


図 3-21 $p_{max} - N$ 曲線 (粉末粒子径の影響)

粉末粒子径が小さいローラ IBSM30 とローラ IBSM60 の気孔分布は小さい気孔が密集していると考えられ、また高周波焼入れ条件は同じであるので、ローラ IBSM30 およびローラ IBSM60 の硬さには、ほかのローラよりも気孔分布の影響が顕著に現れ、硬さが低くなったと考えられる。なお、上記ローラの硬化層深さは全て 2.0mm 以上であることと前小節の粉末焼結ローラの面圧強さに及ぼす硬化層深さの影響の結果から、硬化層深さの違いは面圧強さに影響を及ぼさないと考えられる。

図 3-20 に粉末粒子径の異なる 3 種類の高周波焼入れ粉末焼結ローラの残留応力分布を示す。試験ローラのローラ軸方向残留応力 $(\sigma_x)_r$ および円周方向残留応力 $(\sigma_y)_r$ は、ローラ表面層で圧縮であり、ローラ半径方向残留応力 $(\sigma_z)_r$ はわずかに引張であった。ローラ表面での $(\sigma_x)_r$ および $(\sigma_y)_r$ は、圧縮の残留応力であり、それぞれ約 -500 MPa、約 -350 MPa であった。粉末粒子径の大きさにかかわらず、同じ直径のローラであれば圧縮残留応力分布はほぼ同じであった。

なお、引張試験を行った結果から、試験ローラのヤング率およびポアソン比は、粉末粒子径の違いにかかわらず 152 GPa、0.25 であった。

3.3.2.2 面圧強さ

図 3-21 に各試験ローラについてヘルツの最大接触応力 p_{max} とローラ破壊寿命 N との関係を示す。粉末焼結ローラ繰返し数 $N = 2.0 \times 10^7$ を寿命とする p_{max} を面圧強さ $(p_{max})_{wk}$ とすると、各ローラの面圧強さは、IBSM30、IBMM30、IBLM30 でそれぞれ 1160 MPa、1270 MPa、1100 MPa であり、IBSM60、IBMM60、IBLM60 でそれぞれ 1100 MPa、1050 MPa、850 MPa であった。粉末粒子径の影響については、直径 30mm ローラおよび直径 60mm ローラともに、最も大きい粉末粒子径から造られたローラ IBLM

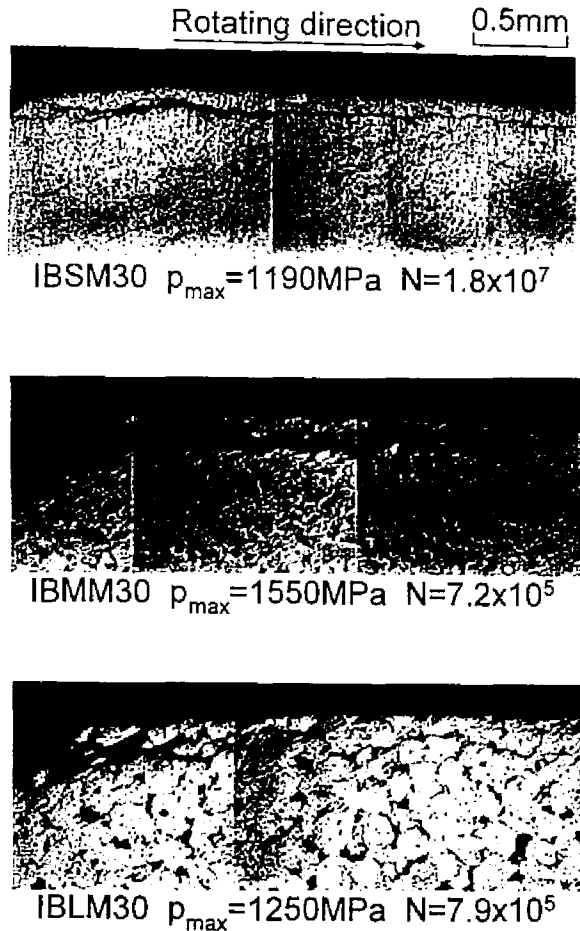


図 3-22 損傷した直径 30mm ローラのローラ軸直角断面

の面圧強さはそのほかのローラよりも低くなった。しかし、最も小さい粉末粒子径から造られたローラ IBSM と中間の粉末粒子径から造られたローラ IBMM とでは面圧強さにあまり差はみられず、必ずしもより小さい粉末粒子径から造られたローラほどその面圧強さは高くなるとは限らない。また、相対曲率半径の影響について考察すると、いずれの大きさの粉末粒子径の場合においても相対曲率半径の小さい直径 30mm ローラのほうが直径 60mm ローラよりも面圧強さが約 200 MPa 高い。

3.3.2.3 損傷形態

図 3-22 に損傷した直径 30mm ローラの軸直角断面写真を示す。ローラ断面内の黒い斑点は気孔であり、粉末粒子径が大きいほど気孔の大きさは大きくなるが、単位面積当たりの気孔の数は少なくなる傾向にあることがわかる。各ローラ表面下に発生しているき裂は、ローラ表面とほぼ平行に伝ばしている。また、気孔と気孔を連ねる小さなき裂も観察できる。したがって、粉末粒子径の大きさにかかわらず損傷形態は、ローラ表面下の気孔を起点としてローラ表面とほぼ平行にき裂が伝ばし、表面がはく離するスポーリングであったと推察できる。スポーリングき裂は、気孔の影響によりローラ表面下を蛇行して伝ばしているが、粉末粒子径が小さいローラほどスポーリングき裂の蛇行は少ない。粉末粒子径の最も大きいローラ IBLM30 では、ほかの粉末粒子径のローラに比べ、スポーリングき裂はあまり明確でなく、気孔とき裂の区別は困難である。したがって、気孔の大きさと気孔の密集状態がスポーリングき裂伝ばに対して影響していることがわかる。

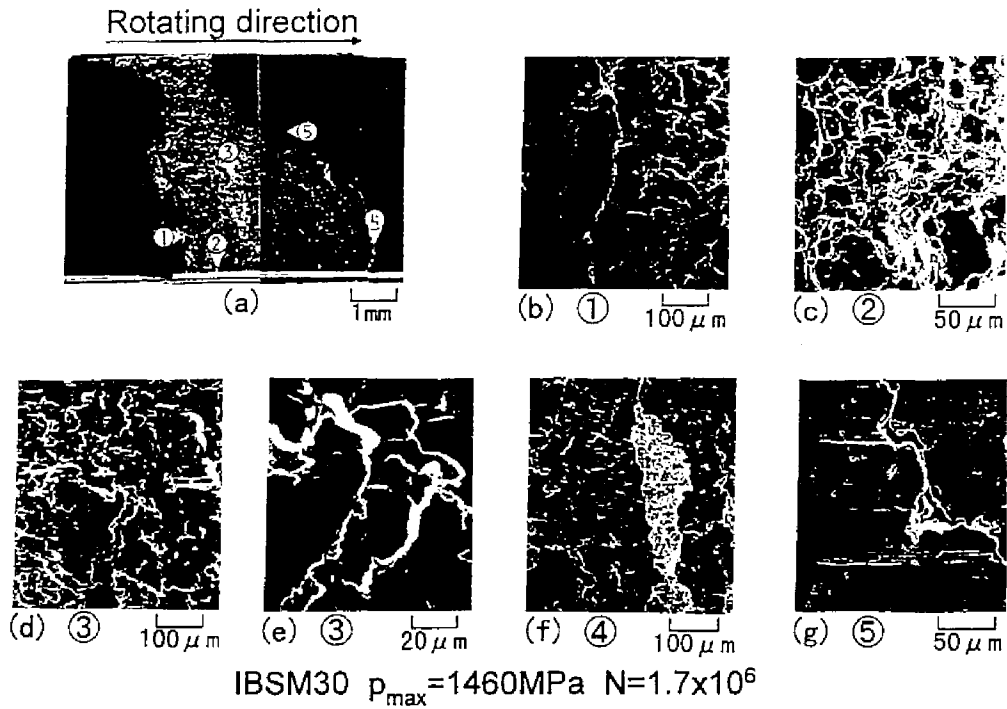


図 3-23 スポーリング損傷したローラ IBSM30 の SEM による観察

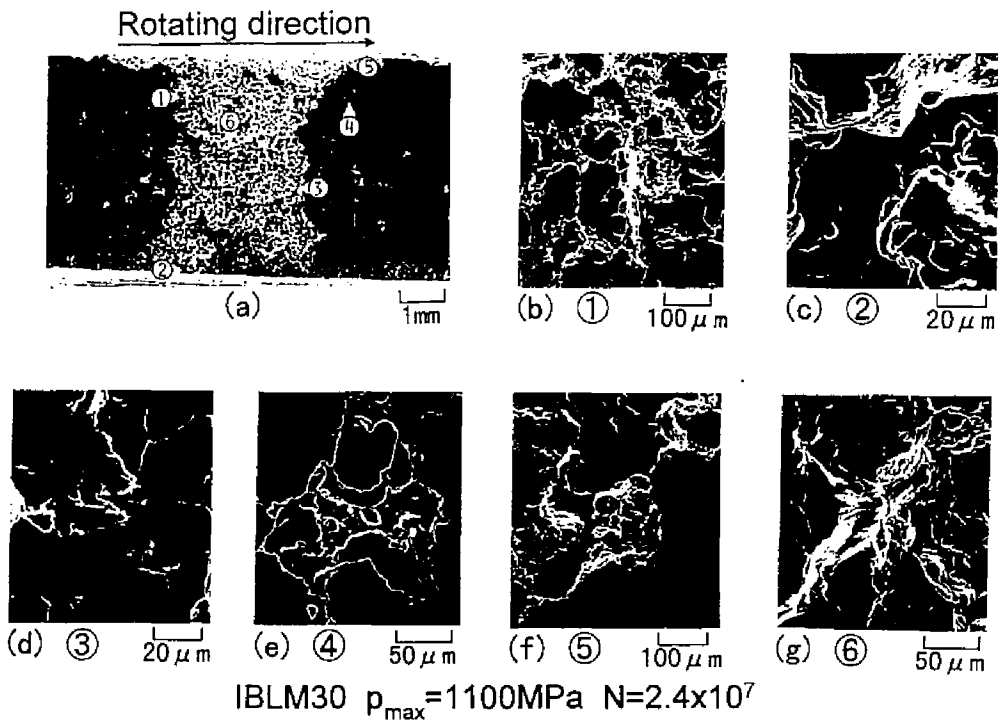


図 3-24 スポーリング損傷したローラ IBLM30 の SEM による観察

図3-23に最も小さい粉末粒子径のローラ IBSM30 の $p_{max} = 1460 \text{ MPa}$ の負荷条件下で損傷したローラ表面の SEM による観察結果を示す。また、図3-24に最も大きい粉末粒子径のローラ IBLM30 の $p_{max} = 1100 \text{ MPa}$ の負荷条件下で損傷したローラ表面の SEM による観察結果を示す。両図において、写真 (a) は表面がはく離した部分とまだはく離していない表面を示している。はく離部は巨視的には凹凸の激しい破面を呈しており、ローラ表面は滑らかである。しかし、はく離部の様相はローラ IBSM30 のほうが、ローラ IBLM30 よりも破面の凹凸は穏やかであり、はく離部以外のローラ表面の様相もローラ IBSM30

のほうが滑らかな表面である。位置1の拡大写真(b)はスポーリング損傷破面の左端部の拡大で、ローラ IBSM30の破面は滑らかであるのに対し、ローラ IBLM30の破面は凹凸の激しい様相を呈している。位置2の拡大写真(c)はローラ端でのスポーリング損傷破面であり、ローラ IBSM30と IBLM30の両者とも凹凸のある破面である。ローラ IBSM30の拡大写真(d), (f)はスポーリング損傷破面であり、スポーリング損傷破面の局所的な拡大である写真(e)にはき裂伝ばの際に形成されるタング模様があることから、スポーリングき裂はローラ回転方向とは逆に伝ばしたと考えられる。ローラ IBLM30の写真(f), (g)はスポーリング損傷破面の拡大であり、ローラ IBSM30と比べるとその破面は凹凸が激しい。しかし、スポーリング損傷破面の局所的な拡大である写真(d)にはスポーリングき裂伝ばの際に形成されるタング模様がある。ローラ IBSM30の写真(g)はローラ表面の拡大であり、表面にき裂と微少なピットがあり、回転方向には滑りによる条痕も存在しているが、ローラ IBLM30のローラ表面の拡大である写真(e)には、表面に大きなピットがあり、そのピットの底は凹凸の激しい破面である。スポーリング損傷破面は局所的に観れば、粉末粒子径の大きさにかかわらず、スポーリングき裂が伝ばした痕跡であるタング模様を観察することができるが、大きい粉末粒子径のローラでは、粉末粒子の表面と考えられる凹凸の激

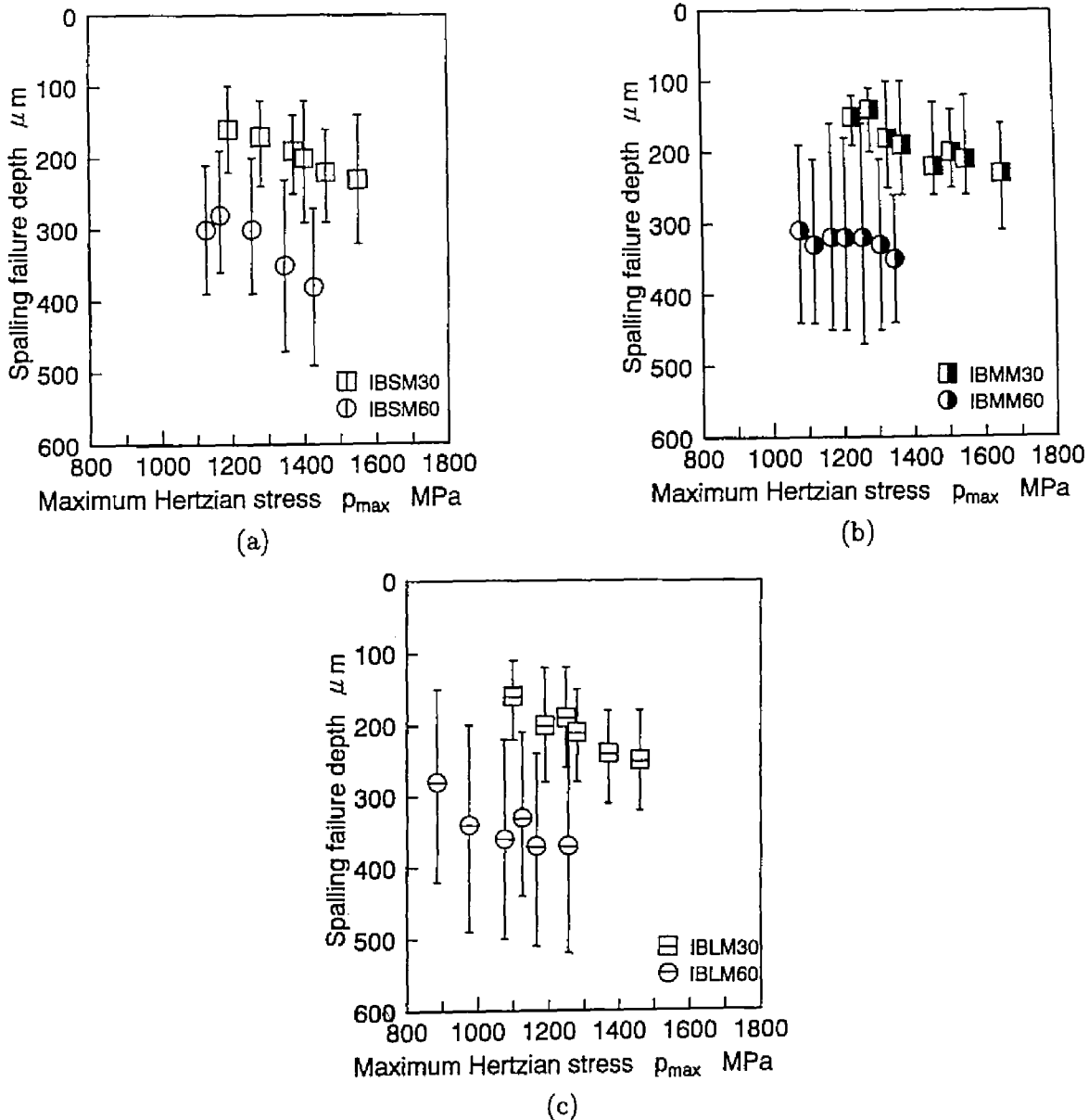


図 3-25 スポーリング損傷深さと p_{max} との関係 (a) ローラ IBSM, (b) ローラ IBMM, (c) ローラ IBLM

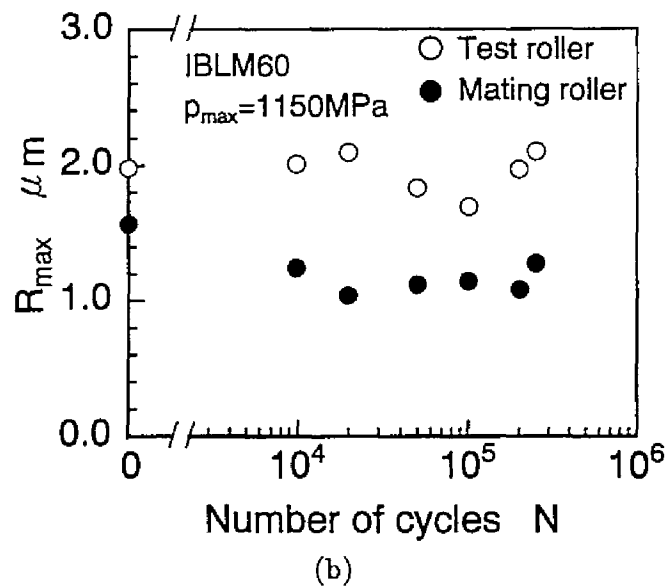
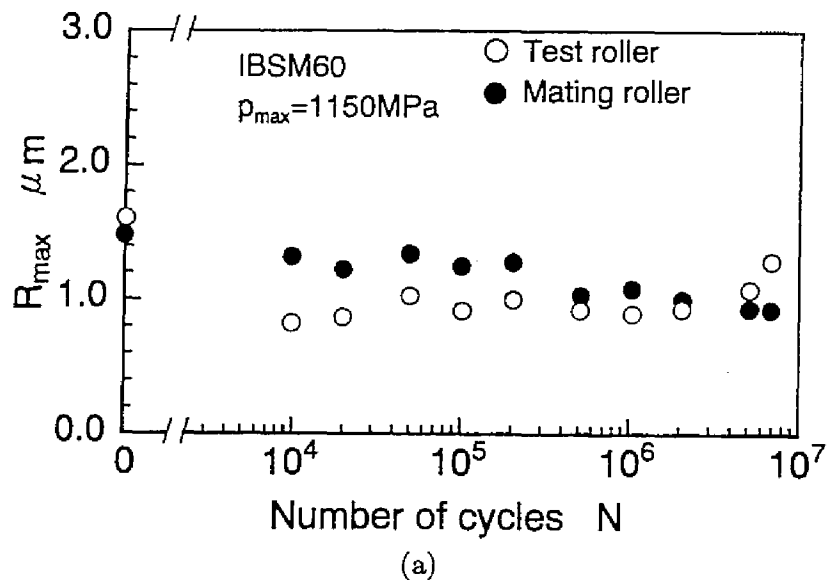


図 3-26 疲れ試験中のローラ表面粗さの変化 (a) ローラ IBSM60, (b) ローラ IBLM60

しい破面もあった。すなわち、スポーリング損傷機構は粉末粒子径が異なってもほぼ同じであるが、スポーリングき裂の伝ばは粉末粒子径の影響を受けるといえる。

図 3-25 にスポーリング損傷深さとヘルツ応力 p_{\max} との関係を示す。粉末粒子径の最も小さいローラ IBSM と中間の粉末粒子径のローラ IBMM を比較すると、直径 30mm および直径 60mm のローラともに、ヘルツ応力が増すにつれ損傷深さは深くなる傾向にある。そして、同じヘルツ応力であればほぼ同じ損傷深さである。しかし、同じヘルツ応力であっても粉末粒子径の最も大きいローラ IBLM では、ローラ IBSM とローラ IBLM に比べ、スポーリング損傷深さは深くなっている。したがって、粉末粒子径がある程度大きくなればスポーリング損傷深さは粉末粒子径に影響されるが、粉末粒子径が小さくなればスポーリング損傷深さは粉末粒子径に影響されにくい。これは、前述のローラ断面写真ならびにローラ損傷部の SEM による観察結果からわかるように、粉末粒子径が大きくなると気孔が大きくなり、スポーリングき裂が気孔と気孔を連ねて伝ばし、き裂の蛇行が大きくなるために損傷深さが深くなると考えられる。

3.3.2.4 疲れ試験中のローラ表面変化

図3-26に $p_{max} = 1150$ MPaの負荷条件において疲れ試験を行った直径60mm ローラIBSM60とローラIBLM60について、ローラ軸方向に測定した表面粗さ（最大高さ R_{max} ）の疲れ試験中の変化を示す。図中には相手側の鋼製浸炭硬化ローラの表面粗さの変化も示してある。ローラIBSM60では、疲れ試験前 $N = 0$ における粉末焼結ローラの R_{max} は疲れ試験初期 $N = 1.0 \times 10^4$ で減少し、その後 R_{max} はほぼ同じ値で推移する傾向にある。しかし、スポーリング損傷した $N = 6.7 \times 10^6$ では R_{max} は増加している。ローラIBLM60では、 $N = 0$ と $N = 1.0 \times 10^4$ での R_{max} の差はなく、疲れ試験が進行するにつれ R_{max} は減少するが、スポーリング損傷する以前の $N = 2.0 \times 10^5$ 以降からスポーリング損傷した $N = 2.5 \times 10^5$ まで R_{max} は大きくなっている。図3-23と図3-24に示したローラ表面観察結果からもわかるように、ローラIBSM60よりもローラIBLM60のほうがローラ表面に粉末粒子の脱離に起因する大きなピットが存在するために、ローラIBLM60のほうがスポーリング損傷時における R_{max} が大きくなると考えられる。

図3-27に $p_{max} = 1150$ MPaの負荷条件において疲れ試験を行った直径60 mm ローラIBSM60とIBLM60について、ローラ軸方向残留応力 $(\sigma_x)_r$ 、円周方向残留応力 $(\sigma_y)_r$ ならびに半価幅 H_w の疲れ試験中の変化を示す。ローラIBSM60とローラIBLM60の $(\sigma_x)_r$ については、疲れ試験初期で圧縮の残留応力がわずかに減少する傾向にあり、その後疲れ試験が進んでもほぼ同じ値で推移している。 $(\sigma_y)_r$ については、疲れ試験前に比べ疲れ試験初期 $N = 1.0 \times 10^4$ で圧縮の残留応力は増加するが、その後疲れ試験が進むにつれ圧縮の残留応力は減少するか、あるいはほぼ同じ値で推移している。両ローラともに、半価幅 H_w については、疲れ試験前に比べ疲れ試験初期 $N = 1.0 \times 10^4$ で減少し、それ以降も減少している。しかし、スポーリング損傷が発生した最終繰返し数では、 H_w は増加する傾向にある。この傾向は前小節で示した硬化層深さの場合と同じであり、 H_w が増加する理由も前小節で示したものと同じであると考えられる。

ローラの損傷はローラ内部の気孔を起点としてローラ表面とほぼ平行にき裂が伝ばし、ローラ表面がはく離する損傷であったので、粉末粒子径が異なっても疲れ試験中の表面の残留応力状態はほぼ同じであったといえる。しかし、ローラ表面から原料粉の粉末粒子が脱離するので、疲れ試験中のローラ表面の粗さ変化には粉末粒子径の影響があった。

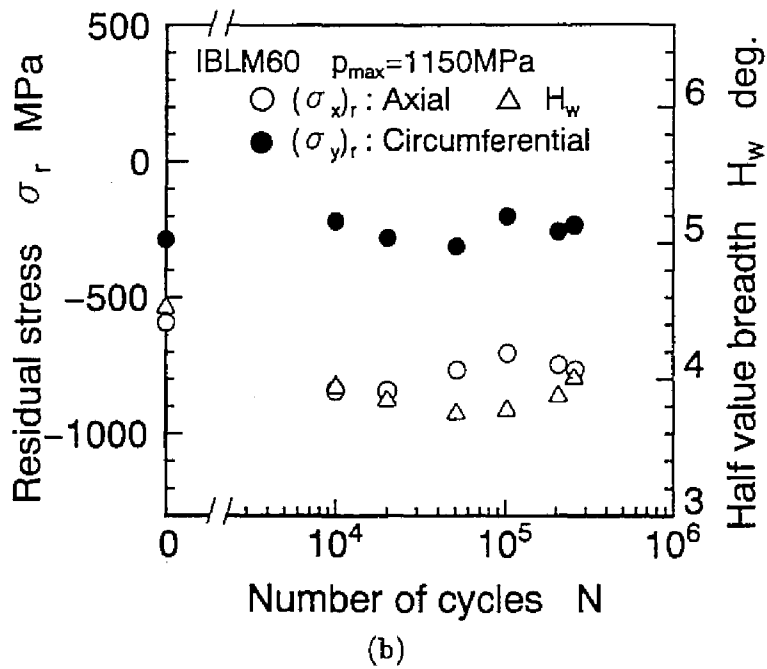
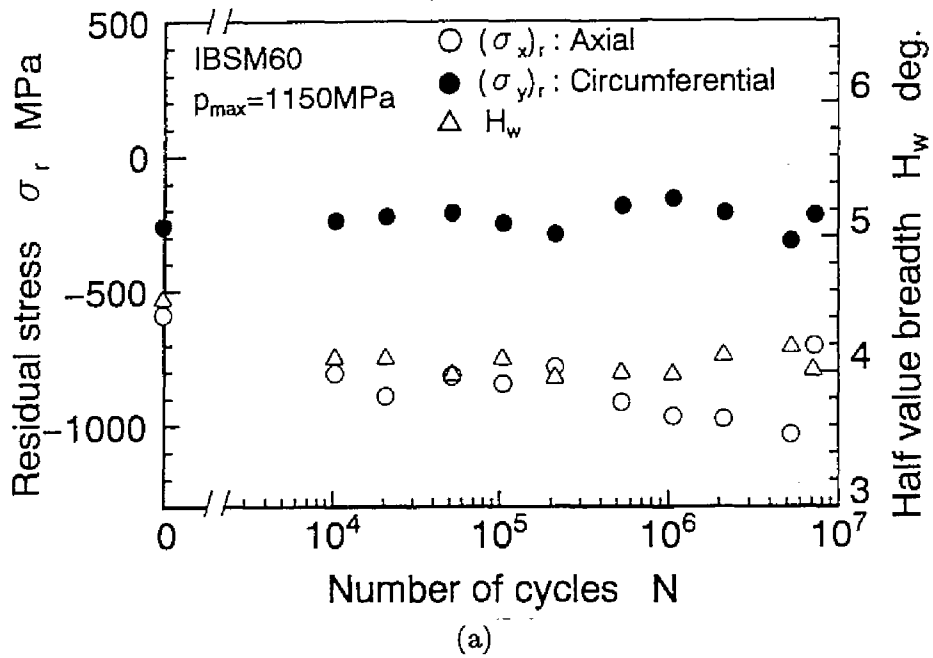


図 3-27 疲れ試験中のローラ表面残留応力と半価幅の変化 (a) ローラ IBSM60, (b) ローラ IBLM60

3.3.3 圧粉密度の影響

粉末焼結材の曲げ疲れ試験や引張試験などの結果から、焼結材の密度上昇が粉末焼結材の疲れ強さや機械的性質を向上させる手段であることが明らかにされており、それら粉末焼結材の損傷は、表面の気孔を起点としたき裂発生に起因する損傷である。しかし、滑り・転がり疲れ試験を行った前小節までの結果

表 3-6 粉末焼結ローラの製造条件 (圧粉密度の影響)

Roller specimen		IBML30	IBMM30	IBMH30	IBML60	IBMM60	IBMH60
Powder type		Pre-alloyed powder 0.7% Mn, 1.0% Cr, 0.2% Mo Balance Fe					
Particle diameter μm		75~106					
Mixing		0.5% Graphite, 0.8% Zinc stearate					
Compacting pressure kN/cm^2		59	64		59	64	
Repressing pressure kN/cm^2		—	—	74	—	—	74
Green density g/cm^3		6.5	6.9	7.3	6.5	6.9	7.3
Sintering		1403K x 0.5hr in N_2 gas					
Machining		Turning					
Induction-hardening	Frequency kHz	30					
	Heating time s	3.0			6.0		
	Plate voltage kV	6.0			6.8		
	Plate current A	3.0			3.7		
	Grid current A	0.33			0.35		
Tempering		453K x 2hr					
Finishing		Grinding					

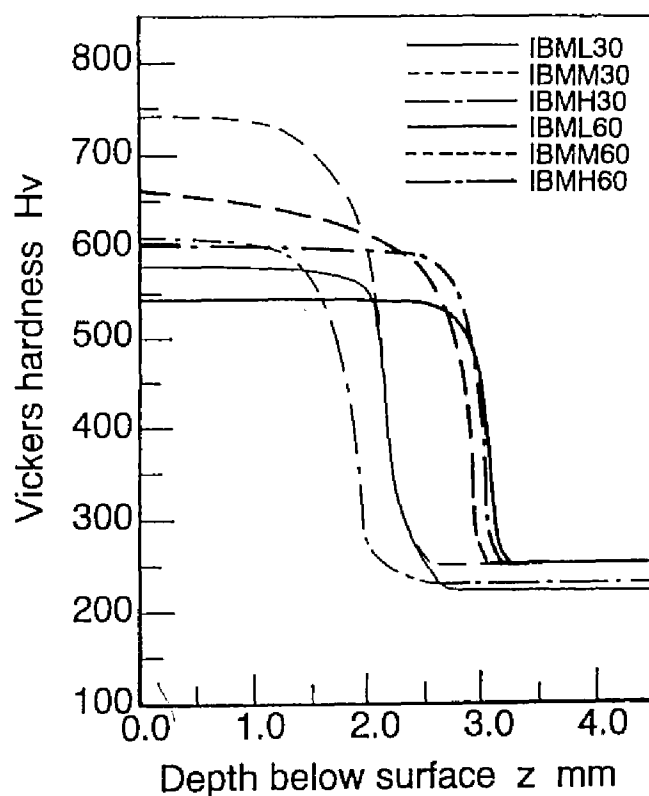


図 3-28 硬さ分布 (圧粉密度の影響)

では、ローラ内部の気孔を起点にして発生したと考えられるき裂に起因するスポーリング損傷であった。き裂が内部で発生する場合の焼結材の密度と面圧強さの関係を調べた報告はあまりない。そこで、3種類の異なる密度を有する粉末焼結ローラを用いて、ローラの面圧強さに及ぼす圧粉密度の影響について考察する。

3.3.3.1 粉末焼結ローラ試験片

高周波焼入れ粉末焼結ローラの面圧強さに及ぼす粉末焼結材の圧粉密度の影響を調べるために、直径30mmローラおよび直径60mmローラそれぞれに対し、同じ粉末粒子径の原料粉を用いて3種類の異なる条件で圧粉成形を施し、3種類の圧粉密度を有するローラを製作した。表3-6に高周波焼入れ粉末焼結ローラの製造条件を示す。鋼粉には粉末粒子径75~106 μmを有するプレアロイ型合金鋼粉を使用した。鋼粉を黒鉛とステアリン酸亜鉛とともに混合し、圧粉密度が6.5 g/cm³, 6.9 g/cm³, 7.3 g/cm³になるように圧粉成型圧を調整した。圧粉成形した直径62 mmのディスク素材は、焼結された後、機械加工により図3-2に示したローラ1に仕上げ、直径30mmローラおよび直径60mmローラそれぞれに対し同じ条件で高周波焼入れを施した。その後ローラを焼戻し、ローラ円周面を研削により最終仕上げした。直径30mmローラを圧粉密度の低い順にIBML30, IBMM30, IBMH30とし、直径60mmローラも同様に圧粉密度の低い順にIBML60, IBMM60, IBMH60と表す。直径30mmローラならびに直径60mmローラの軸方向表面粗さは、約2.0 μmR_{max}であった。

図3-28に圧粉密度の異なる粉末焼結ローラの硬さ分布を示す。粉末焼結ローラの表面硬さは、直径30mmローラIBML30, IBMM30, IBMH30でそれぞれ580 Hv, 740 Hv, 610 Hv, 直径60mmローラIBML60, IBMM60, IBMH60でそれぞれ540 Hv, 660 Hv, 600 Hvであった。全硬化層深さは、IBML30, IBMM30,

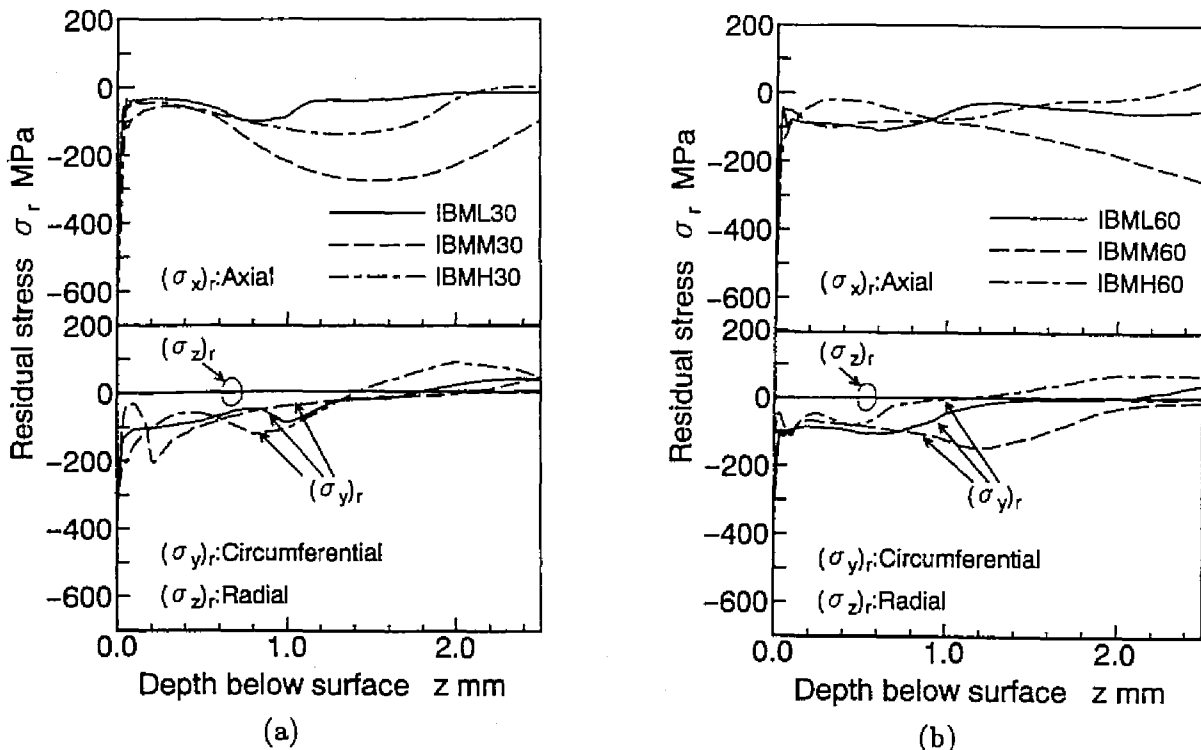


図 3-29 残留応力分布 (圧粉密度の影響) (a) 直径 30mm ローラ, (b) 直径 60mm ローラ

IBMH30でそれぞれ2.7 mm, 2.4 mm, 2.5 mm, IBML60, IBMM60, IBMH60でそれぞれ3.2 mm, 3.0 mm, 3.2 mmであった。硬化層深さは圧粉密度が異なってもほぼ同じであった。しかし、圧粉密度が低いローラ IBMLではほかのローラよりも表面硬さが低く、硬さには圧粉密度の違いによる気孔分布の違いが影響すると考えられる。

図3-29に粉末焼結ローラの表面からの深さ2.5 mmまでの残留応力分布の変化を示す。ローラ軸方向残留応力 $(\sigma_x)_r$ および円周方向残留応力 $(\sigma_y)_r$ は表面層で圧縮であり、ローラ半径方向残留応力 $(\sigma_z)_r$ はわずかに引張であった。 $(\sigma_x)_r$ および $(\sigma_y)_r$ は、およそ深さ2.5 mm付近までに圧縮の残留応力が減少あるいは引張の残留応力へ変化している。直径30mm ローラおよび直径60mm ローラともに、圧粉密度の違いによる残留応力分布の顕著な差はない。粉末焼結ローラ内部の残留応力分布は高周波焼入れに起因するものであるため、圧粉密度の影響は残留応力分布には顕著に現れなかった。

なお、粉末焼結ローラのヤング率およびポアソン比は、引張試験を行った結果、ローラ IBLMで111 GPa, 0.22, ローラ IBMMで152 GPa, 0.25, そしてローラ IBMHで171 GPa, 0.27であった。圧粉密度が高くなるにつれ、ヤング率とポアソン比は高くなった。

3.3.3.2 面圧強さ

図3-30に疲れ試験で得られた各試験ローラのヘルツの最大接触応力 p_{max} とローラ破壊寿命 N との関係を示す。粉末焼結ローラ繰返し数 $N = 2.0 \times 10^7$ を寿命とする p_{max} を面圧強さ $(p_{max})_{wk}$ とすると、各ローラの面圧強さは、IBML30, IBMM30, IBMH30でそれぞれ980 MPa, 1270 MPa, 1410MPaであり、IBML60, IBMM60, IBMH60でそれぞれ800 MPa, 1050 MPa, 1200MPaである。直径30mm

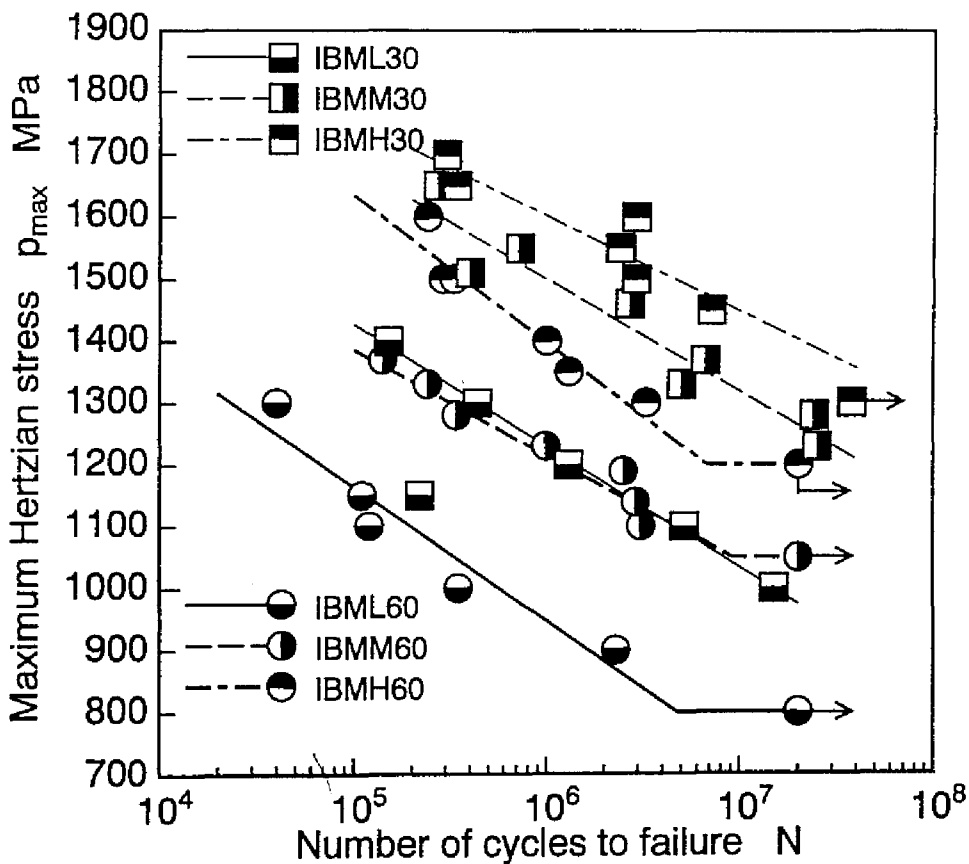


図 3-30 $p_{max} - N$ 曲線 (圧粉密度の影響)

ローラおよび直径60mmローラともに、圧粉密度が高くなるにつれ面圧強さは高くなっている。また、同じ圧粉密度の直径30mmローラと直径60mmローラを比べると、直径30mmローラのほうが直径60mmローラより面圧強さは高く、寸法効果が現れている。焼結材の密度が高くなれば気孔が占める焼結材内部での体積は減少し、鋼の密度（約7.8～8.0 g/cm³）になれば焼結材内部の気孔はなくなると考えられる。したがって、焼結材の密度の増加に伴って面圧強さが高くなっていたことから、ローラの寿命は気孔分布に依存していると考えられる。

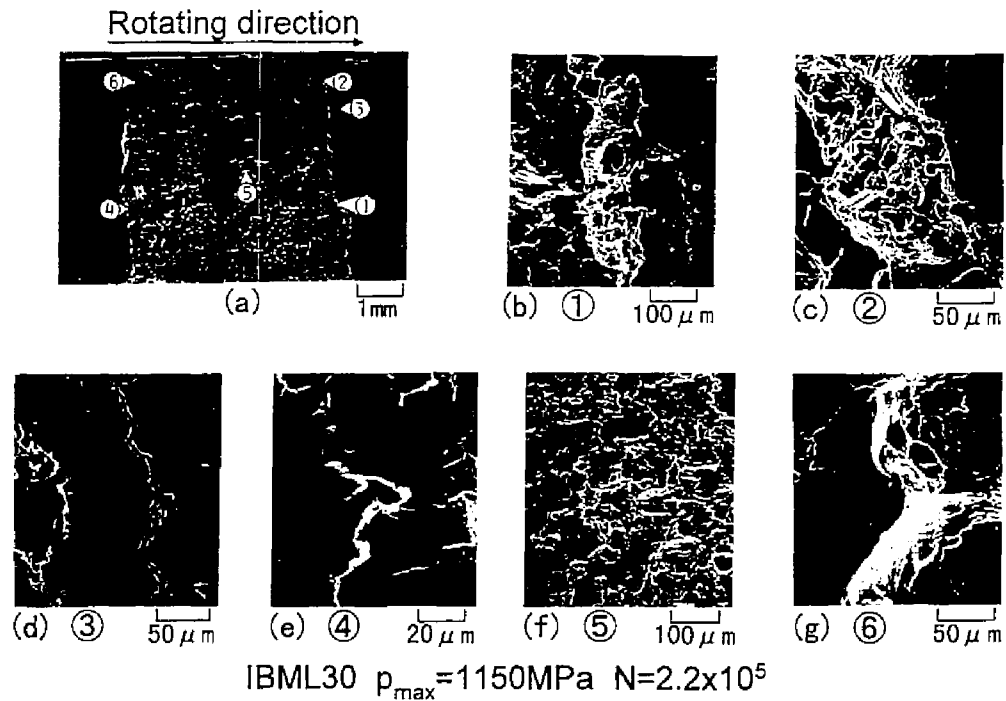


図 3-31 スポーリング損傷したローラIBML30のSEMによる観察

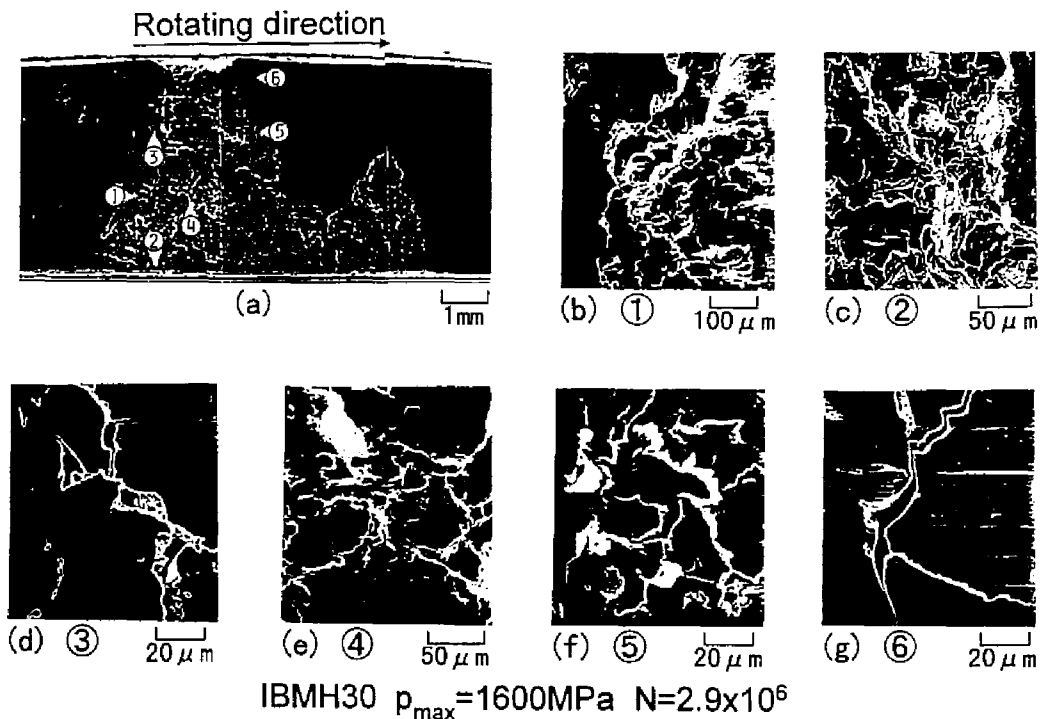


図 3-32 スポーリング損傷したローラIBMH30のSEMによる観察

3.3.3.3 損傷形態

ローラの損傷形態は、前小節までと同様スポーリングであった。図3-31に $p_{max} = 1150$ MPa の負荷条件下で損傷した最も圧粉密度の低いローラ IBML30 の SEM による観察結果を示す。また、図3-32に $p_{max} = 1600$ MPa の負荷条件下で損傷した最も圧粉密度の高いローラ IBMH30 の SEM による観察結果を示す。両図において (a) は、ローラ表面がはく離した部分とまだはく離していない表面を示している。はく離部は巨視的には凹凸の激しい破面を呈しており、ローラ表面は滑らかである。図3-31に示す最も圧粉密度の低いローラ IBML30 では、写真 (b) は位置 1 でのスポーリング損傷部の右端の拡大である。スポーリング損傷破面（左側）は比較的滑らかであるが、スポーリング損傷き裂に起因して表面がはく離したローラ表面は凹凸の激しい破面であり、その破面の様相は位置 2 の拡大写真 (c) からも理解できる。写真 (d) は位置 3 におけるローラ表面部の拡大であり、ローラ表面には微小なき裂が存在している。ローラ IBML30 の写真 (e), (f) は位置 4, 5 それぞれのスポーリング損傷破面の拡大である。スポーリング損傷破面の局所的な拡大である写真 (e) にはき裂伝ばの際に形成されるタング模様があり、スポーリングき裂がローラ回転方向とは逆に伝ばしたと考えられる。図3-32に示す最も圧粉密度の高いローラ IBMH30 では、写真 (b) は位置 1 でのスポーリング損傷部の左端の拡大である。スポーリング損傷破面（右側）は比較的滑らかで、スポーリングき裂に起因して表面がはく離したローラ表面も図3-31のローラ IBML30 に比べ滑らかである。写真 (c) はローラ側面の位置 2 の拡大であり、その破面は凹凸が激しい。写真 (e), (f) は位置 4, 5 でのスポーリング損傷破面のそれぞれの拡大で、ローラ IBML30 と同様にそれら破面は

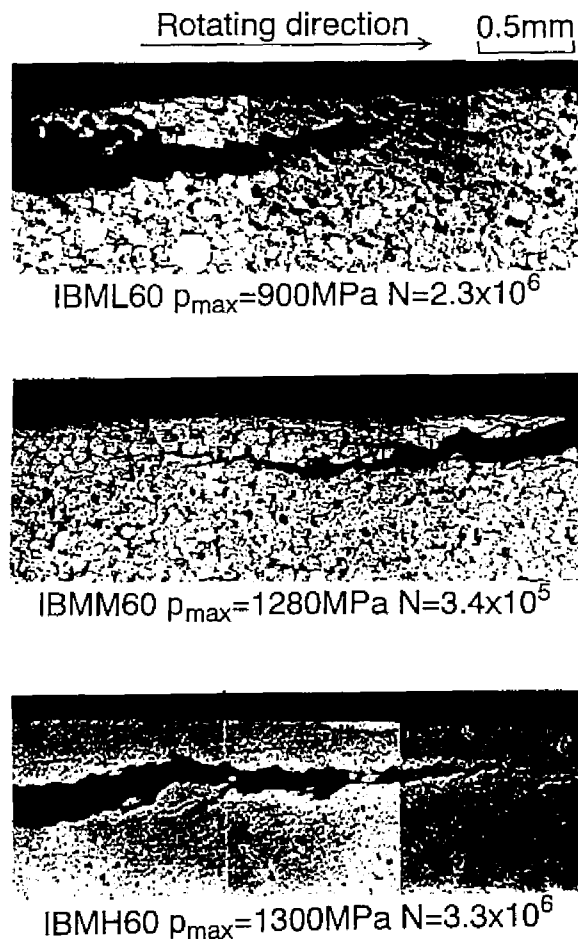


図 3-33 損傷した直径 60mm ローラのローラ軸直角断面

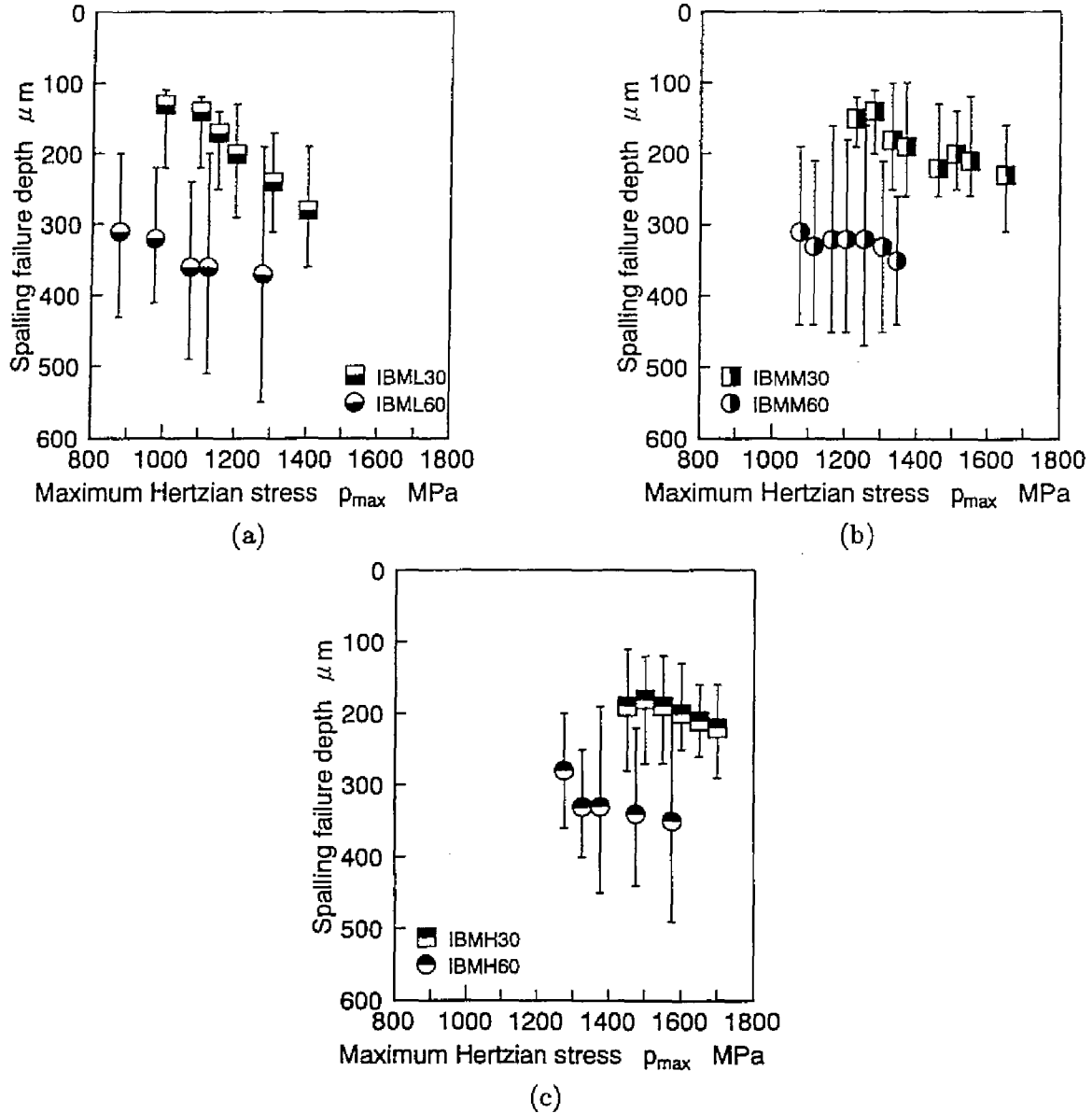


図 3-34 スポーリング損傷深さと p_{max} との関係 (a) ローラ IBML, (b) ローラ IBMM, (c) ローラ IBMH

比較的滑らかであり、き裂伝ばの際に形成されるタング模様がある。ローラ表面の位置 3, 6 のそれぞれの拡大写真 (d), (g) には微小なき裂が観られ、ローラ表面がはく離していない部分にもスポーリングき裂の伝ばに伴うき裂が存在している。

図 3-33 に各負荷条件下において損傷した直径 60mm ローラの軸直角断面写真を示す。それぞれの圧粉密度のローラ軸直角断面には、ローラ表面下にき裂がローラ表面とほぼ平行に伝ばしているが、スポーリングき裂の伝ばの様相には圧粉密度の影響はあまりない。しかし、圧粉密度が異なれば気孔分布は異なっており、圧粉密度が高くなるほど気孔（黒い斑点）の大きさは小さく、気孔の数は少ない傾向にある。スポーリング損傷破面は局所的に観れば、圧粉密度にかかわらず、スポーリングき裂が伝ばした痕跡であるタング模様があるので、スポーリング損傷機構は圧粉密度が異なってもほぼ同じであるといえる。

図 3-34 にスポーリング損傷深さとヘルツ応力 p_{max} との関係を示す。圧粉密度の違いにより試験を行った p_{max} の範囲が異なっているが、いずれの圧粉密度のローラもヘルツ応力が高くなるにつれスポーリング損傷深さは深くなる傾向にあり、圧粉密度が同じであればその損傷深さは直径 30mm ローラのほうが直径 60mm ローラよりも浅い。同じヘルツ応力が負荷された場合、同じ直径のローラを比べるとロー

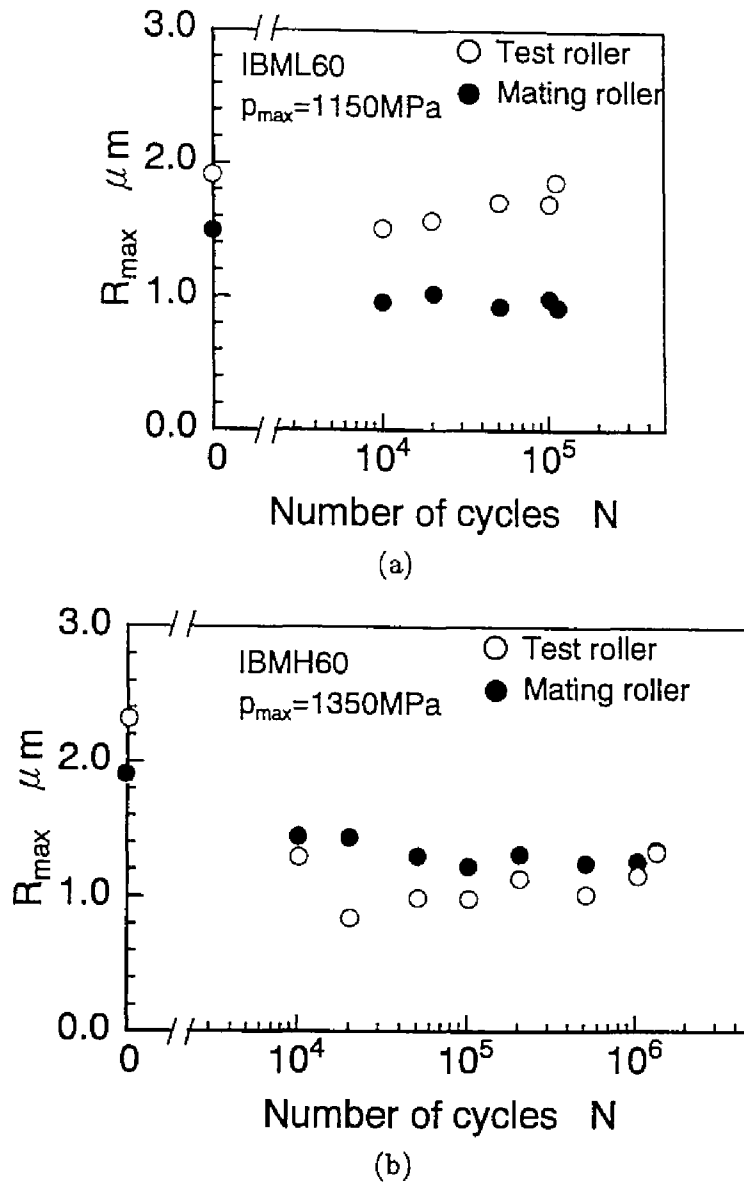


図 3-35 疲れ試験中のローラ表面粗さの変化 (a) ローラ IBML60, (b) ローラ IBMH60

ラ IBML よりもローラ IBMM の損傷深さは浅い。また、ローラ IBMM よりもローラ IBMH の損傷深さは浅くなっており、圧粉密度が高いローラほどスポーリング損傷深さは浅くなる傾向にある。

3.3.3.4 疲れ試験中のローラ表面変化

図 3-35 に $p_{max} = 1150 \text{ MPa}$ の負荷条件において試験を行ったローラ IBML60 および $p_{max} = 1350 \text{ MPa}$ の負荷条件において試験を行ったローラ IBMH60 について、ローラ軸方向に測定された表面粗さ (最大高さ R_{max}) の変化を示す。図中には相手側の鋼製浸炭硬化ローラの表面粗さの変化も示してある。負荷したヘルツ応力 p_{max} は異なるが、ローラ IBML60 およびローラ IBMH60 の両者ともに、疲れ試験前の $N = 0$ よりも R_{max} は減少しており、疲れ試験中ほぼ一定の R_{max} の値で推移し、スポーリング損傷発生時において R_{max} はわずかに大きくなる傾向にある。しかし、疲れ試験中の R_{max} の変化には圧粉密度の影響はあまりない。

図 3-36 に $p_{max} = 1150 \text{ MPa}$ の負荷条件において疲れ試験を行ったローラ IBML60 と $p_{max} = 1350 \text{ MPa}$ の負荷条件において疲れ試験を行ったローラ IBMH60 のローラ軸方向残留応力 $(\sigma_x)_r$ 、円周方向残留応力 $(\sigma_y)_r$ ならびに半価幅 H_w の疲れ試験中の変化を示す。負荷したヘルツ応力 p_{max} は異なるが、

ローラ IBML60 およびローラ IBMH60 の両者ともに、 $(\sigma_x)_r$ については、疲れ試験初期で圧縮の残留応力が減少する傾向にあり、その後疲れ試験が進んでもほぼ同じ値である。 $(\sigma_y)_r$ については、疲れ試験前に比べ疲れ試験初期 $N = 1.0 \times 10^4$ で圧縮の残留応力は増加するが、その後疲れ試験が進むにつれ圧縮の残留応力は減少するか、あるいはほぼ同じ値である。半価幅 H_w については、疲れ試験前に比べ疲れ試験初期 $N = 1.0 \times 10^4$ で減少し、スポーリング損傷が発生した最終繰返し数では、 H_w は増加する傾向にある。ローラの損傷はローラ内部の気孔を起点としてき裂が発生し、ローラ表面とほぼ平行にき裂が伝ばしローラ表面がはく離する損傷であったので、圧粉密度が異なっても疲れ試験中の表面の残留応力状態はほぼ同じであった。

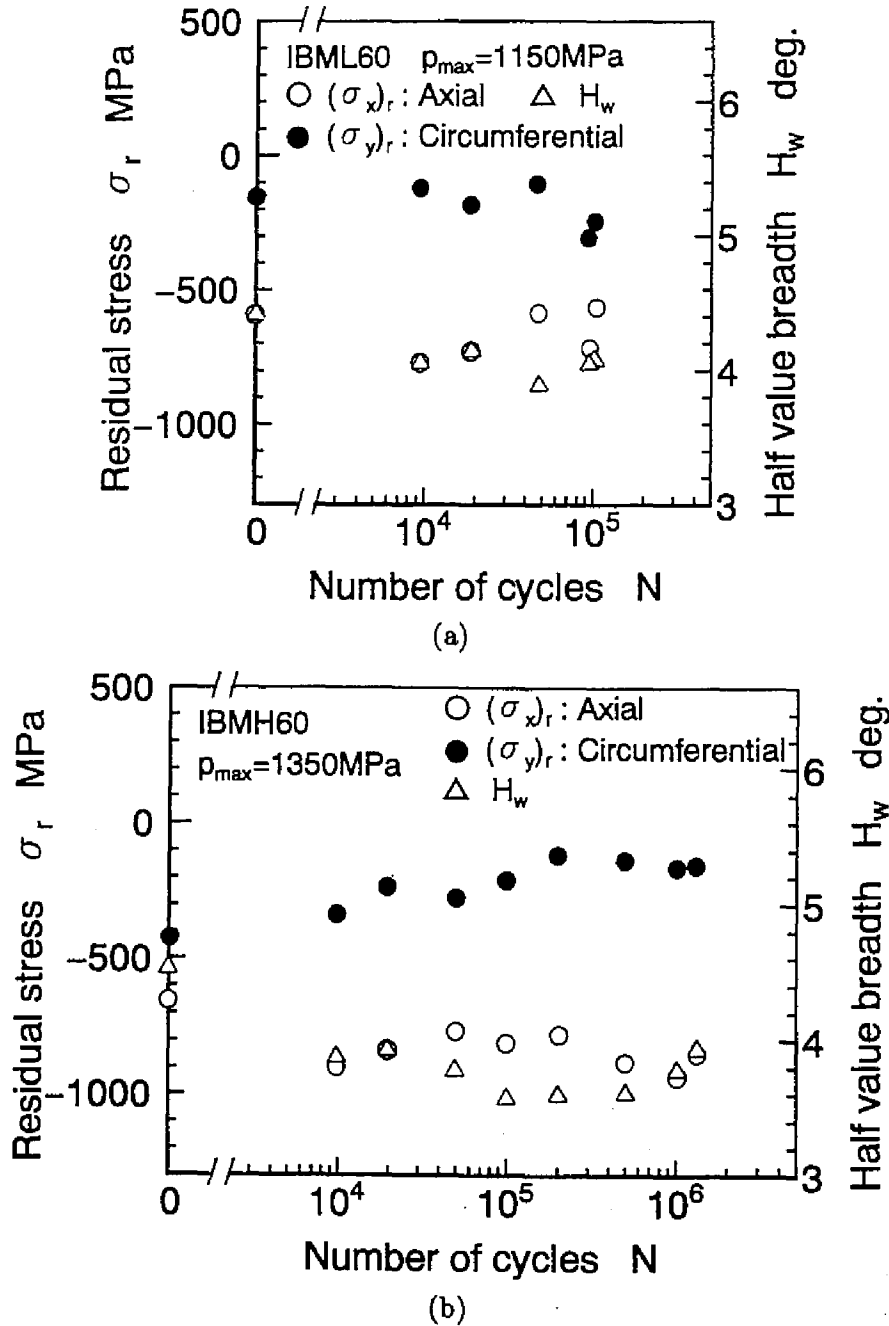


図 3-36 疲れ試験中のローラ表面残留応力と半価幅の変化 (a) ローラ IBML60, (b) ローラ IBMH60

3.3.4 焼結方法と原料粉の影響

一般的な焼結工程では常圧焼結（1次成形・1次焼結）が行われているが、近年粉末焼結材の強さを向上させるために、ガスによる高い等方圧力と高温を同時に処理材料に与えて焼結を行うHIP（Hot Isostatic Pressing: 熱間等方加圧処理）処理も注目されている⁽⁴¹⁾。その理由として、常圧焼結では焼結材内部に気孔が残るが、HIP焼結では気孔の除去が可能であることから、その材料強さを向上させることができることが挙げられる。HIP焼結と常圧焼結では焼結雰囲気異なるため、原料粉に起因する冶金学的材料組織が異なることも予想される。そこで、3種類の原料粉（純鉄粉、プレアロイ型合金鋼粉、拡散型合金鋼粉）を用いて、HIP焼結と常圧焼結により焼結を行った6種類の直径60mmローラを製造し、滑り・転がり接触条件下でローラの疲れ試験を行い、面圧強さに及ぼす焼結方法と原料粉の影響について考察する。

3.3.4.1 粉末焼結ローラ試験片

表3-7に3種類の原料粉の化学成分と粒度分布を示す。原料粉Aは純鉄粉である。原料粉Bは、原料粉製造の際、溶湯の段階で合金元素を添加させたプレアロイ型合金鋼粉（Ni含有率1.83%）である⁽⁴²⁾。原料粉Cは、純鉄粉に合金元素の微粉を拡散結合させた拡散型合金鋼粉（Ni含有率4.23%）である⁽⁴²⁾。原料粉の形状の不規則性を相対的に表す見掛密度はJIS Z 2504に規格化されており、定められた漏斗を用いて一定容器のコップに原料粉を自然落下充填し、質量と体積から見掛密度を求める。一般的に球状の原料粉であれば見掛密度の値は高く、原料粉の形状が不規則になればその値は低くなる。3種類の原料粉の見掛密度の値は、ほぼ同じであることから原料粉の形状の不規則さはほぼ同じであるといえる。流

表 3-7 原料粉の化学成分と粒度分布

Powder type		A	B	C
		Pure iron powder	Pre-alloyed powder	Partially alloyed powder
Chemical composition %	C	0.01	0.01	0.01
	Si	0.02	0.01	0.00
	Mn	0.18	0.19	0.06
	P	0.013	0.014	0.00
	S	0.016	0.012	0.00
	Cu	0.01	0.01	1.51
	Ni	0.01	1.83	4.23
	Mo	0.00	0.47	0.49
	O	0.18	0.11	0.09
	Fe	Balance		
Apparent density g/cm ³		2.96	2.96	2.93
Flow rate sec/50g		21.8	21.8	22.2
Distribution of particle size %	+180 μm	0.0	0.0	0.0
	+150	2.7	2.1	1.9
	+106	14.7	12.8	17.4
	+ 75	24.1	21.7	25.7
	+ 63	11.8	12.5	12.3
	+ 45	17.4	17.1	17.3
	- 45	29.3	33.8	25.4

表 3-8 HIP 焼結ローラの製造条件

Roller specimen		HIP-A	HIP-B	HIP-C
Powder type		Pure iron powder	Pre-alloyed powder	Partially alloyed powder
Mixing		0.6% Graphite 2.0% Cu	0.6% Graphite	
Hot isostatic pressing		7.85 kN/cm ² 1423K x 4hr in Ar gas		
Sintered density	g/cm ³	7.88	7.88	7.88
Machining		Turning		
Induction-hardening	Frequency	kHz		
	Heating time	s		
	Plate voltage	kV		
	Plate current	A		
	Grid current	A		
Tempering		453 x 2hr		
Finishing		Grinding		

表 3-9 1P1S 焼結ローラの製造条件

Roller specimen		1P1S-A	1P1S-B	1P1S-C
Powder type		Pure iron powder	Pre-alloyed powder	Partially alloyed powder
Mixing		0.6% Graphite 2.0% Cu	0.6% Graphite	
		0.75% Zinc stearate		
Compacting pressure	kN/cm ²	58.8		
Green density	g/cm ³	7.08	6.96	7.11
Sintering		1393K x 0.5hr in AX gas		
Sintered density	g/cm ³	6.96	6.97	7.09
Machining		Turning		
Induction-hardening	Frequency	kHz		
	Heating time	s		
	Plate voltage	kV		
	Plate current	A		
	Grid current	A		
Tempering		453 x 2hr		
Finishing		Grinding		

動度は、原料粉の流れやすさを示すもので、JIS Z 2502に規格化されている。流動度は原料粉が定められたオリフィス径の漏斗を通して流れ出す時間で表され、粒度および粒度分布、粒径、粒子表面状況および見掛密度に関係がある。3種類の原料粉はほぼ同じ見掛密度であり、粒度分布も76 μm ~ 106 μmの粒径の割合が最も高く、原料粉の違いによる粒度分布の違いはあまりないので、流動度もほぼ同じである。したがって、原料粉は同じ粒度分布で粒子形状も似ているといえる。

表3-8にHIP焼結ローラの製造条件を示す。また、表3-9に常圧焼結ローラの製造条件を示す。原料粉Aには混合段階で銅と黒鉛を混ぜ、原料粉BとCには黒鉛のみを混ぜた。HIP焼結は、アルゴンガス雰囲気中で1423 K、7.85 kN/cm²の熱間等方圧力下で行った。その結果、焼結密度は3種類の原料粉ともに7.88 g/cm³となり、ほぼ鋼の密度に等しくなった。常圧焼結の場合、原料粉の混合工程ではHIP焼結

表 3-10 HIP 焼結材と 1P1S 焼結材の機械的性質

Specimen		HIP-A	HIP-B	HIP-C	1P1S-A	1P1S-B	1P1S-C
Young's modulus	GPa	203	208	194	146	142	144
Poisson's ratio		0.26	0.30	0.29	0.26	0.25	0.26
Yield point	MPa	319	357	543	308	339	453
Tensile strength	MPa	546	461	879	438	449	736

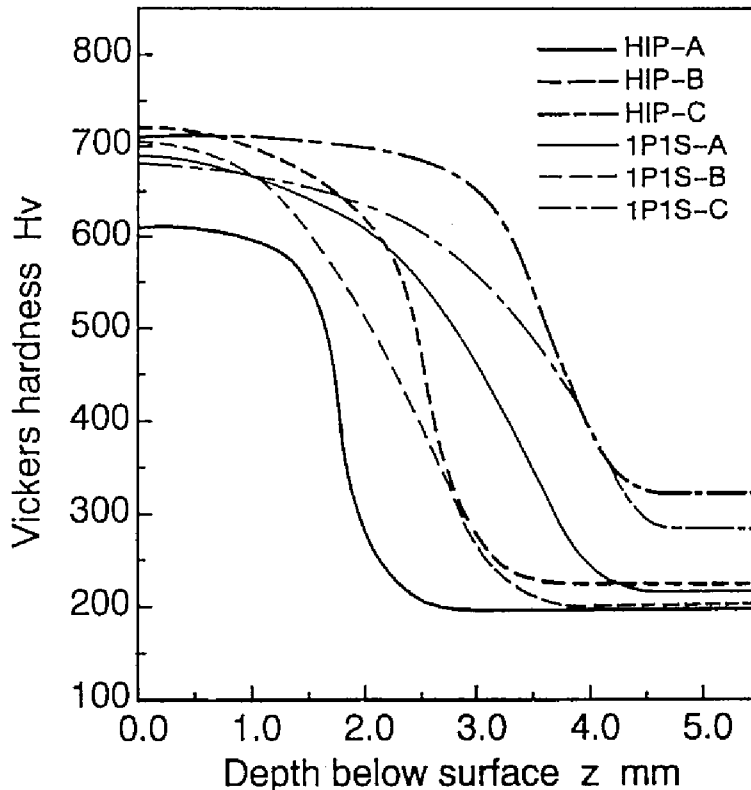


図 3-37 HIP 焼結ローラと 1P1S 焼結ローラの硬さ分布

と同じように添加剤を混ぜ、さらに原料粉の成形に使用される金型の潤滑剤としてステアリン酸亜鉛も加えた。1次成形圧縮 (1st Pressing) の後、1次焼結 (1st Sintering) を行った。焼結は液化アンモニアを気化し、分解することにより得られる AX ガス雰囲気中で行った。通常の焼結工程は上記のように 1次成形圧縮 (1st Pressing) ・ 1次焼結 (1st Sintering) のプロセスであり、ここでは常圧焼結と呼び、1P1Sとして表す。圧粉成形後の圧粉密度は原料粉 C の焼結材が最も高く、焼結後の焼結密度は原料粉 A と原料粉 B ではほぼ同じであるが、拡散型合金鋼粉である原料粉 C の焼結密度が最も高かった。したがって、原料粉 C はほかの原料粉に比べ圧縮性が高いことがわかる。すなわち、焼結法により焼結材の密度は異なり、HIP 焼結では鋼の密度と同程度で原料粉の違いによる密度の差はないが、1P1S 焼結では焼結密度は HIP 焼結よりも低く、拡散型合金鋼粉の焼結密度が最も高かった。以上の HIP 焼結ならびに 1P1S 焼結したディスク素材を旋削により図 3-2 に示した直径 60mm のローラ 1 に加工した後、高周波焼入れを行った。そして、ローラ円周面は円筒研削により最終仕上げを行った。各ローラの軸方向の表面粗さの平均は、およそ $3.0 \mu\text{m } R_{max}$ であった。

表 3-10 に高周波焼入れを施していない HIP 焼結材と 1P1S 焼結材のヤング率、ポアソン比、降伏点と

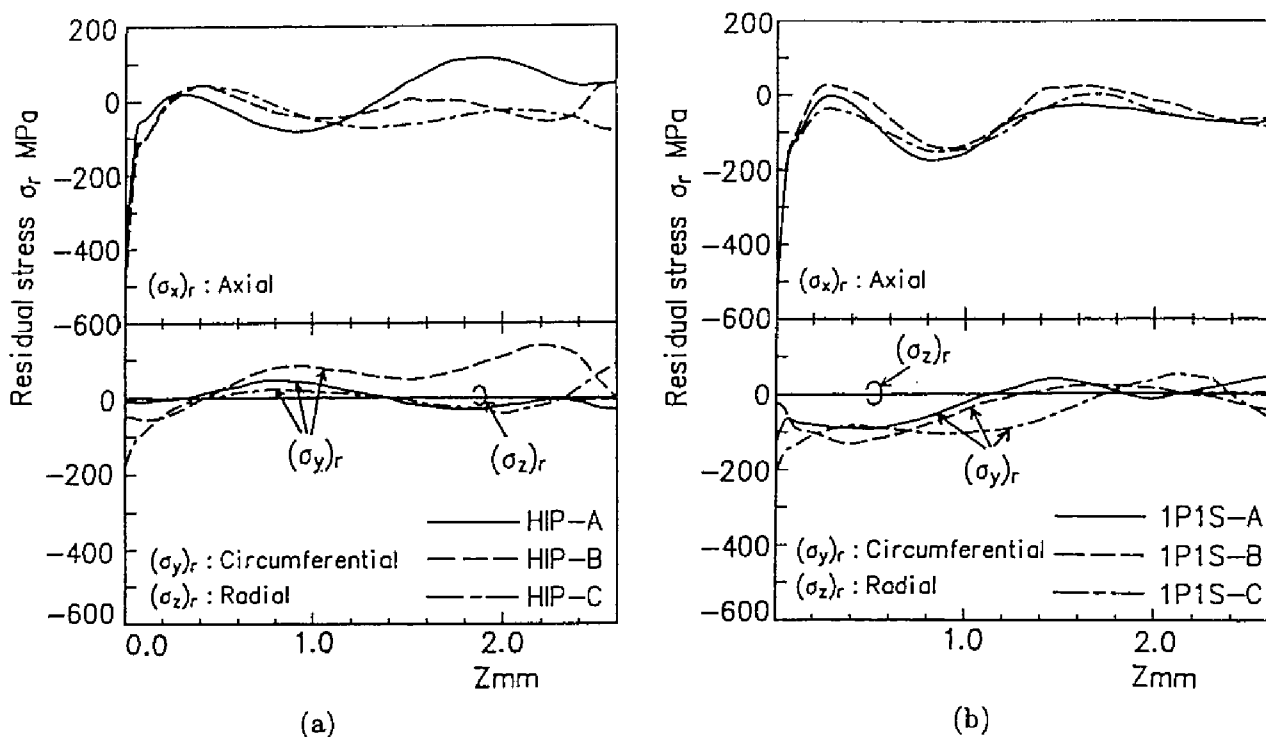


図 3-38 残留応力分布 (a)HIP 焼結ローラ, (b)1P1S 焼結ローラ

引張強さの機械的性質の測定結果を示す。引張試験によって機械的性質を測定した。原料粉の種類にかかわらず、HIP 焼結材のヤング率とポアソン比はそれぞれ約 200 GPa, 0.28 であり、1P1S 焼結材のヤング率とポアソン比はそれぞれ約 144 GPa, 0.26 であり、HIP 焼結材のそれらは 1P1S 焼結材に比べ大きい値を示しており、鋼とほぼ同じ値である。1P1S 焼結材のヤング率は、HIP 焼結材の約 70% の値である。降伏点および引張強さに関しては、同じ原料粉であれば HIP 焼結材のほうが 1P1S 焼結材よりも高く、同じ焼結方法で比べると原料粉 C から造られた焼結材が最も高い値を示している。一般に Ni を鋼に加えると材料強さは上昇するといわれていることから、原料粉 C から造られた焼結材は Ni を多く含んでいるために、ほかの原料粉から造られた焼結材よりも降伏点と引張強さが増したと考えられる。

図 3-37 に HIP 焼結および 1P1S 焼結ローラの平均的な硬さ分布を示す。表面硬さは、ローラ HIP-A, HIP-B, HIP-C でそれぞれ 610 Hv, 720 Hv, 710 Hv であり、ローラ 1P1S-A, 1P1S-B, 1P1S-C でそれぞれ 690 Hv, 710 Hv, 680 Hv であった。全硬化層深さは、ローラ HIP-A, HIP-B, HIP-C でそれぞれ 2.5 mm, 3.5 mm, 4.5 mm であり、ローラ 1P1S-A, 1P1S-B, 1P1S-C でそれぞれ 4.5 mm, 3.9 mm, 4.8 mm であった。ローラ HIP-A の表面硬さが若干低いもののほぼ同じ表面硬さであると考えられる。また、3.3.1 小節の結果より、各ローラの全硬化層深さは 2.0 mm 以上であるので、上記の硬化層深さの違いはローラの面圧強さに影響を及ぼさないといえる。

図 3-38 に粉末焼結ローラの表面下の残留応力分布の変化を示す。焼結方法にかかわらずローラ軸方向残留応力 $(\sigma_x)_r$ および円周方向残留応力 $(\sigma_y)_r$ は、ローラ表面層で圧縮であり、ローラ半径方向残留応力 $(\sigma_z)_r$ はわずかに引張であった。また、ローラ表面では $(\sigma_x)_r$ はおよそ -500 MPa であり、 $(\sigma_y)_r$ はおよそ -200 MPa であった。いずれのローラもほぼ同じ残留応力分布であり、焼結方法と原料粉による残留応力分布の顕著な違いは認められなかった。

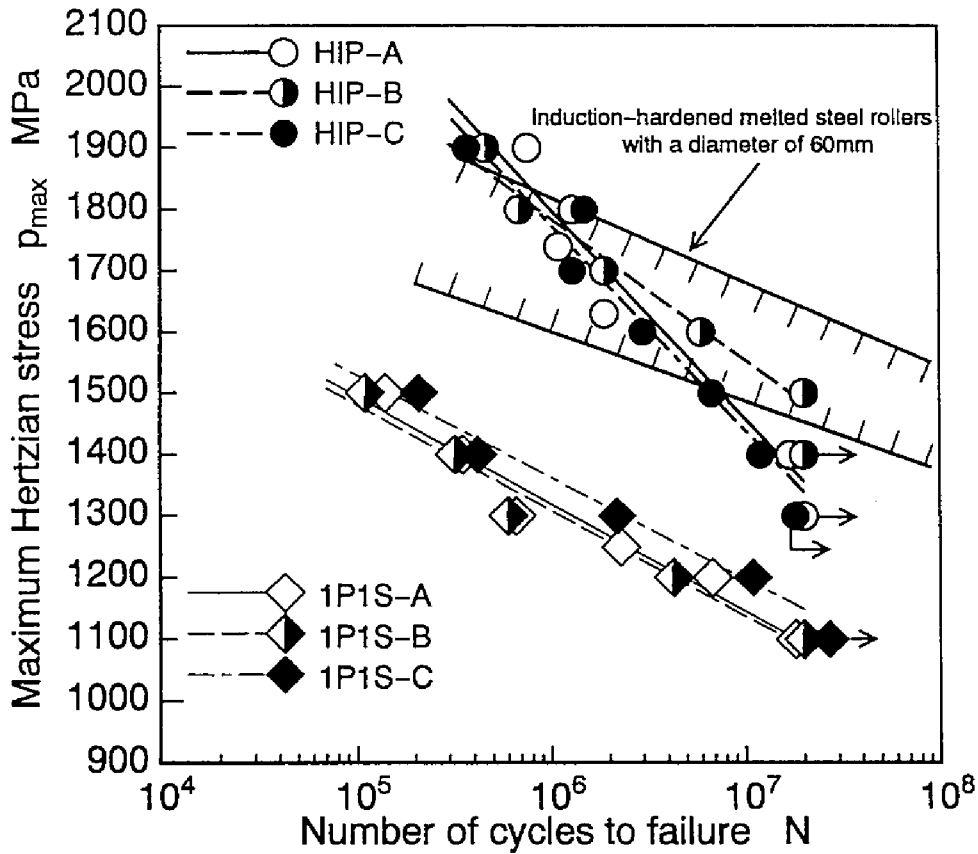


図 3-39 $p_{max} - N$ 曲線 (焼結方法と原料粉の影響)

3.3.4.2 面圧強さ

図 3-39 に転がり疲れ試験の結果得られたヘルツの最大接触応力 p_{max} とローラ破壊寿命 N との関係、 $p_{max} - N$ 曲線を示す。図中の斜線で示された領域は、本疲れ試験と同じ条件下で滑り・転がり疲れ試験を行った直径 60mm の S45C 鋼製高周波焼入れローラ (3 種類の全硬化層深さ 1.75 mm, 2.95 mm, 5.00mm, 表面硬さ約 750 Hv, 芯部の硬さ約 210 Hv, 損傷形態は大多数がスポーリングで、ピッチングもあった。) の結果⁽⁴³⁾を示している。粉末焼結ローラの繰返し数 $N = 2.0 \times 10^7$ を寿命とする p_{max} を面圧強さ $(p_{max})_{wk}$ とすると、各ローラの面圧強さはローラ HIP-A, HIP-B, HIP-C でそれぞれ 1360 MPa, 1480MPa, 1340MPa であり、ローラ 1P1S-A, 1P1S-B, 1P1S-C でそれぞれ 1090 MPa, 1080MPa, 1150MPa である。まず面圧強さに及ぼす焼結方法の影響について考察すると、同じ原料粉から造られたローラを比較すれば、HIP 焼結ローラの面圧強さは、1P1S 焼結ローラの面圧強さよりも 1.2~1.4 倍程度高くなっている。鋼製ローラと粉末焼結ローラを比較すると、1P1S 焼結ローラの面圧強さは鋼製ローラの面圧強さの約 2/3 程度であるが、HIP 焼結ローラの面圧強さは鋼製ローラの面圧強さに近づいており、ローラ HIP-B ではほぼ同等な面圧強さであるといえる。1P1S 焼結ローラの密度が約 7.0 g/cm³ であるのに対し、HIP 焼結ローラの密度はほぼ鋼と同じ密度の 7.9 g/cm³ であるので、1P1S 焼結ローラでは気孔が存在するが、HIP 焼結ローラではほとんど気孔は存在していないと考えられる。したがって、硬さ分布とローラ内部の残留応力分布が HIP 焼結ローラと 1P1S 焼結ローラではほぼ同じであるので、気孔の有無により両者の間で面圧強さが異なったといえる。次に面圧強さに及ぼす原料粉の影響について考察すると、同じ焼結方法のローラを比較すれば、HIP 焼結ローラの場合、プレアロイ型合金鋼粉から造られた

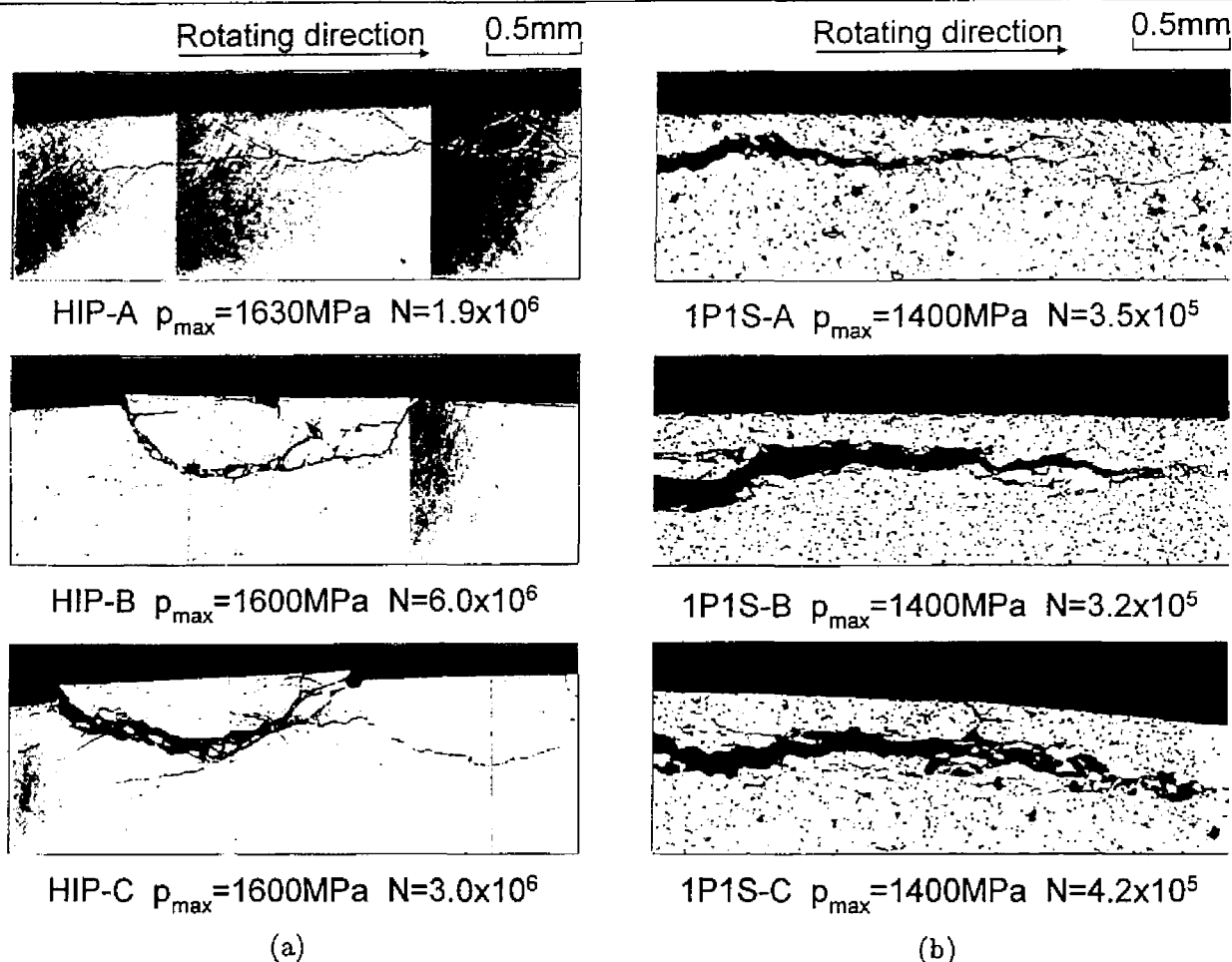


図 3-40 損傷ローラのローラ軸直角断面 (a)HIP 焼結ローラ, (b)1P1S 焼結ローラ

ローラ HIP-B の面圧強さが最も高く、ローラ HIP-A とローラ HIP-C ではほぼ同じ面圧強さである。一方、1P1S 焼結ローラの場合、拡散型合金鋼粉から造られたローラ 1P1S-C の面圧強さが最も高く、ローラ 1P1S-A とローラ 1P1S-B の面圧強さはほぼ同じである。前述の高周波焼入れを施していない焼結材の機械的性質（降伏点と引張強さ）では、焼結方法によらず拡散型合金鋼粉である原料粉 C から造られた焼結材の機械的性質がほかの原料粉よりも優れていた。この原料粉に対する機械的性質の傾向は、原料粉に対する 1P1S 焼結ローラの面圧強さの傾向と対応しているが、原料粉に対する HIP 焼結ローラの面圧強さの傾向とは異なっている。したがって、ローラの面圧強さに及ぼす原料粉の影響が焼結方法により異なる理由として、焼結方法と高周波焼入れに起因するローラの冶金学的組織の違いが考えられる。

3.3.4.3 損傷形態

図 3-40 に HIP 焼結ローラおよび 1P1S 焼結ローラのローラ軸直角断面写真を示す。焼結方法および原料粉にかかわらず、ローラ表面下に表面とほぼ平行にき裂が存在し、このき裂に起因して表面がはく離しているため、損傷形態はスポーリングであるといえる。HIP 焼結ローラでは、スポーリングき裂が伝ばし、それに伴ってき裂が表面にまで達しローラ表面がはく離する損傷で、そのき裂の幅は狭いのに対し、1P1S 焼結ローラのスポーリングき裂の幅は HIP 焼結ローラのき裂よりも広い。また、1P1S 焼結ローラでは気孔と気孔を連ねる微小なき裂も存在していた。1P1S 焼結ローラでは気孔（黒い斑点）が多数存在しているが、HIP 焼結ローラでは気孔は観察されなかった。このことは、HIP 焼結ローラの密度が鋼の密度とほぼ同じであったことから理解できる。

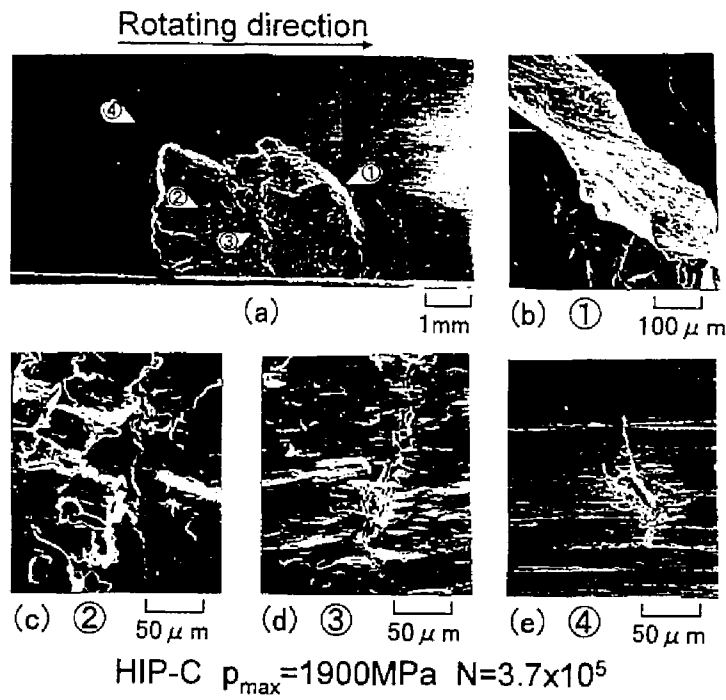


図 3-41 スポーリング損傷したローラ HIP-C の SEM による観察

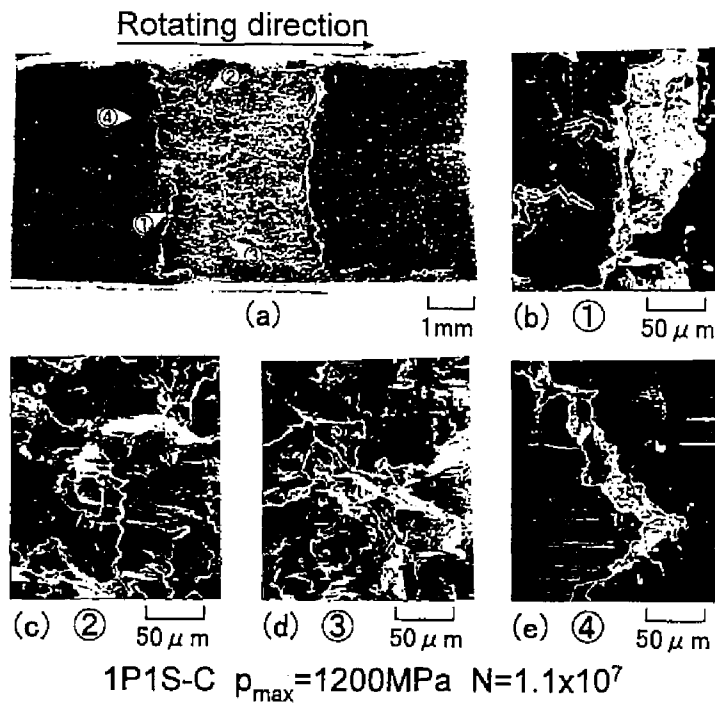
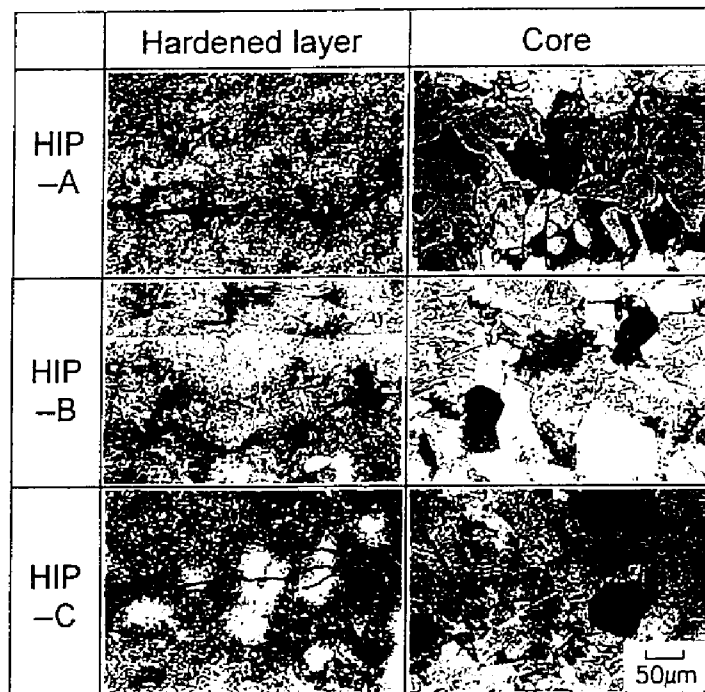
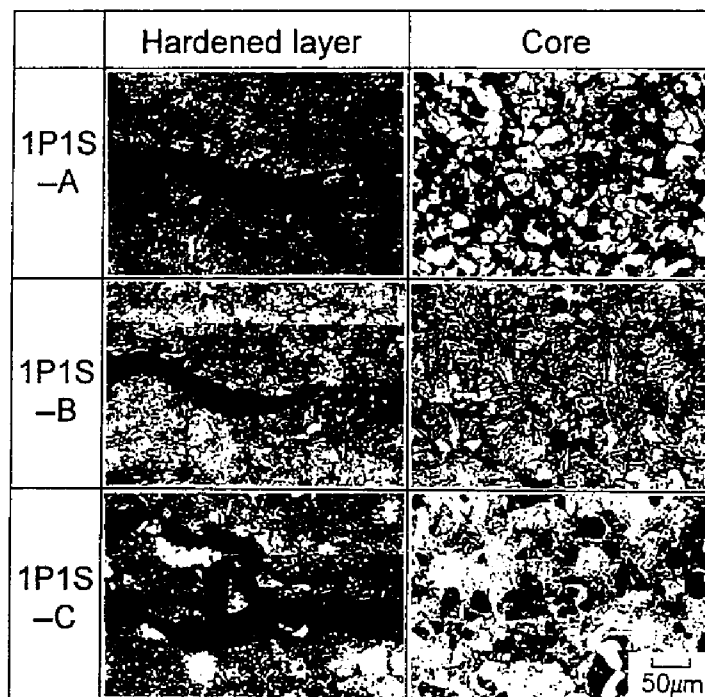


図 3-42 スポーリング損傷したローラ 1P1S-C の SEM による観察

図 3-41 に $p_{max} = 1900 \text{ MPa}$ の負荷条件において疲れ試験を行ったローラ HIP-C の SEM によるローラ損傷表面の観察結果を示し、図 3-42 に $p_{max} = 1200 \text{ MPa}$ の負荷条件において疲れ試験を行ったローラ 1P1S-C の観察結果を示す。両図の写真 (a) はスポーリング損傷したローラ表面を示している。ローラ HIP-C ではローラ表面がはく離した破面は滑らかで、その破面には貝殻模様を観察することができる。しかし、ローラ HIP-C に観られるような貝殻模様はローラ 1P1S-C のはく離した破面には観察されず、その破面は凹凸が激しい。写真 (b) はスポーリング損傷によりローラ表面がはく離した位置 1 の破面の拡大である。ローラ HIP-C ではローラ表面のはく離部の破面は比較的滑らかであるが、ローラ 1P1S-C ではローラ表面のはく離部は凹凸の激しい破面である。写真 (c) および写真 (d) は、スポーリング損傷によ



(a)



(b)

図 3-43 ローラ断面の硬化層と生地における組織 (a)HIP 焼結ローラ, (b)1P1S 焼結ローラ

りローラ表面がはく離した各ローラの位置 2 および 3 のそれぞれの破面の拡大である。両ローラともに写真(c)に示すように、き裂がローラ表面下をローラ回転方向とは逆に伝ばした跡を示すタング模様がある。ローラ HIP-C の写真(d)では比較的破面は滑らかであるのに対し、ローラ 1P1S-C の写真(d)では粒状の破面が写真中央に存在している。写真(e)はローラ表面の拡大である。ローラ 1P1S-C ではローラ表面にき裂が存在しているのに対し、ローラ HIP-C のローラ表面にはローラ 1P1S-C に観られたようなき裂はほとんどなく、ピットが存在していた。HIP 焼結ローラではその内部に気孔が存在しなかったため、スポーリング損傷破面は比較的滑らかで、一般的に鋼の疲れ破壊に観られる貝殻模様の破面も存在していた。しかし、1P1S 焼結ローラではその内部に気孔が存在するために、スポーリング損傷破面は凹凸の



図 3-44 ローラ HIP-C の残留オーステナイト組織の拡大

激しい様相を呈していた。

図 3-43 に HIP 焼結ローラおよび 1P1S 焼結ローラのナイトル腐食を行ったローラ軸直角断面の光学式金属顕微鏡による組織写真を示す。図中には各ローラのスポーリングき裂が伝播している硬化層内と硬化されていない生地部の組織写真を示す。硬化されていない生地の結晶粒は、いずれの原料粉でも HIP 焼結ローラのほうが 1P1S 焼結ローラより大きい。同じ原料粉から造られたローラではほぼ同じ種類の結晶粒からなる組織である。各ローラの生地の組織は、純鉄粉である原料粉 A から造られたローラ HIP-A および 1P1S-A ではフェライト（白い部分）とパーライト（白い部分と黒い部分が細かい層状になっている部分）からなる組織であり、プレアロイ型合金鋼粉である原料粉 B から造られたローラ HIP-B および 1P1S-B ではフェライト、パーライトそしてマルテンサイト（黒い部分）からなる組織である。そして、拡散型合金鋼粉である原料粉 C から造られたローラ HIP-C および 1P1S-C ではフェライト、パーライト、マルテンサイトに加え、Ni を多く含む残留オーステナイト（白濁した部分）からなる組織である。高周波焼入れ硬化層の組織は、いずれのローラも高周波焼入れに起因するマルテンサイトの細かい組織が主であるが、原料粉 C から造られたローラ HIP-C および 1P1S-C の両ローラともに Ni を多く含む残留オーステナイトが数多く存在しており、一般的に Ni を多く含む鋼に焼入れを施すと残留オーステナイトが増加するといわれていること⁽⁴⁴⁾と合致する。また、硬化層内にはスポーリングき裂が存在しているが、焼結方法および原料粉の違いにかかわらず、スポーリングき裂は結晶粒界ではなく結晶粒内を伝播していることがわかる。

図 3-44 に疲れ試験後のローラ HIP-C の硬化層内における残留オーステナイト結晶粒の拡大を示す。残留オーステナイト結晶粒内には、微小な粒内き裂を観察することができる。疲れ試験前には残留オーステナイト結晶粒内にはき裂はなく、図に示したき裂は疲れ試験により発生したと考えられる。したがって、ローラ HIP-C では、残留オーステナイト結晶粒内のき裂を起点として、スポーリングき裂が発生したといえる。このことから、気孔が無い HIP 焼結ローラのスポーリングき裂発生起点は、材料組織の欠陥であると推察することができる。ここには示していないがローラ 1P1S-C には図に示した残留オーステナイトの結晶粒内の微細なき裂を観察することはできなかった。

以上のローラ損傷の観察結果と、HIP 焼結材の丸棒の回転曲げ疲れ試験によって HIP 焼結材のき裂の起点は材料組織の欠陥であることを示した西谷らの実験結果⁽¹³⁾から、原料粉にかかわらず HIP 焼結ローラではスポーリングき裂の起点は材料組織の欠陥であり、1P1S 焼結ローラではスポーリングき裂の起点

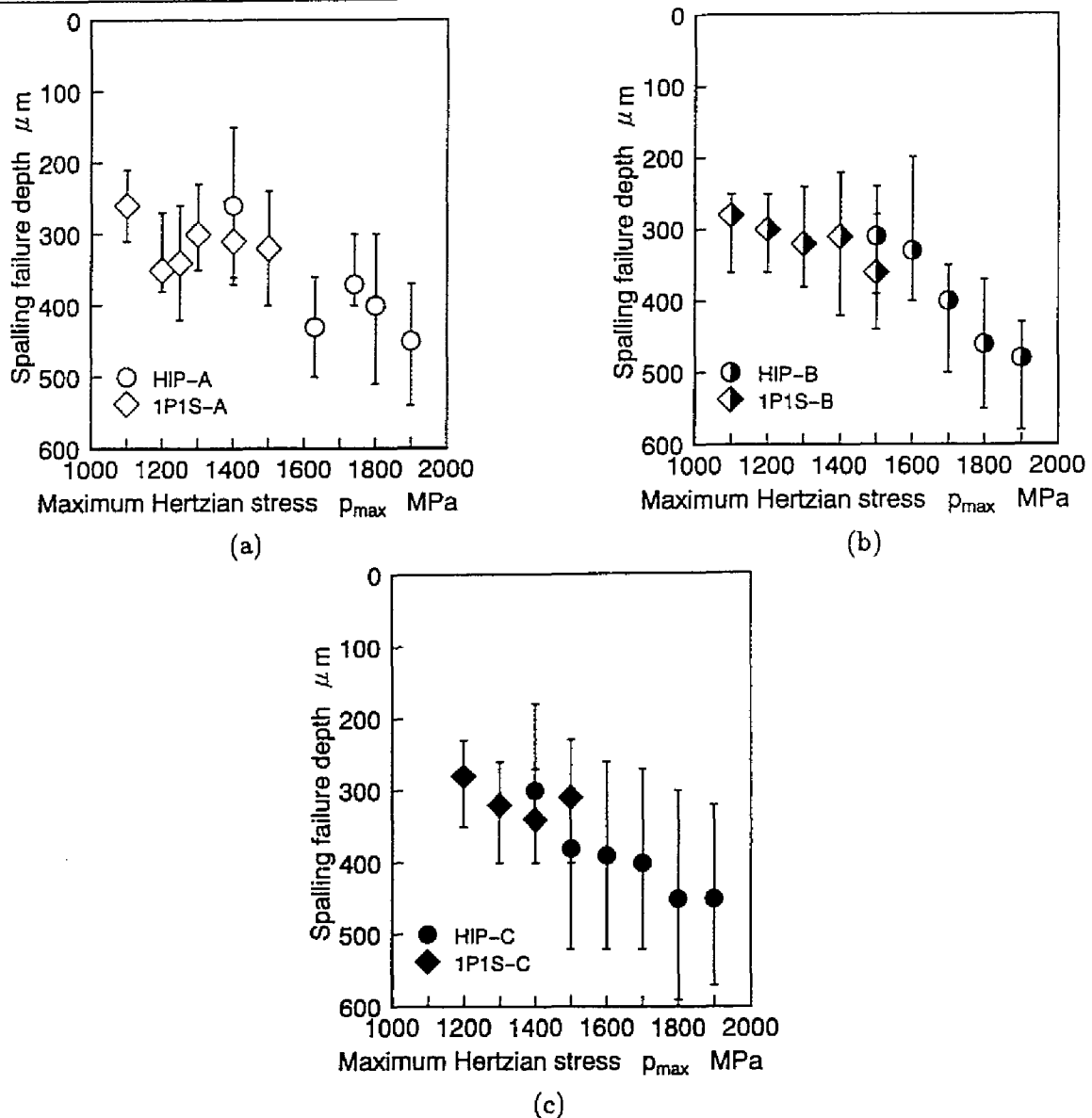


図 3-45 スポーリング損傷深さと p_{max} との関係 (a) 純鉄粉, (b) プレアロイ型鋼粉, (c) 拡散型鋼粉

は気孔であると考えられる。したがって、HIP 焼結ローラのかき裂の起点は材料組織の欠陥であるとする、残留オーステナイトをあまり含まないローラ HIP-B よりも残留オーステナイトを多く含むローラ HIP-C のほうが残留オーステナイト結晶粒からき裂が発生しやすいといえるので、面圧強さはローラ HIP-C のほうがローラ HIP-B よりも低くなったといえる。また、1P1S 焼結ローラのかき裂の起点は気孔であるとする、最も焼結密度が高いローラ 1P1S-C はほかのローラに比べ単位体積当たりの気孔の体積割合が少ないために、最も高い密度のローラ 1P1S-C の面圧強さが最も高くなったといえる。また、合金鋼粉のローラ 1P1S-B は純鉄粉のローラ 1P1S-A と同じ面圧強さであったが、これは両者の焼結密度がほぼ同じであったためであり、冶金学的な面では面圧強さに及ぼす原料粉の影響はなかったといえる。そして、気孔が存在しない HIP 焼結ローラでは合金鋼粉のローラ HIP-B は純鉄粉のローラ HIP-A よりも面圧強さは高くなっており、HIP 焼結では合金元素を添加したことによる面圧強さの向上があった。

図 3-45 に 6 種類の粉末焼結ローラのスポーリング損傷深さをヘルツの最大接触応力 p_{max} に対して示す。HIP 焼結ローラおよび 1P1S 焼結ローラともに、原料粉の違いにかかわらずスポーリング損傷深さは p_{max} が増加するにつれ深くなる傾向にある。また、焼結方法が同じであれば、同じ p_{max} に対する損傷

深さはほぼ同じであった。すなわち、スポーリング損傷深さは、原料粉にかかわらず p_{max} に依存するといえる。

なお、疲れ試験中のローラ表面変化の観察は行っていないが、前小節までの硬化層深さ、粉末粒子径、圧粉密度の影響の観察結果から判断すると、本ローラの場合も損傷形態はスポーリングであったので、焼結方法および原料粉にかかわらず疲れ試験中のローラ表面の残留応力変化は前小節で示した変化とほぼ同じであると考えられる。また、粉末粒子径の影響の小節で示したように疲れ試験中のローラ表面粗さの変化は原料粉の大きさの影響を受けていた。しかし、本ローラでは原料粉の大きさに顕著な差はなかったことから、同じ焼結方法で焼結されたローラであれば表面粗さの変化には原料粉の影響はあまりないと考えられる。しかしながら、ローラ損傷後のローラ表面のSEM観察から判断すると、HIP焼結ローラでは粉末粒子がはく離したような痕跡がローラ表面上にはあまりないのに対し、1P1S焼結ローラでは粉末粒子がはく離した痕跡があったので、焼結方法が異なるローラの間では疲れ試験中あるいは疲れ試験末期の表面粗さの値は異なると考えられる。

3.4 画像処理による気孔分布の計測

前節までの滑り・転がり疲れ試験の結果から、粉末焼結ローラの面圧強さは、その内部に存在する気孔の分布に影響されることがわかった。そこで、本節では粉末焼結ローラ内部の気孔分布を画像処理装置を用いて計測する。気孔分布の計測に使用した装置、計測方法および統計的な解析方法は、2.4節で述べたとおりで、ローラ軸直角断面をバフにより鏡面研磨した後、ローラ表面付近の断面を光学式顕微鏡により観察し、ローラの断面の 1 mm^2 に存在する気孔の計測を行った。気孔分布の測定項目は、気孔の円相当直径、気孔間距離、フラクタル次元で表した気孔の密集度である。なお、HIP焼結ローラでは気孔が観察されなかったため、HIP焼結ローラについては気孔分布の計測は行わなかった。

3.4.1 気孔の大きさ

気孔の大きさは、気孔の面積に等しい面積を有する円の直径、すなわち円相当直径 (Heywood diameter) を用いて表した。図3-46に気孔の大きさの分布に及ぼす硬化層深さ、粉末粒子径、圧粉密度、原料粉のそれぞれの影響因子について、気孔の大きさの分布状態を対数正規確率紙上に示す。表3-11は、気孔の大きさの分布が対数正規分布に従うとしたときの平均および各累積確率での気孔の大きさを示している。対数正規分布では、平均 μ までの累積確率は50.0%であり、 $\mu + \sigma$ (σ : 標準偏差) までの累積確率は84.1%となる。表中の累積確率84.1%に相当する直径から累積確率50%に相当する直径を引くと標準偏差 σ となる。

まず、硬化層深さの影響に関しては、直径30mmローラおよび直径60mmローラともに、硬化層深さの違いによる気孔の大きさの分布にはあまり顕著な差がないといえる。粉末粒子径の影響に関しては、直径30mmローラと直径60mmローラともに、粉末粒子径が小さいローラIBSMでは小さい気孔の占める割合が最も高くなっており、粉末粒子径が最も大きいローラIBLMでは大きい気孔の占める割合が最も高くなっている。すなわち、粉末粒子径が小さいローラほど小さい気孔の占める割合が高くなるといえる。

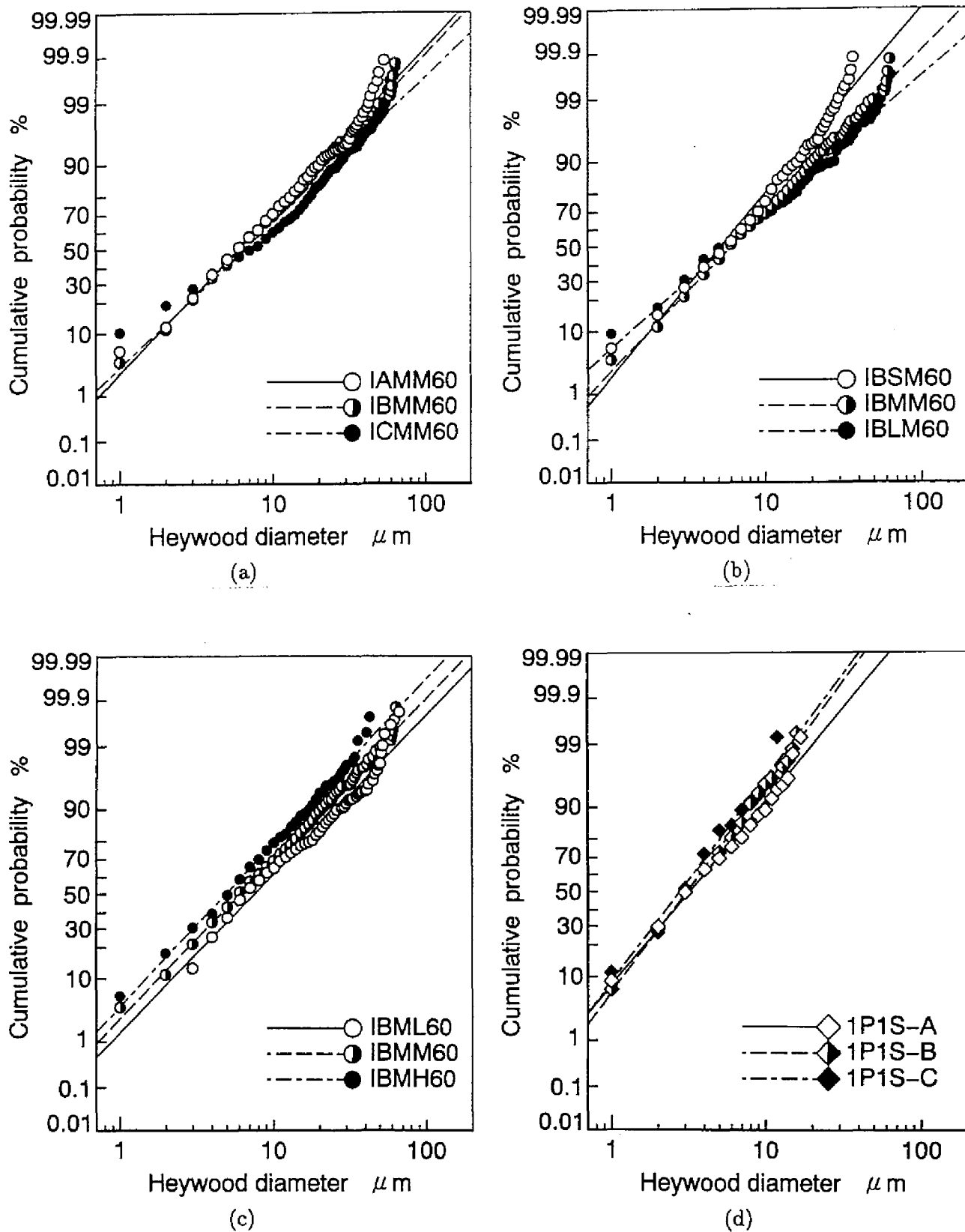


図 3-46 気孔の大きさの分布 (a) 硬化層深さの影響, (b) 粉末粒子径の影響, (c) 圧粉密度の影響, (d) 原料粉の影響

表 3-11 対数正規分布の累積確率と気孔の大きさ

Cumulative probability			Heywood diameter (μm)				
			μ	μ+0.5σ	μ+1.0σ	μ+1.5σ	μ+2.0σ
			50.0%	69.1%	84.1%	93.3%	97.7%
Ref.	IBMM	30	4.617	7.418	11.960	18.667	28.858
		60	6.092	9.788	15.781	24.630	38.077
Hardened depth	IAMM	30	5.357	8.669	14.078	22.120	34.422
		60	5.939	9.456	15.104	23.370	35.825
	ICMM	30	4.601	7.004	10.694	15.864	23.336
		60	6.592	11.095	18.744	30.556	49.295
Particle diameter	IBSM	30	4.113	5.979	8.716	12.384	17.464
		60	5.175	7.806	11.811	17.373	25.346
	IBLM	30	6.690	11.714	20.595	34.844	58.294
		60	5.688	9.928	17.397	29.343	48.945
Green density	IBML	30	6.074	9.830	15.963	25.081	39.030
		60	7.576	12.231	19.814	31.062	48.231
	IBMH	30	3.847	6.033	9.489	14.473	21.877
		60	4.901	7.785	12.407	19.157	29.306
Pure iron	1P1S-A	60	3.232	4.893	7.430	10.966	16.051
Pre-alloy	1P1S-B	60	3.086	4.461	6.465	9.137	12.817
Partially alloy	1P1S-C	60	2.772	4.024	5.857	8.310	11.704

30 : Roller with a diameter of 30mm

60 : Roller with a diameter of 60mm

圧粉密度の影響に関しては、直径30mmローラと直径60mmローラともに、圧粉密度が高くなるにつれ、気孔の大きさは小さい気孔の割合が高くなる傾向にある。表から同じ影響因子における直径30mmローラと直径60mmローラの気孔の大きさを比較すると、影響因子にかかわらず概して直径30mmローラの気孔は直径60mmローラに比べ小さい傾向にある。両方のローラともに直径62mmの粉末焼結ディスク素材から旋削により製作したので、直径60mmローラではディスクの外周に近い部分がローラ表面となり、直径30mmローラではディスクの内部がローラ表面となっている。したがって、粉末焼結ディスク素材中の気孔の大きさの分布はディスク素材の半径方向の各位置で異なるといえる。これは、原料粉を金型に充填し成形圧縮する際、ディスク素材の外周では原料粉が金型のダイとパンチの間のすき間に入り込むので、外周では内部よりも圧縮性が悪くなることが原因と考えられる。原料粉の影響に関しては、純鉄粉から造られたローラ1P1S-A、プレアロイ型合金鋼粉から造られたローラ1P1S-B、拡散型合金鋼粉から造られたローラ1P1S-Cともに顕著な分布の違いはない。しかし、表から判断するとローラ1P1S-Cは、ほかのローラに比べ小さい気孔の割合が最も高い傾向にあり、このことはローラ1P1S-Cの焼結密度 (7.09 g/cm³) がローラ1P1S-A (6.96 g/cm³) とローラ1P1S-B (6.97 g/cm³) よりもわずかに高かったことを示していると考えられる。気孔の大きさは、粉末粒子径、圧粉密度そしてわずかにあるが原料粉の種類の影響を受けていたが、硬化層深さには影響されていなかった。すなわち、粉末粒子径が小さく、圧粉密度が高く、そして拡散型合金鋼粉から造られたローラほど小さい気孔の割合が高くなる傾向にあった。

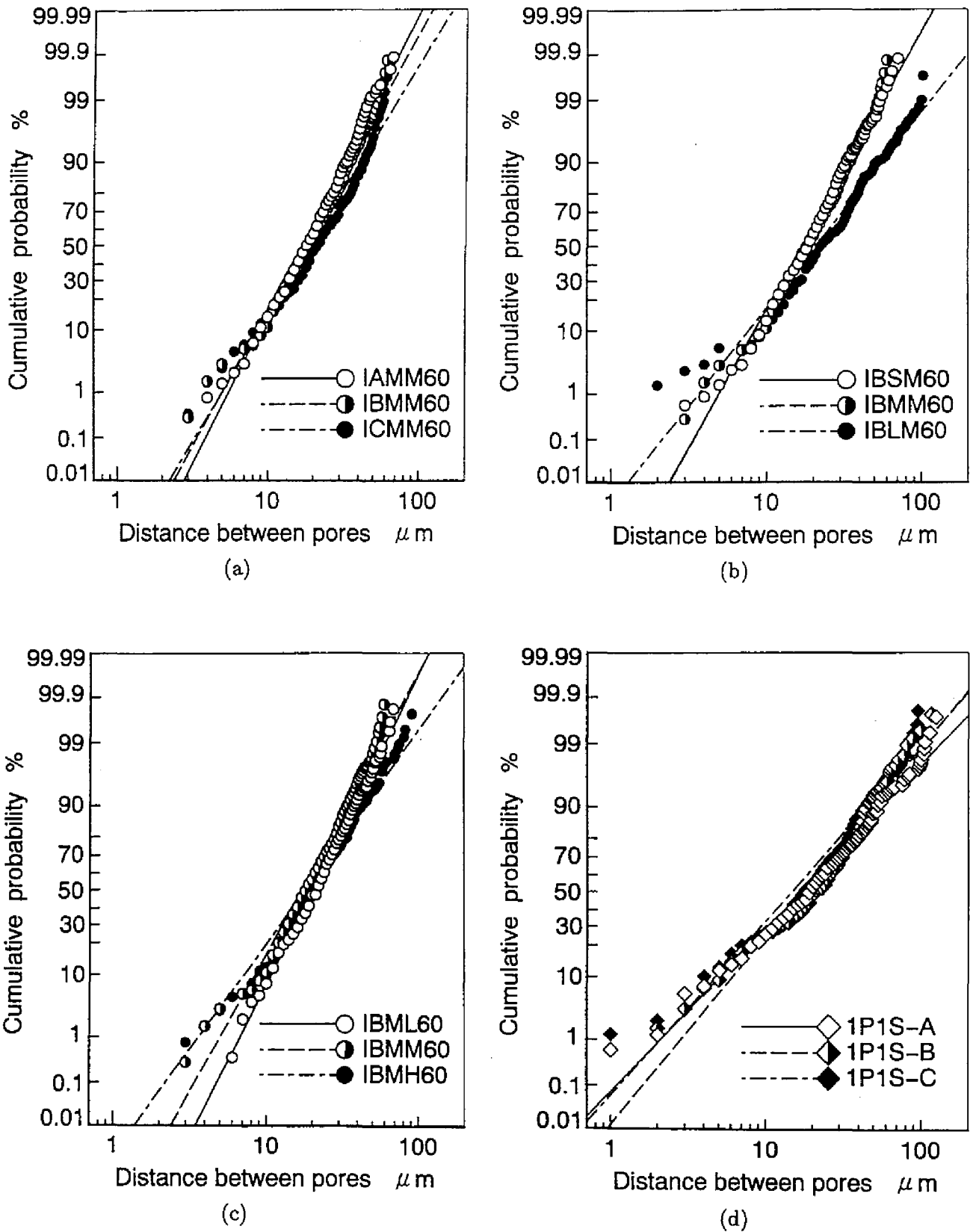


図 3-47 気孔間距離の分布 (a) 硬化層深さの影響, (b) 粉末粒子径の影響, (c) 圧粉密度の影響, (d) 原料粉の影響

表 3-12 対数正規分布の累積確率と気孔間距離

			Distance between pores (μm)				
Cumulative probability			μ	$\mu+0.5\sigma$	$\mu+1.0\sigma$	$\mu+1.5\sigma$	$\mu+2.0\sigma$
			50.0%	69.1%	84.1%	93.3%	97.7%
Ref.	IBMM	30	15.917	21.259	28.454	37.335	48.706
		60	16.986	22.299	29.331	37.867	48.623
Hardened depth	IAMM	30	17.473	23.506	31.689	41.861	54.971
		60	16.870	21.650	27.834	35.178	44.238
	ICMM	30	16.932	22.799	30.764	40.674	53.457
		60	19.109	25.754	34.784	46.030	60.547
Particle diameter	IBSM	30	17.019	22.712	30.371	39.819	51.904
		60	16.970	22.312	29.394	38.005	48.869
	IBLM	30	19.490	26.851	37.076	50.085	67.224
		60	20.786	30.587	45.132	64.857	92.482
Green density	IBML	30	17.739	23.886	32.231	42.614	56.006
		60	20.451	26.179	33.569	42.324	53.099
	IBMH	30	20.375	26.789	35.292	45.630	58.674
		60	17.873	25.519	36.528	51.026	70.773
Pure iron	1P1S-A	60	16.865	26.851	42.890	66.363	101.731
Pre-alloy	1P1S-B	60	17.107	25.585	38.375	55.992	81.041
Partially alloy	1P1S-C	60	14.580	22.491	34.802	52.277	77.847

30 : Roller with a diameter of 30mm

60 : Roller with a diameter of 60mm

3.4.2 気孔間距離

気孔の面積と形状から求めた幾何学的重心の位置をその気孔の存在する位置と定義するとき、任意の気孔の位置からその周りにおける気孔の位置との距離のうちで最短の距離で気孔間距離を表している。図 3-47 に気孔間距離の分布に及ぼす硬化層深さ、粉末粒子径、圧粉密度、原料粉のそれぞれの影響因子について、気孔間距離の分布状態を対数正規確率紙上に示す。表 3-12 は、気孔間距離の分布が対数正規分布に従うとしたときの平均および各累積確率での気孔間距離を示している。

まず、硬化層深さの影響に関しては、直径 60mm ローラでは硬化層深さが最も深いローラ ICMM60 の気孔間距離の分布は長い距離の割合がやや高いが、ローラ IAMM60 とローラ IBMM60 の気孔間距離の分布はほぼ同じである。粉末粒子径の影響に関しては、最も大きい粉末粒子径から造られたローラ IBLM はほかのローラよりも長い距離の割合が高い。しかし、最も小さい粉末粒子径から造られたローラ IBSM とローラ IBMM では気孔間距離の分布はほぼ同じであった。粉末粒子径が小さくなっても気孔間距離はあまり変わらないといえる。圧粉密度の影響に関しては、最も圧粉密度の高いローラ IBMH の気孔間距離は、ほかのローラに比べ長い距離の割合が高い。また、ローラ直径にかかわらず最も圧粉密度の低いローラ IBML とローラ IBMM の分布はほぼ同じである。表から同じ影響因子における直径 30mm ローラと直径 60mm ローラの気孔間距離を比較すると、影響因子にかかわらず概して直径 30mm ローラの気孔間距離は直径 60mm の気孔間距離よりも短い傾向にある。これは、気孔の大きさとローラ直径の関係と同じ傾向であることから、粉末焼結ディスク素材自身の気孔分布のばらつきに起因しているといえる。原料粉の影響に関しては、3種類のローラの間で顕著な分布の違いはない。気孔間距離は硬化層深さの影響をあまり受けておらず、概して粉末粒子径と圧粉密度に影響を受けるといえる。

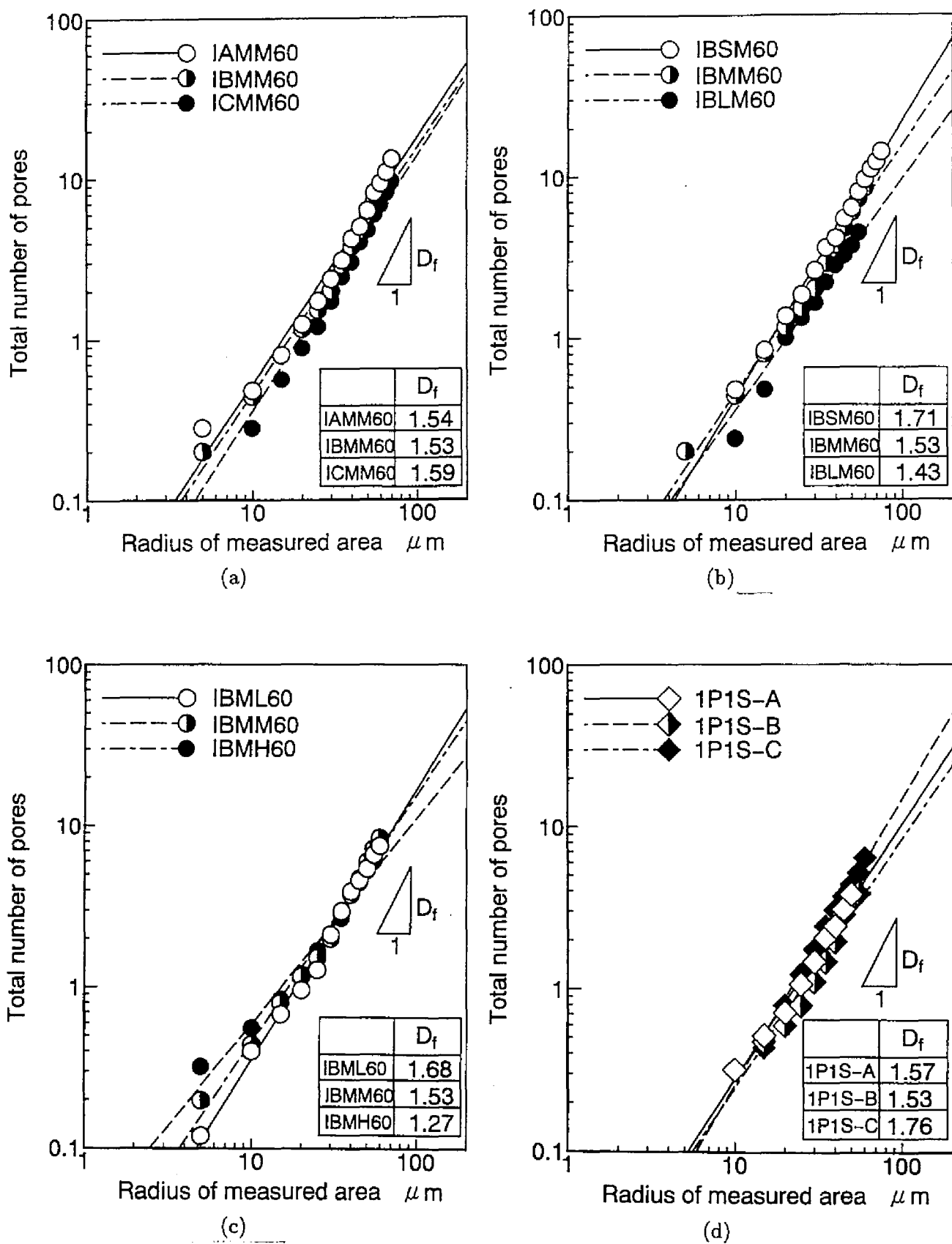


図 3-48 フラクタル次元で表した気孔の密集度 (a) 硬化層深さの影響, (b) 粉末粒子径の影響, (c) 圧粉密度の影響, (d) 原料粉の影響

粉末粒子径が大きく、圧粉密度が高いローラの気孔間距離の分布は、長い距離の割合が高くなるが、粉末粒子径が小さく、圧粉密度の低いローラでは必ずしも長い距離の割合が低くならなかった。気孔間距離の分布は原料粉の影響をあまり受けていなかった。

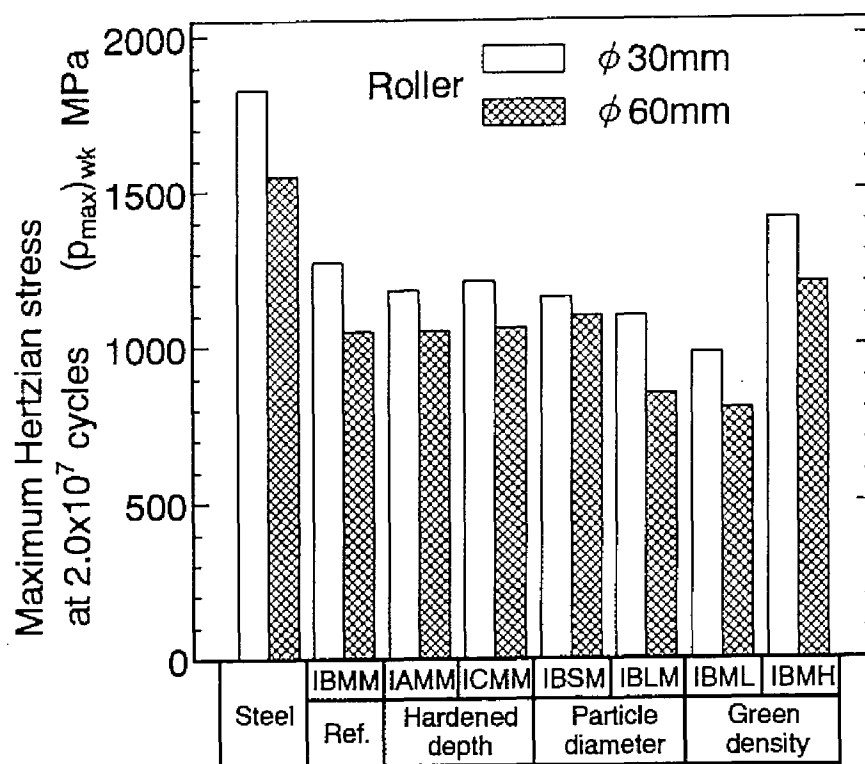
3.4.3 フラクタル次元による気孔の密集度

図3-48に各種影響因子について、ある半径の円内に存在する気孔の総数とその測定円の半径との関係、すなわちフラクタル次元による気孔の密集度 D_f を示す。 D_f は、その値が大きくなれば気孔が密集していることを意味している。

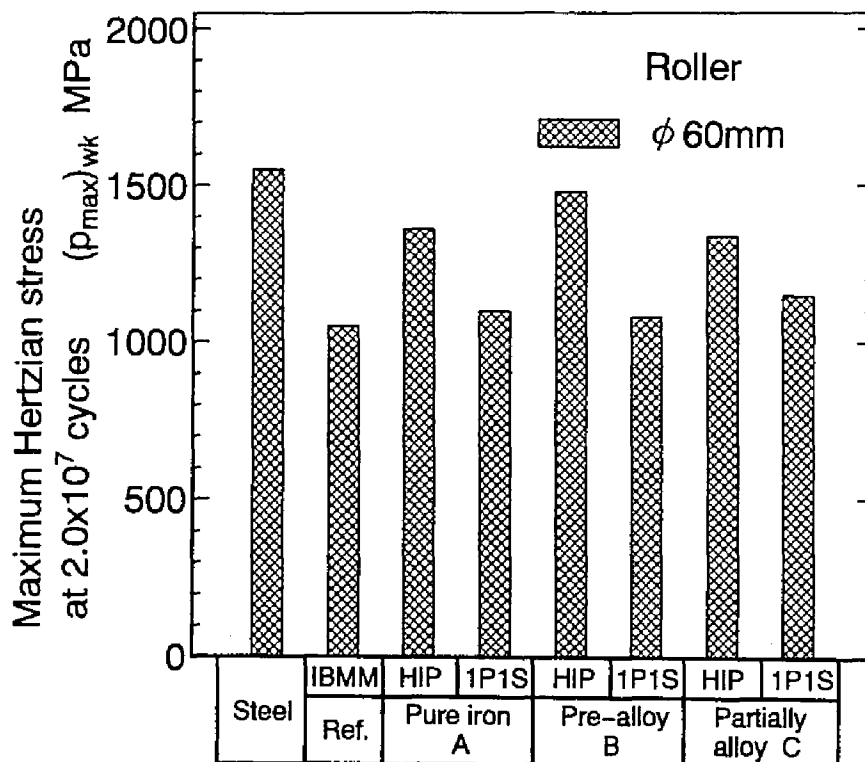
まず、硬化層深さの影響については、硬化層深さが異なってもほぼ同様な値であり、 D_f はおよそ1.5程度である。粉末粒子径の影響については、粉末粒子径の小さいローラほど D_f の値は高くなっている。圧粉密度の影響については圧粉密度が低くなるほど D_f の値は高くなっている。すなわち、粉末粒子径が小さく、圧粉密度が高いローラほど気孔が密集して存在する傾向にあるといえる。原料粉の影響については、拡散型合金鋼粉である原料粉Cから造られたローラ1P1S-Cが最も D_f の値が高くなっており、原料粉の違いによって気孔の密集度が異なることがわかる。

3.5 気孔分布と面圧強さの関係

図3-49に本章で得られた各種要因の影響に対するローラの面圧強さ $(p_{max})_{wk}$ を示す。また、図中には鋼製高周波焼入れローラの結果⁽⁴³⁾も合わせて示す。直径30mmローラと直径60mmローラを比較すると、硬化層深さ、粉末粒子径、圧粉密度の各影響因子ともに、同じ種類のローラであれば直径30mmローラの面圧強さが高くなっている。この原因としては、直径30mmローラでは、直径60mmローラよりも小さい気孔の割合がわずかに高いことも考えられる。しかし、表面硬化された鋼製ローラの滑り・転がり接触疲れ試験の結果でも小さい直径のローラほどその面圧強さは高くなっており寸法効果が現れていた⁽³⁵⁾ことを考慮すると、粉末焼結ローラにおいても小さい直径のローラの面圧強さがより高くなる原因は気孔分布の違いと寸法効果の両者に起因するものと考えられる。硬化層深さの影響に関しては、硬化層深さにかかわらず気孔分布はほぼ同じであるので、面圧強さに顕著な差はなく、表面硬さに違いがあった直径30mmローラでは表面硬さの高いローラほど面圧強さは高くなっている。粉末粒子径の影響に関しては、大きい気孔と気孔間距離の長い割合が高く、そして気孔の密集度が低い気孔分布を有するローラIBLMの面圧強さが最も低くなっている。しかし、最も小さい気孔の割合が高いローラIBSMの面圧強さは、ローラIBSMよりも大きい気孔の割合が高いローラIBMMの面圧強さよりも必ずしも高くなっている。ローラIBSMは小さい気孔の割合が最も高いが、ローラIBSMの気孔の密集度はローラIBMMよりも高いために、粉末粒子間の結合力が低下していたと考えられる。そのために、ローラIBSMの面圧強さはローラIBMMに比べて顕著に上昇しなかったと考えられる。圧粉密度の影響に関しては、小さい気孔の割合が高く、そして気孔の密集度が低いローラIBMHの面圧強さが最も高くなっている。そして、大きい気孔の割合が高く、気孔の密集度が高いローラIBMLの面圧強さは最も低くなっている。焼結方法と原料粉の種類の影響に関しては、気孔が存在する1P1S焼結ローラは、気孔が存在しないHIP焼結ローラよりも面圧強さは劣っている。1P1S焼結ローラでは、拡散型合金鋼粉から造られたローラ1P1S-Cはほかのローラに比べわずかに気孔が小さく、気孔の密集度も低いために、面圧強さが



(a)



(b)

図 3-49 各影響因子と面圧強さ $(p_{max})_{wk}$ の関係 (a) 硬化層深さ, 粉末粒子径と圧粉密度の影響, (b) 焼結方法と原料粉の影響

高くなったと考えられる。以上のことから、気孔分布の観点から粉末焼結ローラの面圧強さを高めるためには、小さい気孔の割合が高く、気孔の密集度が低くなる焼結条件を選べばよいことになる。

3.6 結言

本章では、高周波焼入れ粉末焼結ローラの面圧強さに及ぼす高周波焼入れ条件、原料粉の粉末粒子径、焼結材の密度、焼結方法そして原料粉の種類の各種要因の影響を調べるために、17種類の高周波焼入れ粉末焼結ローラを用いて、滑り・転がり接触疲れ試験を行った。そして、粉末焼結ローラの面圧強さに及ぼす高周波焼入れ硬化層深さ、粉末粒子径、圧粉密度ならびに焼結方法と原料粉の影響を明らかにし、各種要因の影響と気孔分布の関係ならびに面圧強さと気孔分布の関係について考察した。得られた主な結論を要約すると次のとおりである。

- (1) 硬化層深さはローラの面圧強さに影響を及ぼさず、概してローラ表面硬さが高いローラほど面圧強さが高くなる傾向にあった。したがって、ある値以上の硬化層深さを有していれば、ローラの面圧強さは表面硬さに依存するといえる。
- (2) 粉末粒子径が大きくなるほどローラの面圧強さは低下するが、逆に粉末粒子径を小さくしても顕著な面圧強さの上昇は認められなかった。粉末粒子径を小さくするとその粒子間の結合力が低下するために、粉末粒子径を小さくしても面圧強さは上昇するとは限らない。
- (3) 圧粉密度を高めるとローラ内部に存在する気孔の数が減少するために、圧粉密度が高くなるにつれローラの面圧強さは高くなった。
- (4) 気孔が存在しないHIP焼結ローラは気孔が存在する常圧焼結（1P1S）ローラよりも面圧強さは高く、また、HIP焼結ローラの面圧強さは鋼製ローラの面圧強さとほぼ同じであった。すなわち、HIP焼結によれば、常圧焼結では存在する気孔が除去できるために、HIP焼結ローラの面圧強さは鋼製ローラの面圧強さとほぼ同じになったといえる。
- (5) ローラの面圧強さが優れている原料粉の種類は焼結方法によって異なり、HIP焼結ローラではプレアロイ型合金鋼粉であり、1P1S焼結ローラでは拡散型合金鋼粉であった。これは主に、ローラ内部の気孔の有無と原料粉に起因する高周波焼入れ層内の組織の違いが原因であると考えられる。
- (6) すべてのローラの損傷形態は、ローラ内部からき裂が発生し、そのき裂がローラ表面とほぼ平行にローラ内部を伝ばし、最終的にローラ表面がはく離するスポーリングであった。HIP焼結ローラ以外のローラについてはローラ内部に存在した気孔を起点としてき裂が発生すると考えられ、一方、HIP焼結ローラでは気孔がないために材料組織の欠陥を起点としてき裂が発生すると考えられる。
- (7) 疲れ試験中のローラ表面の粗さについては、疲れ試験初期において粗さは減少するものの、その後疲れ試験が進んでも一定の粗さの値で推移し、スポーリング損傷発生時に粗さは増加する傾向にあった。疲れ試験中のローラ表面の残留応力変化については、疲れ試験初期においてローラ円周方向では圧縮の残留応力が減少し、ローラ軸方向では圧縮の残留応力が増加した。その後疲れ試験が進んでもほぼ一定の値で残留応力は推移し、スポーリング損傷発生時には軸方向では圧縮の残留応力が減少する傾向にあった。

- (8) 硬化層深さは気孔分布に影響を及ぼさなかった。粉末粒子径が大きくなると大きい気孔の割合が高く、気孔の密集度が低くなった。圧粉密度が高くなると小さい気孔の割合が高くなり、気孔の密集度が低下するようになった。圧縮性の高い拡散型合金鋼粉は、純鉄粉とブレアロイ型合金鋼粉に比べわずかではあるが小さい気孔の割合が高く、気孔の密集度は高くなっていた。面圧強さと気孔分布の関係については、小さい気孔の割合が高く、気孔の密集度が低いローラほどその面圧強さは増加する傾向にあった。しかし、小さい気孔の割合が高くて気孔の密集度が高いローラでは顕著な面圧強さの増加は認められなかった。気孔分布の観点から粉末焼結ローラの面圧強さを高めるためには、小さい気孔の割合が高く、気孔の密集度が低くなる焼結条件を選べばよいことを明らかにした。

第4章

粉末焼結歯車の面圧強さ

4.1 緒言

第3章では、歯車の歯面の接触をモデル化した高周波焼入れ粉末焼結ローラの面圧強さに及ぼす各種要因の影響について検討した。ローラの疲れ試験結果では、小さい気孔の割合が高く、気孔がまばらに分布しているローラほどその面圧強さは高くなり、気孔分布が面圧強さに影響を及ぼすことがわかった。ローラ疲れ試験は滑り・転がり接触する歯面をモデル化したものであるため、歯車とローラの間で、面圧強さに及ぼす各種要因の影響の整合性を確かめる必要がある。そこで、本章では動力循環式歯車試験機により高周波焼入れ粉末焼結歯車の疲れ試験を行い、その面圧強さに及ぼす硬化層深さと粉末粒子径の影響を調べるとともに、高周波焼入れ鋼製歯車についても疲れ試験を行い、粉末焼結歯車と鋼製歯車の面圧強さと損傷形態について比較検討する。さらに、気孔分布の計測を画像処理装置を用いて行い、面圧強さとの関係について考察し、第3章で得られた高周波焼入れ粉末焼結ローラと本章の粉末焼結歯車の間で、面圧強さと損傷形態に及ぼす各種要因の影響にどのような相違があるかについて考察する。

4.2 試験歯車および実験方法

4.2.1 試験歯車

表4-1に試験平歯車対の諸元を、図4-1に試験歯車対の形状および寸法をそれぞれ示す。試験対象歯車を大歯車とし、大歯車は高周波焼入れ粉末焼結歯車である。相手側小歯車は、SCM415鋼製浸炭硬化歯

表 4-1 試験歯車対の諸元

	Pinion	Gear
Module mm	5	
Reference pressure angle	20°	
Number of teeth	15	16
Addendum modification coefficient	0.571	0.560
Tip circle diameter mm	90.71	94.60
Center distance mm	82.55	
Face width mm	18	6
Contact ratio	1.246	
Material	SCM415	Sintered powder metal
Heat treatment	Case-hardening	Induction-hardening
Accuracy*	Class 1	Class 1
Tooth surface finishing	Grinding	

* JIS B 1702

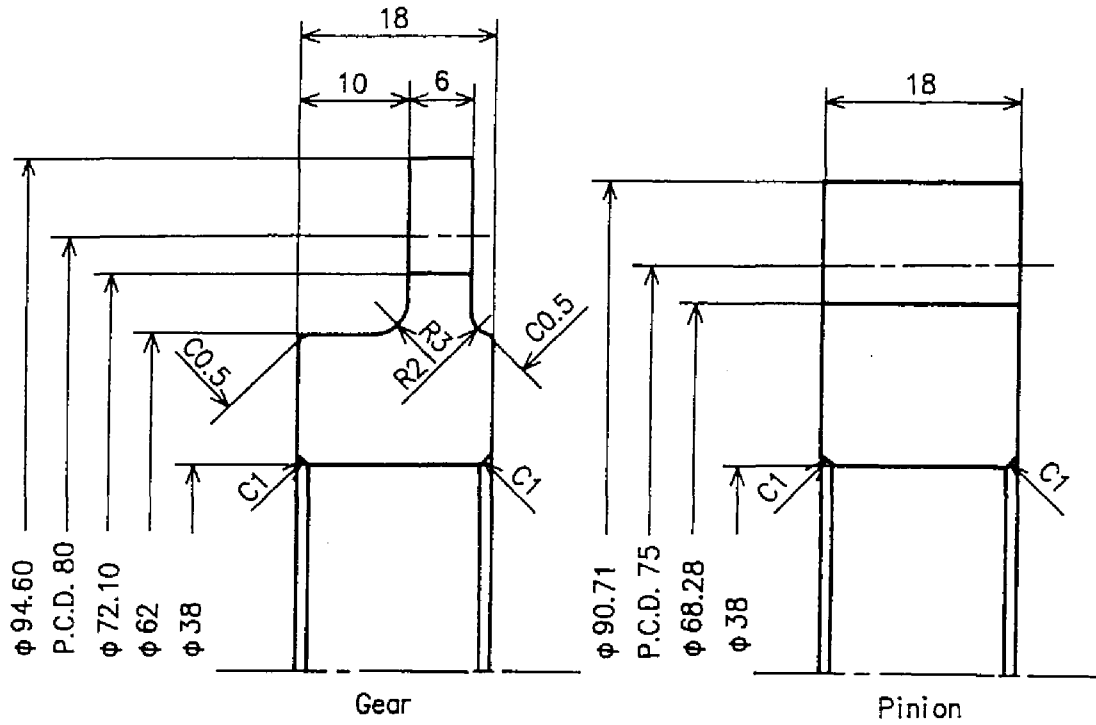


図 4-1 試験歯車対の形状および寸法

車である。試験歯車対はモジュール5，基準圧力角 20° ，軸間距離82.55 mmを有する平歯車対で，歯数比は16/15，かみあい率は1.246である。大歯車を損傷形態および疲れ強さに関する実験対象歯車とするので，小歯車の歯幅を大歯車の歯幅よりも広く設計した。JIS B 1702による歯車精度は，浸炭硬化後に歯面を研削仕上げした小歯車では1級であり，高周波焼入れ後に小歯車と同様に歯面を研削仕上げした粉末焼結大歯車の精度も1級であった。

大歯車である高周波焼入れ粉末焼結歯車の製造条件などは後述するが，相手側小歯車はSCM415鋼製の丸棒からホブにより歯切りし，浸炭硬化した後歯面を研削した。マイクロピッカース硬度計により測定した小歯車の表面硬さは約800 Hvで，有効硬化層深さは約0.8 mmであった。触針式の粗さ計により測定した小歯車の歯形方向の表面粗さは，ピッチ点付近で約 $2.0 \mu\text{m}R_{max}$ であった。小歯車のヤング率は206 GPa，そしてポアソン比は0.30とした。

図4-2に歯車かみあい中の荷重分担率，ヘルツの最大接触応力比 $(p_{max})_i/p_{max}$ ，相対曲率半径 R_r および滑り率 σ の変化を示す。試験歯車対が幾何学的にかみあっているときの作用線長さ上の各かみあい位置での荷重分担率を石川の式⁽²⁷⁾で求めた。その荷重分担率と歯車接触中の相対曲率半径 R_r を考慮した各かみあい位置でのヘルツの最大接触応力 $(p_{max})_i$ を計算し， $(p_{max})_i$ をかみあいピッチ点でのヘルツの最大接触応力 p_{max} で除して $(p_{max})_i/p_{max}$ を求めた。本歯車対の場合，作用線長さは18.40 mmである。また図には歯車かみあい中の大小歯車の滑り率 σ の変化も付記している。各かみあい位置におけるヘルツの最大接触応力 $(p_{max})_i$ は，式(2.1)で与えられる。また，相対曲率半径 R_r および滑り率 σ は，式(2.3)および式(2.4)で与えられる。本章での試験歯車対の場合，かみあい率は1.246であるので，かみあい始めとかみあい終わりでは2対かみあいとなり，かみあいピッチ点付近では1対かみあいとなる。したがって，荷重分担率は1対かみあい域では1.0となる。また，2対かみあい域での荷重分担率は約0.5である。相対曲率半径 R_r は，かみあい始めから増加し，1対かみあいのかみあいピッチ点

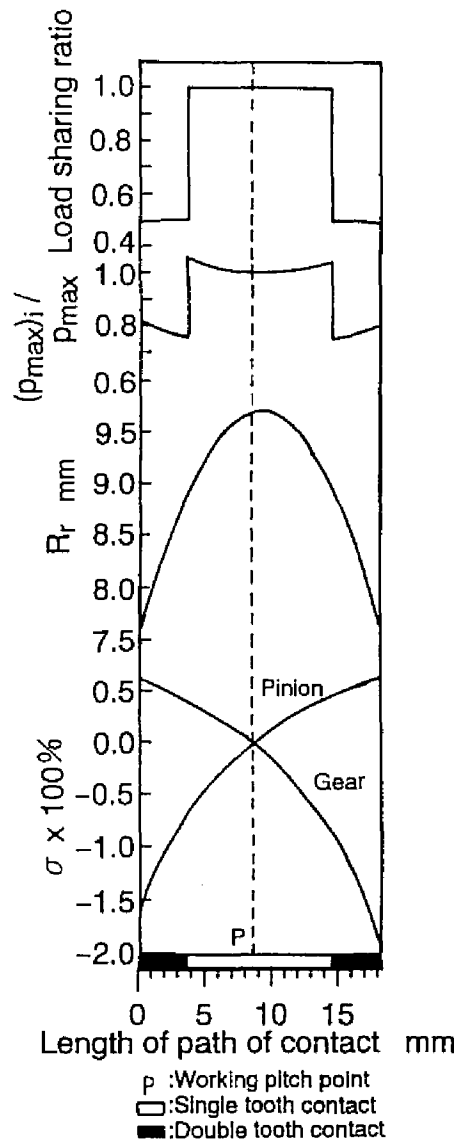


図 4-2 歯車のかみあい中における荷重分担率，ヘルツ応力比，歯面相对曲率半径および滑り率の変化

付近で最高となり，かみあい終わりへ行くにしたがい減少している．かみあいピッチ点での R_r は 9.71 mm である．ヘルツの最大接触応力比 $(p_{max})_i / p_{max}$ は，1 対かみあい域では 1.0 に近い値で， $(p_{max})_i$ は p_{max} とあまり大差がない．そこで，かみあいピッチ点でのヘルツの最大接触応力 p_{max} を本実験での負荷の基準とした．大歯車は被動側であるのでかみあい始めの歯末の面では正の滑り率であり，かみあい終わりの歯元の面では負の滑り率となる．負の滑り率はかみあい終わりで最大となり，その値は約 -1.9% である．相手側小歯車は駆動側であるので，かみあい始めの歯元の面では負の滑り率，そしてかみあい終わりの歯末の面では正の滑り率となる．

4.2.2 実験方法

図 4-3 に動力循環式歯車試験機を示す．試験機は第 2 章で示した歯車試験機と同様であり，歯数比と中心距離を等しくする 2 組の歯車対のそれぞれをねじり軸で結んでいる．このねじり軸のうち小歯車側の軸には，トルク負荷用カップリングが取り付けられており，重錘式レバーによりトルクを負荷した状態でカップリングを結合することにより，歯車に負荷を加えることができる．コップ式無段変速機を介して三相誘導電動機の動力が動力伝達用やまば歯車を駆動し，入力動力はやまば歯車対と試験平歯車対の

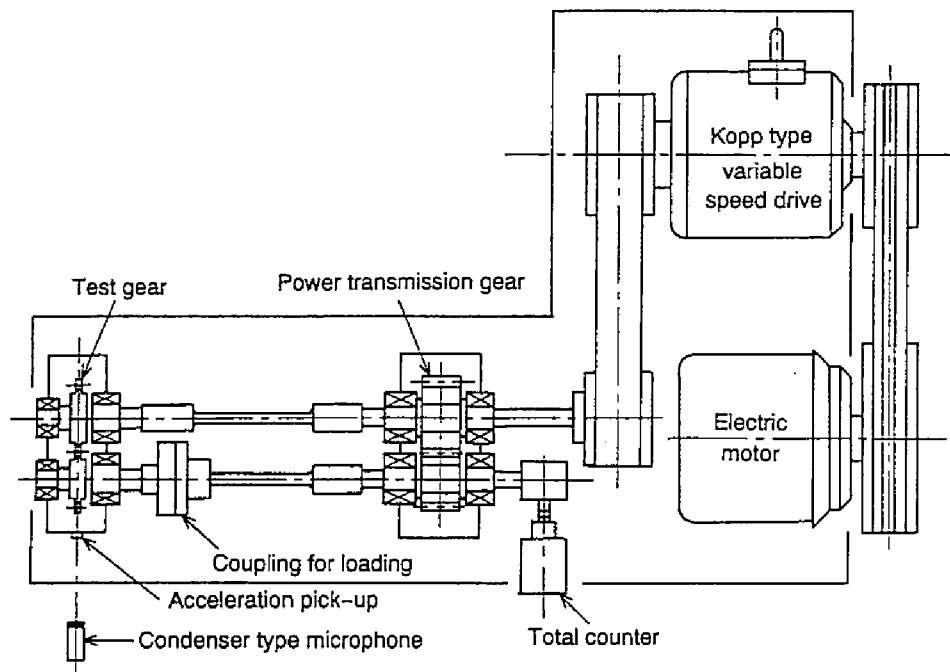


図 4-3 試験機の概略

歯車列内を循環する。第2章の試験機と異なるのは軸間距離であり、軸間距離は82.55 mmである。この歯車試験機を用いて、大歯車を被動側とし、大歯車回転速度 $n_2 = 1800$ rpmで疲れ試験を行った。潤滑油には第3章のローラの疲れ試験で使用した潤滑油と同じEP 3090ギヤ油を使用した。疲れ試験中は油温を 313 ± 5 Kに制御し、歯車かみ込み側より750 ml/minの割合で潤滑油を圧力給油した。試験機には振動感受スイッチが取り付けられており、試験歯車に損傷が生じ、それに起因して試験機の振動が大きくなれば自動停止するようスイッチを調整した。試験機が自動停止したとき、歯が折損した場合には歯が1枚程度折損していた。また、ピッチングやスポーリングなどにより歯面がはく離して損傷する場合には、歯面のはく離面積が歯車対の総接触面積の約5%以上に達していた。歯車破壊寿命の定義については、歯が折損した場合には試験機の自動停止時の大歯車繰返し数を大歯車破壊寿命とし、歯面にはく離が生じたために試験機の運転が困難になる場合には、歯車対の総接触面積に対するはく離面積の比が5%に達したときの大歯車繰返し数を大歯車破壊寿命とした。総接触面積 A_t とは、小歯車および大歯車の歯面のインボリュート長さをそれぞれ l_1 , l_2 、小歯車および大歯車の歯数をそれぞれ z_1 , z_2 、有効接触歯幅を b とすると、 $A_t = b(z_1 l_1 + z_2 l_2)$ で表され、本歯車対の場合、 $l_1 = 10.11$ mm, $l_2 = 9.55$ mmであるので、 $A_t = 1827$ mm²となる。

疲れ試験時の所定の大歯車繰返し数ごとに、レプリカ法による大歯車の歯面観察、大歯車と小歯車の歯形測定および歯面はく離面積の測定を行った。レプリカ法による歯面観察とは、歯面に酢酸メチルを滴下し、厚さ0.034 mmのアセチルセルロースフィルムを歯面上に置き、酢酸メチルとの化学反応により歯面表面状態をアセチルセルロースフィルムに転写して、そのフィルムを観察する方法である。歯面のはく離面積の測定については、歯面に転写剤（鉛丹：酸化鉛から造られた顔料）を塗布し、セロハンテープを歯面に押しつけて、はく離した歯面の様相をテープに転写し、視野に円（最小読み取り直径0.1 mm）が刻まれた倍率10倍のルーペを用いて、テープに転写した歯面のはく離の面積を円の面積に置き換えて測定した。

4.3 面圧強さに及ぼす各種要因の影響

4.3.1 硬化層深さの影響

高周波焼入れ粉末焼結歯車の面圧強さに及ぼす硬化層深さの影響を調べるために、動力循環式歯車試験機を用いて、異なる条件で高周波焼入れを施した3種類の粉末焼結歯車の疲れ試験を行い、その面圧強さと損傷形態に及ぼす硬化層深さの影響について考察する。

4.3.1.1 粉末焼結歯車

表4-2に高周波焼入れ粉末焼結歯車の製造条件を示す。原料粉にはMn-Cr-Mo系プレアロイ型合金鋼粉を使用し、原料粉の粉末粒子径は75~106 μm である。原料粉には黒鉛とステアリン酸亜鉛を混合した。直径100 mmの焼結ディスク素材となるように、混合した原料粉を金型に充填し、64 kN/cm^2 で成型圧縮を行った。成形されたディスク素材の圧粉密度は6.9 g/cm^3 である。窒素ガス雰囲気中において、焼結温度1403 Kの条件でディスク素材を30分間焼結した。上記条件は、第3章に示した粉末焼結ローラと同じである。ホブ切りにより焼結ディスク素材を歯車に加工し、表に示す3種類の条件で高周波焼入れを歯車に施した。高周波焼入れ時間の短い大歯車から順に、IAMMG, IBMMG, ICMMGと表す。歯面研削により大歯車の歯面を最終仕上げした。ピッチ点付近での歯形方向の歯面粗さは、およそ3.0 $\mu\text{m}R_{max}$ であった。なお、引張試験の結果得られた粉末焼結材のヤング率は152 GPa, ポアソン比は0.25であった。

図4-4に3種類の大歯車のかみあいピッチ点近傍の歯面において歯面法線方向に測定した硬さ分布を示す。硬さの測定にはマイクロビカース硬度計を用い、測定荷重0.98 N (100 gf), 負荷時間30 sの条件で測定を行った。3種類の大歯車の測定硬さは組織の不均一さや気孔の影響で図に示す平均的な硬さ分布から約±100 Hv程度ばらついていたが、図には平均的な硬さ分布を示している。大歯車IAMMG, IBMMG, ICMMGの表面硬さは、それぞれ590 Hv, 610 Hv, 560 Hvである。全硬化層深さは焼入れ時間が長くなるほど深くなっており、大歯車IAMMG, IBMMG, ICMMGでそれぞれ約2.3 mm, 2.7 mm,

表 4-2 粉末焼結歯車の製造条件 (硬化層深さの影響)

Gear specimen		IAMMG	IBMMG	ICMMG
Powder type		Pre-alloyed powder 0.7% Mn, 1.0% Cr, 0.2% Mo Balance Fe		
Particle diameter	μm	75~106		
Mixing		0.5% Graphite, 0.8% Zinc stearate		
Compacting pressure	kN/cm^2	64		
Green density	g/cm^3	6.9		
Sintering		1403K x 0.5hr in N_2 gas		
Toothed wheel cutting		Hobbing		
Induction-hardening	Frequency	kHz		
	Heating time	s		
	Plate voltage	kV		
	Plate current	A		
	Grid current	A		
Tempering		453K x 2hr		
Tooth surface finishing		Grinding		

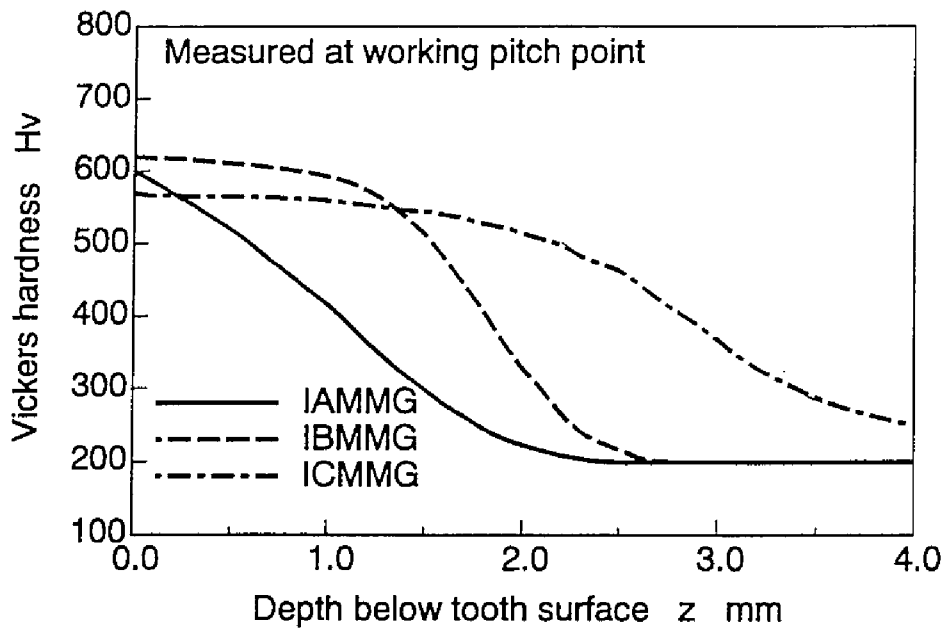


図 4-4 粉末焼結歯車の硬さ分布 (硬化層深さの影響)

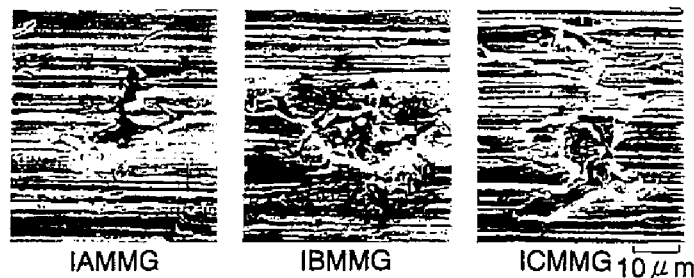


図 4-5 疲れ試験前の歯面性状に及ぼす硬化層深さの影響

4.0 mm である。

図 4-5 に疲れ試験前の 3 種類の大歯車の歯面の走査型電子顕微鏡 (SEM) による観察結果を示す。図の左右の方向は、歯筋方向である。3 種類の大歯車ともに歯筋方向に歯面研削の際に形成された条痕が存在しており、さらに歯面が研削仕上げされた際、歯面の表面層が塑性変形して歯面表面の気孔が覆われているのも観察できる。歯面表面上に存在する気孔の数は少なく、その大きさは 10 μm 程度である。硬化層深さにかかわらず表面上に存在する気孔の様相はほぼ同じであった。

4.3.1.2 面圧強さ

疲れ試験の結果、粉末焼結歯車の歯面には疲れ試験初期から小さなピットが発生し、疲れ試験末期にはかみあいピッチ点付近にスポーリング損傷に分類できる大きなはく離が発生した。そこで、ピッチングおよびスポーリングに起因する歯面のはく離面積を疲れ試験中に測定し、試験歯車対の総接触面積 A_t (本試験歯車対の場合 $A_t = 1827 \text{ mm}^2$) に対するはく離の総面積 A_p の比 A_p / A_t で表されるはく離面積率を求めた。図 4-6 に大歯車繰返し数 N_2 に伴うはく離面積率の変化を示す。ヘルツの最大接触応力 p_{max} が高いほど、より少ない大歯車繰返し数ではく離が現れ、急激にはく離面積率が増加する傾向にある。しかし、硬化層深さが異なっても、はく離面積率の増加の様子はほぼ同じである。このはく離面積率と大歯車繰返し数の関係を用いて、はく離面積率が 5% に達したときの大歯車繰返し数を求め、その

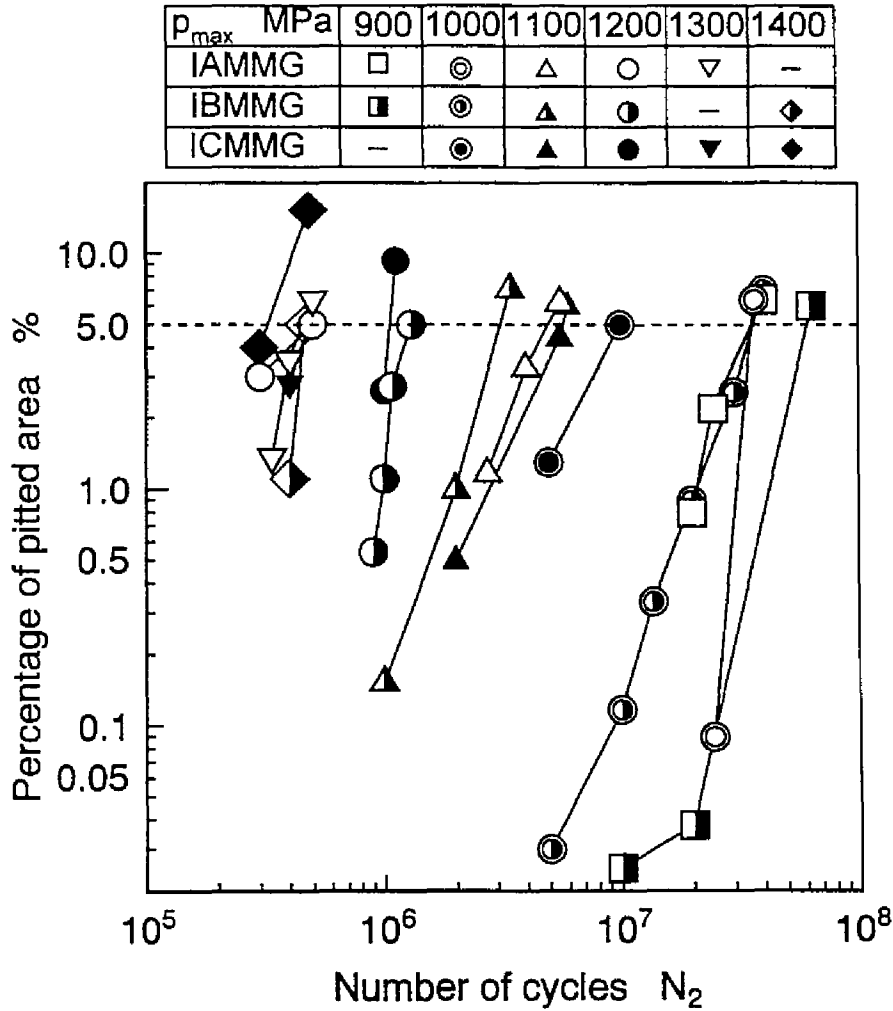


図 4-6 疲れ試験中のはく離面積率の変化 (硬化層深さの影響)

大歯車繰返し数を大歯車破壊寿命とした。

図 4-7 にかみあいピッチ点でのヘルツの最大接触応力 p_{max} と大歯車破壊寿命 N_2 との関係を示す。大歯車繰返し数 $N_2 = 2.0 \times 10^7$ を寿命とするヘルツ応力を面圧強さ $(p_{max})_{wk}$ とすると、大歯車 IAMMG, IBMMG, ICMMG それぞれの $(p_{max})_{wk}$ は、980 MPa, 1010 MPa, 960 MPa である。硬化層深さが深くなっても面圧強さはほぼ同じであるが、表面硬さが最も高かった大歯車 IBMMG の面圧強さはやや高くなっている。以上のことから、高周波焼入れ粉末焼結歯車の面圧強さは、ある値以上の硬化層深さを有しておれば、硬化層深さよりも表面硬さの影響を受けるといえる。

4.3.1.3 損傷形態

図 4-8 に大歯車 IAMMG, IBMMG, ICMMG それぞれの歯面損傷の様子を示す。いずれの大歯車にも歯面にはピットが観られ、歯面全体にピットが広がっている歯もある。また、ピッチ点付近の歯面中央部には比較的大きいはく離もある。このように、硬化層深さおよびヘルツ応力にかかわらず歯面の損傷の様子はほぼ同じであった。

歯面全体にピットが広がった大歯車の歯面の観察を図 4-9 に示す。図は、 $p_{max} = 1300$ MPa の負荷条件下で損傷した大歯車 IAMMG の歯面の SEM による観察結果である。写真 (a) では、歯面全体に大小様々なピットが存在しており、また歯面中央部のかみあいピッチ点付近の歯面には大きなはく離も観察でき

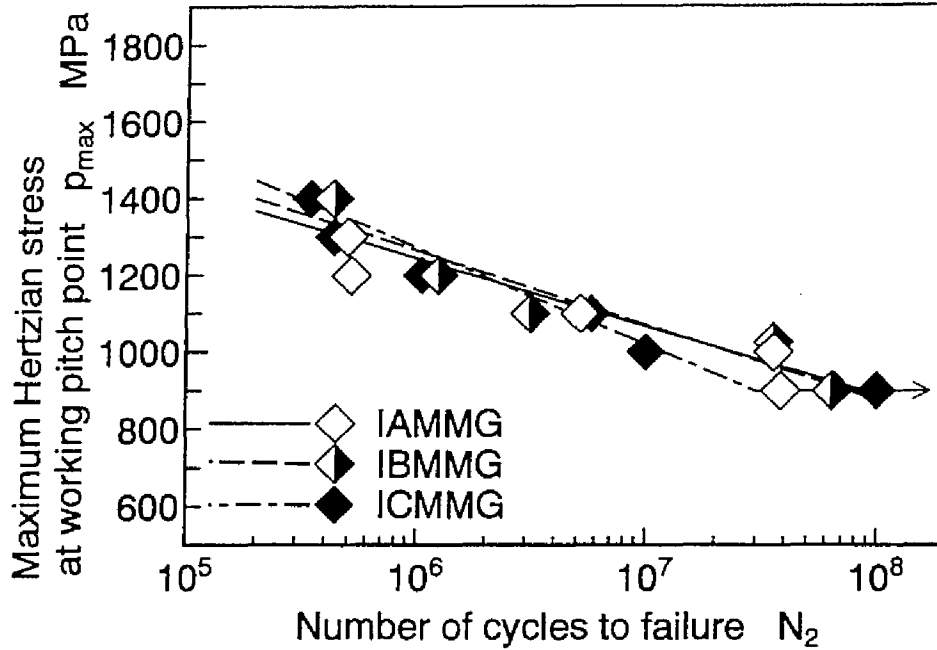


図 4-7 $p_{max} - N_2$ 曲線 (硬化層深さの影響)

IAMMG	IBMMG	ICMMG
$p_{max}=1200\text{MPa}$ $N_2=5.4 \times 10^5$	$p_{max}=1000\text{MPa}$ $N_2=4.0 \times 10^7$	$p_{max}=1100\text{MPa}$ $N_2=6.0 \times 10^6$
$p_{max}=1300\text{MPa}$ $N_2=5.5 \times 10^5$	$p_{max}=1200\text{MPa}$ $N_2=1.3 \times 10^6$	$p_{max}=1200\text{MPa}$ $N_2=1.2 \times 10^6$

図 4-8 損傷歯車の概観

る。歯先部の位置 1 の拡大写真 (b) は、ピット底を示している。ピット底は凹凸の激しい破面であることがわかる。歯面中央部の大きなはく離の破面の拡大である写真 (c) ではタング模様が存在し、大きなはく離を発生させたき裂は歯元方向へ伝ばしていったことが推察できる。また、位置 3 の拡大写真 (d) は、はく離した破面と歯面表面との境界を示している。歯面には小さいピットが存在しており、はく離部の破面は凹凸が激しいことがわかる。拡大写真 (e) は、位置 4 の歯面を示している。歯筋方向に微小なき裂が多数あり、また大きさ数十 μm の小さなピットも観察できる。

大歯車 IBMMG について、かみあいピッチ点付近から歯元にかけてピットが発生していた歯面の SEM による観察結果を図 4-10 に示す。写真 (a) は歯面全体を示しており、図 4-9 と同様に小さなピットとかみあいピッチ点付近に大きなはく離がある。歯先の位置 1 の拡大写真 (b) には、疲れ試験前に存在していた歯筋方向の研削の条痕は消失しているが、相手歯面との滑り・転がり接触による条痕が歯形方向に観

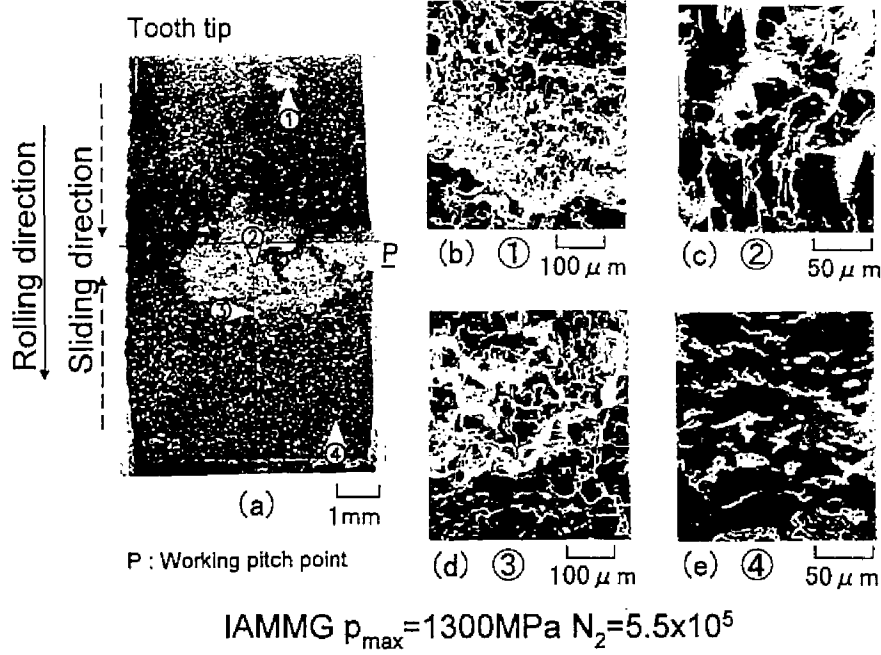


図 4-9 歯面全体にピットが広がった歯面のSEMによる観察

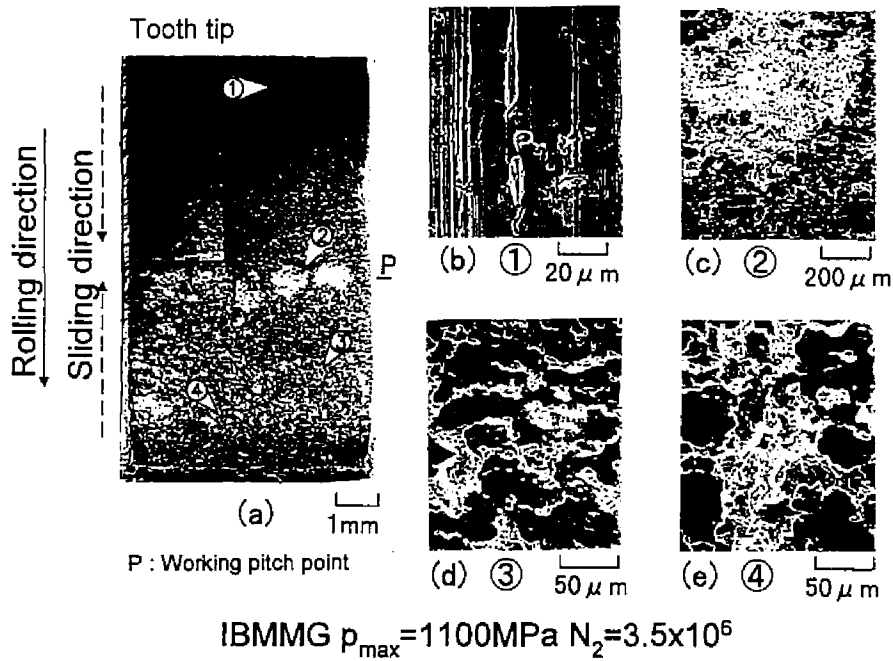


図 4-10 歯元の面付近にピットが存在する歯面のSEMによる観察

察でき、非常に小さいピットも観察できる。写真(c)は位置2の拡大であり、かみあいピッチ点付近の比較的大きな離の底は凹凸の激しい歯面を呈している。歯元の面の位置3の拡大写真(d)では、歯筋方向に微小なき裂と小さいピットが多数ある。写真(e)は位置4の拡大で、ピットの底に原料粉粒子と考えられる大きさの粒子状破面が観察できる。

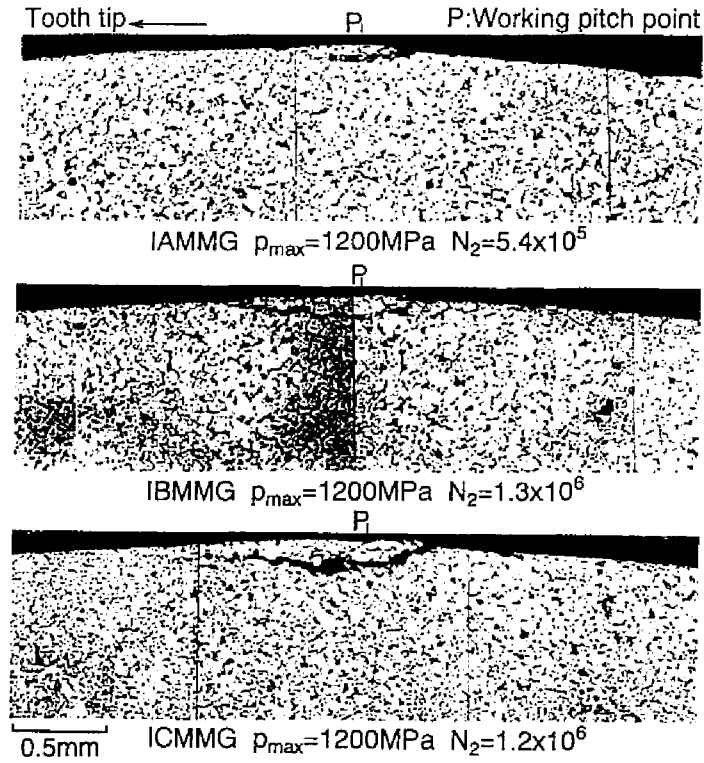


図 4-11 損傷した歯の断面 (硬化層深さの影響)

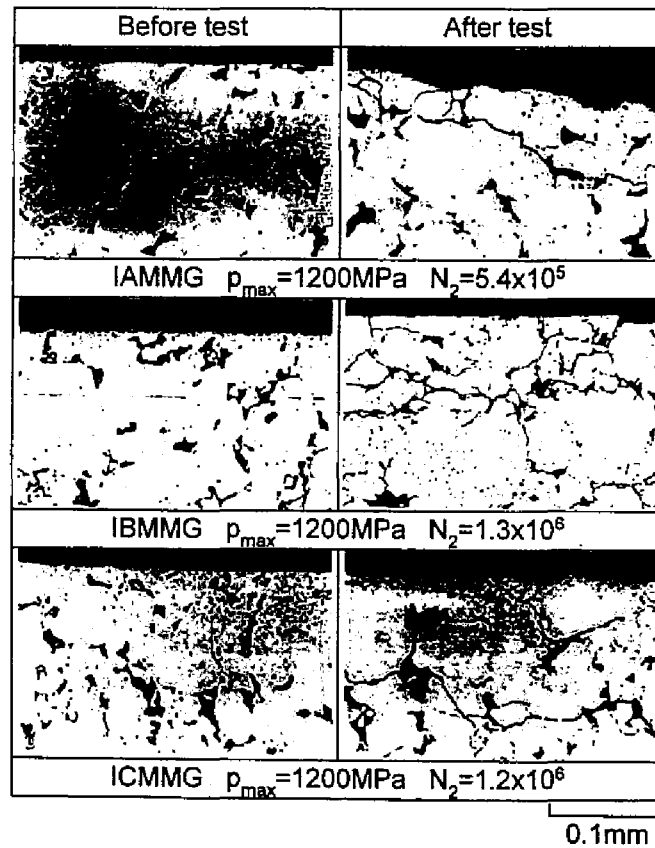


図 4-12 歯の歯面近傍断面 (硬化層深さの影響)

図4-11に $p_{max} = 1200$ MPaの負荷条件下で疲れ試験を行った3種類の大歯車の歯車軸に対して直角な歯の断面をバフにより鏡面研磨し、その断面を光学式顕微鏡により観察した結果を示す。写真中の黒い斑点は気孔である。いずれの硬化層深さの大歯車にも、かみあいピッチ点付近の歯面近傍には歯面とほぼ平行に伝ばしているき裂がある。そのき裂の発生深さは、表面から約100 μm から200 μm である。このようなき裂は、表面硬化された鋼製歯車の歯面損傷に現れるスポーリングき裂(29), (45), (36)と類似している。したがって、本粉末焼結歯車の場合もスポーリングき裂であると考えられる。また、スポーリングき裂はかみあいピッチ点付近だけに観られたことと、歯面のSEMによる観察結果から、かみあいピッチ点での比較的大きな歯面のはく離はこのスポーリングき裂に起因して発生していると考えられる。なお、気孔の分布の様相は、硬化層深さが異なっても同じである。

図4-12に疲れ試験前と疲れ試験後の3種類の歯車の歯面表面付近における歯の断面の観察結果を示す。疲れ試験前の歯では、気孔が多く存在しており、その気孔の中には表面に達しているものもある。疲れ試験後には気孔と気孔を連ねる微小なき裂があり、表面に達しているき裂もある。したがって、先に示したSEMによる歯面観察において歯面に存在していた小さなピットは、微小なき裂が気孔と気孔の間を連ねて伝ばし、それに伴って歯面のはく離が生じると考えられる。

以上の歯車損傷の観察結果から、粉末焼結歯車では、かみあいピッチ点の歯面表面下に発生するスポーリングき裂に起因する大きなはく離と、歯面表面近傍の気孔を連ねて進展するピッチングき裂に起因する歯面の小さいはく離が混在した損傷形態であるといえる。

4.3.1.4 疲れ試験中の歯面変化

図4-13に $p_{max} = 1000$ MPaの負荷条件下で疲れ試験を行った大歯車の疲れ試験中の歯面変化の様相を示す。さらに、図4-13に示した各大歯車の歯に対応する疲れ試験中の歯形変化を図4-14に示す。疲れ試験前の大歯車繰返し数 $N_2 = 0$ では3種類の大歯車ともに、歯面研削に起因する研削の条痕が歯筋方向に存在している。歯面の様相については、疲れ試験初期で研削の条痕は消失しており、歯元の面に小さなピットが発生している。はく離面積率が5%以上に達した最終大歯車繰返し数では、その小さなピットは、かみあいピッチ点から歯元の面あるいは歯面全体に広がる傾向にある。歯面の様相と歯形の関係については、大歯車IAMMGの場合、 $N_2 = 5.0 \times 10^5$ で発生した歯元の面のピットは、 $N_2 = 2.5 \times 10^7$ まで疲れ試験が進行してもあまり変化はない。 $N_2 = 5.0 \times 10^5$ において歯先と歯元で歯形は摩耗により劣化するものの、 $N_2 = 2.5 \times 10^7$ まで歯形は顕著に変化していない。しかし、はく離面積率が5%以上に達した $N_2 = 3.7 \times 10^7$ においてはかみあいピッチ点を越え、歯末の面にまでピットが達している。その $N_2 = 3.7 \times 10^7$ での歯形は、 $N_2 = 2.5 \times 10^7$ での歯形に比べ、かみあいピッチ点で大きく劣化している。大歯車IBMMGの歯形変化の様相については、大歯車IAMMGと定性的には類似しており、歯元の面にピットが現れた際には歯元の歯形は摩耗により劣化しており、歯面全体にピットが広がった $N_2 = 4.0 \times 10^7$ ではかみあいピッチ点近傍で歯形が非常に大きく劣化している。大歯車ICMMGについては、かみあいピッチ点付近の歯形の劣化が大きくなった $N_2 = 5.0 \times 10^6$ で、かみあいピッチ点付近に比較的大きなはく離が存在している。そして、歯面全体にピットが広がった $N_2 = 1.0 \times 10^7$ では、ほかの硬化層深さの大歯車と同様に歯形が大きく劣化している。以上の観察結果から、疲れ試験末期のかみあいピッチ点での歯形の大きな変化は、スポーリングに起因する歯面のはく離によって生じると推察できる。また、

疲れ試験初期から発生していた歯面の小さなピットは、歯面表面下近傍に存在する気孔と気孔の間を連ねるピッチングき裂が伝ばすることにより生じた損傷であると考えられる。疲れ試験中の歯面変化と歯形変化は硬化層深さにかかわらず定性的にはほぼ同じであり、歯面変化と歯形変化には硬化層深さの影響はないといえる。

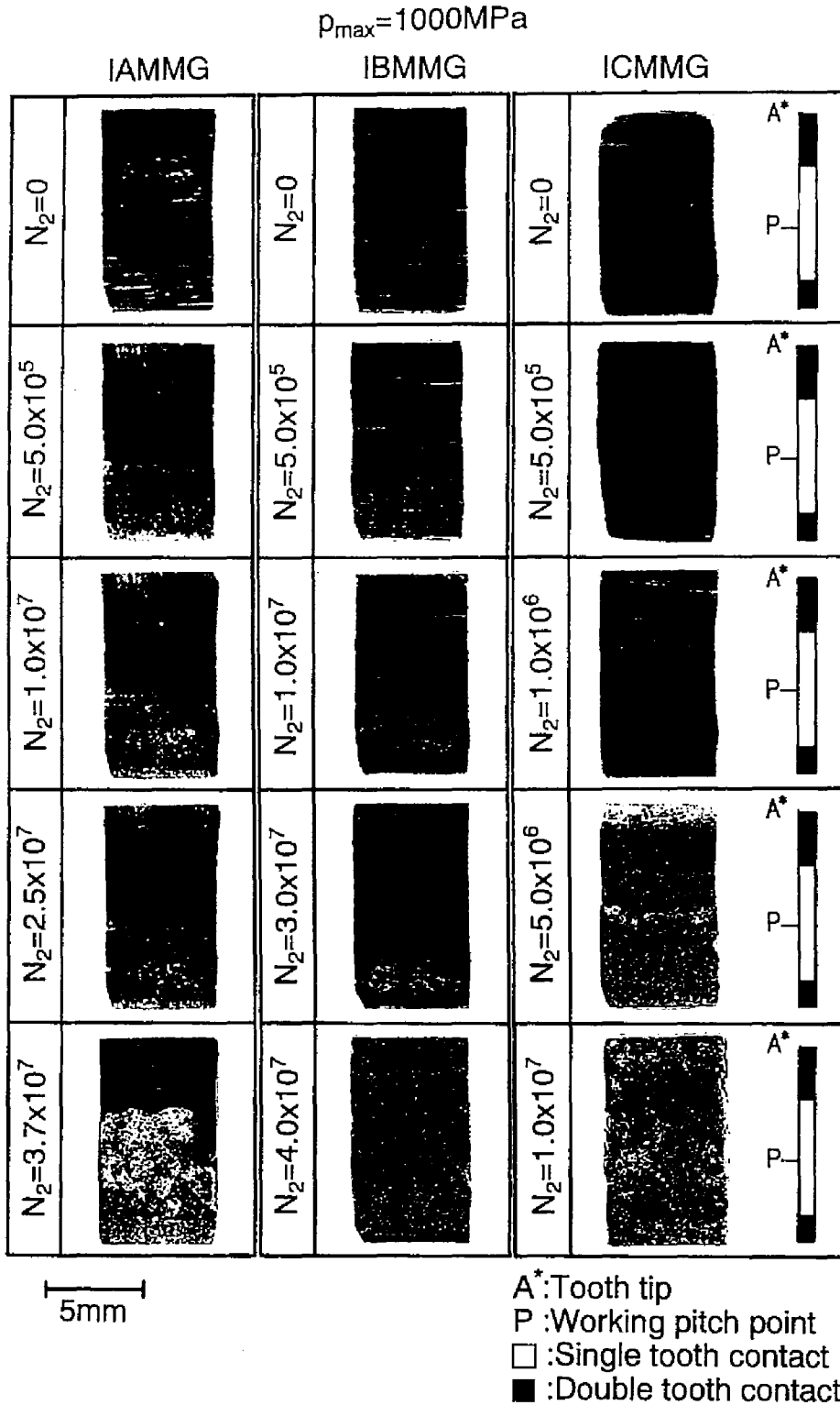


図 4-13 疲れ試験中の歯面の様相 (硬化層深さの影響)

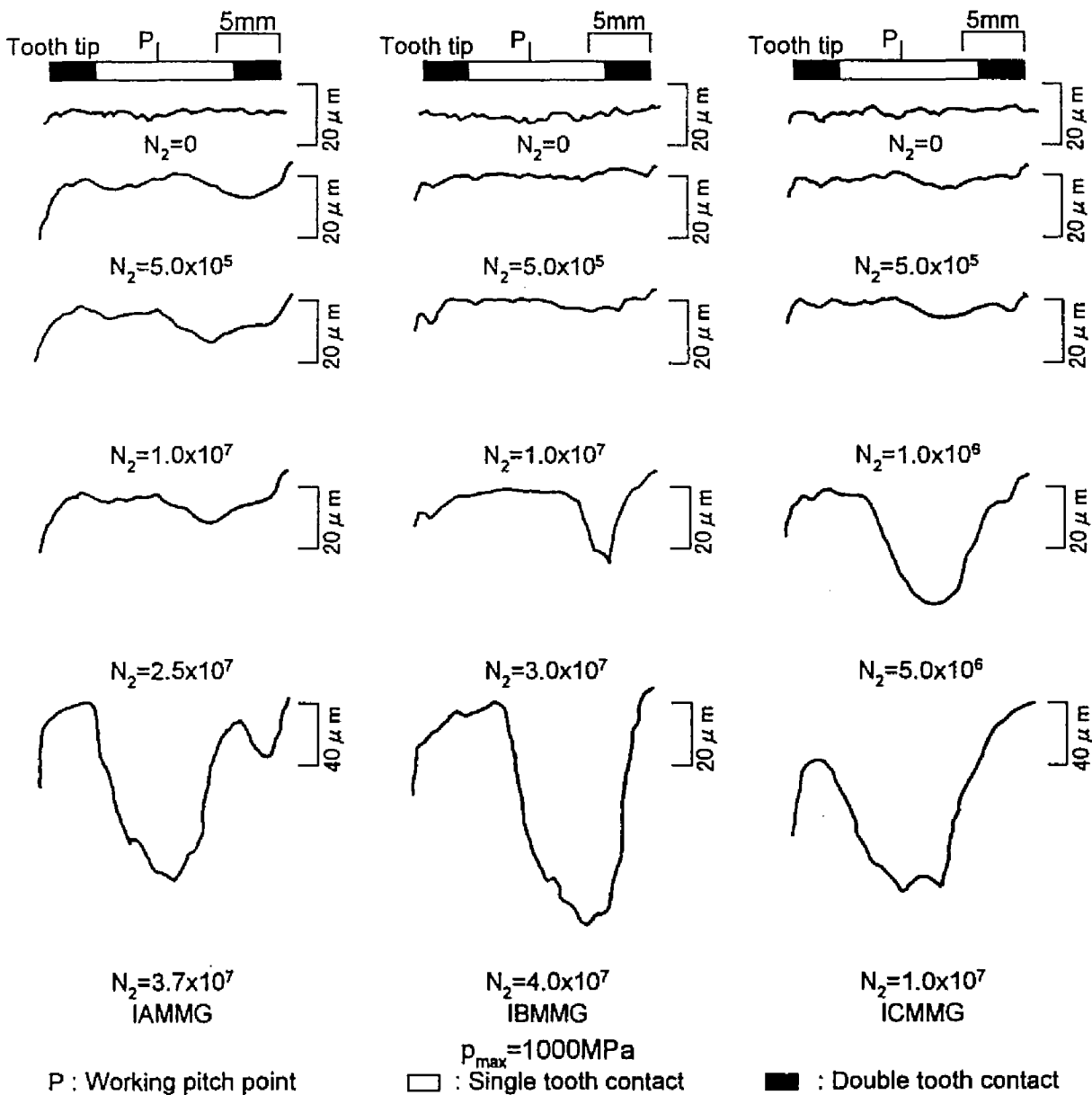


図 4-14 疲れ試験中の歯形変化 (硬化層深さの影響)

4.3.2 粉末粒子径の影響

第3章の粉末焼結ローラの疲れ試験の結果では、原料粉の粉末粒子径が大きくなるほど、大きい気孔がまばらに存在するようになり、ローラの面圧強さは低くなった。しかしながら、粉末粒子径を小さくしても、ローラの面圧強さの顕著な増加は認められなかった。これは、粉末粒子径が小さくなるほど、小さい気孔が密集して存在するため、粒子間の結合力が弱くなることが原因であると考えられた。前小節において粉末焼結歯車の場合、その損傷形態はスポーリングとピッチングを伴う歯面のはく離であり、スポーリングおよびピッチングには気孔が重要な役割を担っていることがわかった。粉末粒子径の大きさが異なるとその気孔分布も異なり、粉末粒子径が粉末焼結歯車の面圧強さと損傷形態に影響を及ぼすことが予想される。そこで、粉末粒子径が異なる3種類の原料粉を用いて粉末焼結歯車を製作し、疲れ試験を行い、面圧強さと損傷形態に及ぼす粉末粒子径の影響について考察する。

4.3.2.1 粉末焼結歯車

表4-3に粉末粒子径の異なる高周波焼入れ粉末焼結歯車の製造条件を示す。原料粉には、粉末粒子径の大きさが異なる3種類のプレアロイ型合金鋼粉を用いた。粉末粒子径の大きさは、45 μm 以下、75 μm ~106 μm 、150 μm ~250 μm の3種類である。それぞれの大きさの原料粉をディスク形状の金型に充填し、粉末粒子径の大きさにかかわらず圧粉密度が6.9 g/cm^3 になるように成形圧を調整した。焼結の後得られた直径100mmのディスク素材をホブにより歯切りし、3種類の粉末粒子径から造られた粉末焼結歯車に同じ条件で高周波焼入れを施した。その後、ピッチ点における歯形方向の歯面粗さがおおよそ3.0 $\mu\text{m}R_{\text{max}}$ となるように歯面研削を行った。粉末焼結歯車は、粉末粒子径の小さい順にIBSMG, IBMMG,

表 4-3 粉末焼結歯車の製造条件 (粉末粒子径の影響)

Gear specimen		IBSMG	IBMMG	IBLMG
Powder type		Pre-alloyed powder 0.7% Mn, 1.0% Cr, 0.2% Mo Balance Fe		
Particle diameter	μm	≤ 45	75~106	150~250
Mixing		0.5% Graphite, 0.8% Zinc stearate		
Compacting pressure	kN/cm^2	69	64	59
Green density		6.9 g/cm^3		
Sintering		1403K x 0.5hr in N_2 gas		
Toothed wheel cutting		Hobbing		
Induction-hardening	Frequency	30 kHz		
	Heating time	7.7 s		
	Plate voltage	8.5 kV		
	Plate current	5.5 A		
	Grid current	1.05 A		
Tempering		453K x 2hr		
Tooth surface finishing		Grinding		

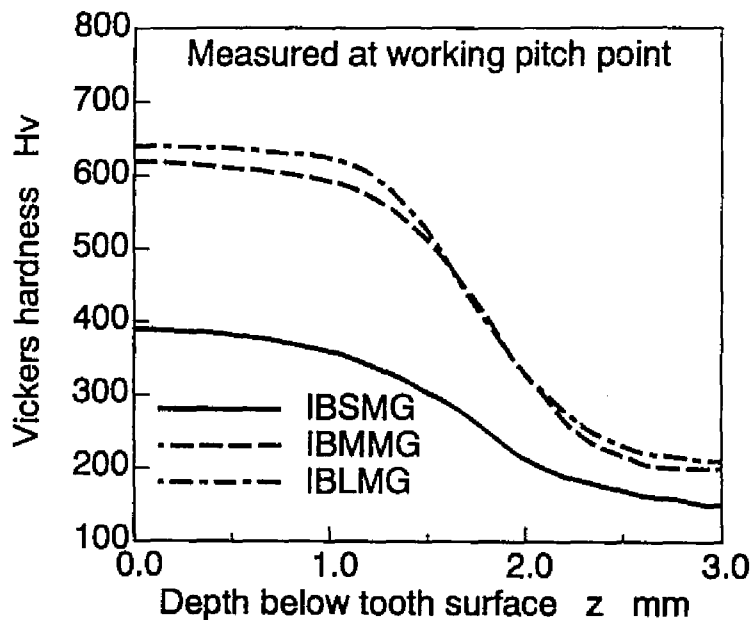


図 4-15 粉末焼結歯車の硬さ分布 (粉末粒子径の影響)

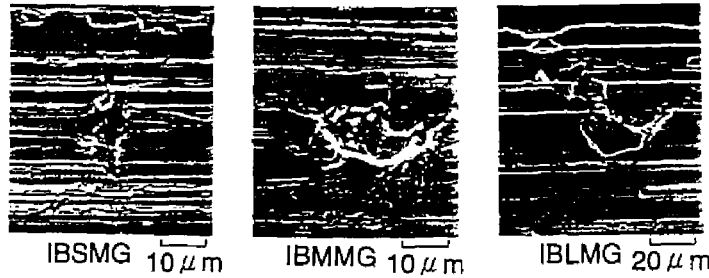


図 4-16 疲れ試験前の歯面性状に及ぼす粉末粒子径の影響

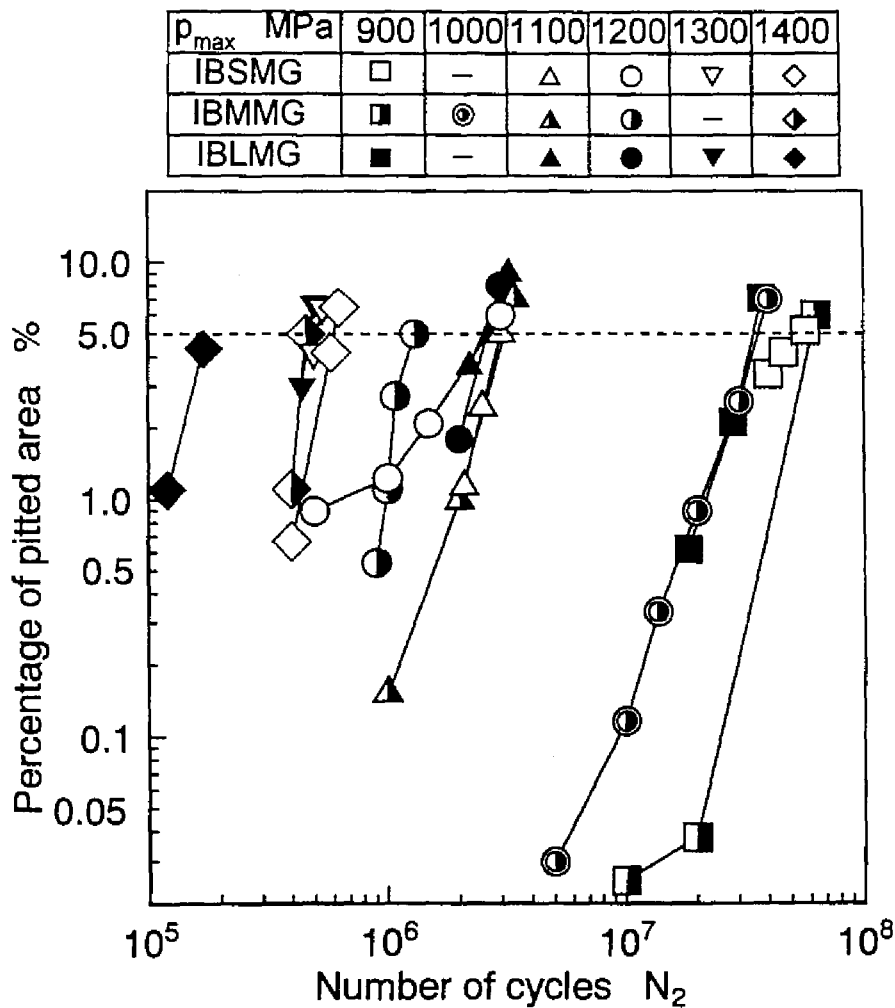


図 4-17 疲れ試験中のはく離面積率の変化 (粉末粒子径の影響)

IBLMG と表す。

図 4-15 に 3 種類の大歯車のかみあいピッチ点近傍の歯面において歯面法線方向に測定した硬さ分布を示す。マイクロビーカー硬度計を用いて硬さの測定を行った。3 種類の大歯車ともに硬さの測定値は、組織の不均一さや気孔の影響で図に示す平均的な硬さ分布よりも ± 100 Hv 程度ばらついていた。ここでは平均的な硬さ分布を示している。表面硬さは大歯車 IBSMG, IBMMG, IBLMG でそれぞれ 390 Hv, 610 Hv, 640 Hv である。全硬化層深さは、粉末粒子径の大きさににかかわらずほぼ同じであり、大歯車 IBSMG, IBMMG, IBLMG でそれぞれ約 2.8 mm, 2.7 mm, 2.7 mm である。大歯車 IBSMG の硬さがほかの大歯車に比べ低いのは、大歯車 IBSMG では小さい気孔が密集して存在していたためであると考え

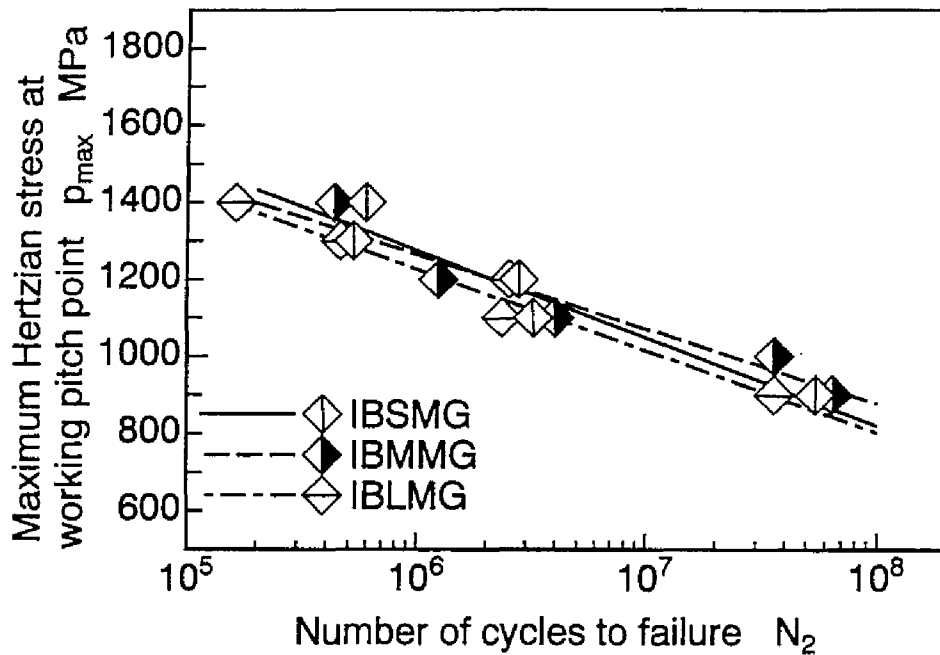


図 4-18 p_{max} - N_2 曲線 (粉末粒子径の影響)

られる。したがって、大歯車IBSMGの硬さの測定値には気孔の影響がほかの大歯車よりも顕著に現れていることから、大歯車IBSMGの原料粉粒子間の結合力はほかの大歯車よりも弱いと考えられる。

図4-16に疲れ試験前の3種類の大歯車の歯面のSEMによる観察を示す。図の左右の方向は、歯筋方向である。3種類の大歯車ともに歯筋方向に研削の条痕と、歯面研削の際に表面層が塑性変形し覆われたと考えられる気孔も存在している。また、大歯車IBLMGの歯面表面に存在する気孔の大きさは、ほかの大歯車よりも大きいことがわかる。しかし、各大歯車ともに図に示すような歯面に観られる気孔の数は少なかった。

4.3.2.2 面圧強さ

図4-17に3種類の大歯車の大歯車繰返し数 N_2 の増加に伴うはく離面積率の変化を示す。3種類の大歯車ともにその損傷形態は、スポーリングとピッチングに起因して歯面がはく離するものであった。ヘルツの最大接触応力 p_{max} が高いほど、大歯車繰返し数に対するはく離面積率の増加割合は大きい傾向にある。また、同じ p_{max} であれば、最も大きい粉末粒子径の大歯車IBLMGのはく離面積率は最も早く5%を越える傾向にある。

図4-18にかみあいピッチ点でのヘルツの最大接触応力 p_{max} と大歯車破壊寿命 N_2 との関係を示す。大歯車繰返し数 $N_2 = 2.0 \times 10^7$ を寿命とするヘルツ応力を面圧強さ $(p_{max})_{wk}$ とすると、大歯車IBSMG, IBMMG, IBLMGの $(p_{max})_{wk}$ は、それぞれ980 MPa, 1010 MPa, 930 MPaである。最も大きい粉末粒子径の大歯車IBLMGの面圧強さは最も低く、時間疲れ強さも最も低い傾向にある。しかし、最も小さい粉末粒子径の大歯車IBSMGでは、それよりも大きい粉末粒子径の大歯車IBMMGよりも面圧強さは高くはない。したがって、粉末粒子径をある程度まで小さくすれば面圧強さの増加が望めるが、あまり粉末粒子径を小さくしても顕著な面圧強さの増加はないといえる。また、この原因としては、大歯車IBSMGでは、小さい気孔が密集しているために、ほかの大歯車よりも原料粉粒子間の結合力が低かった

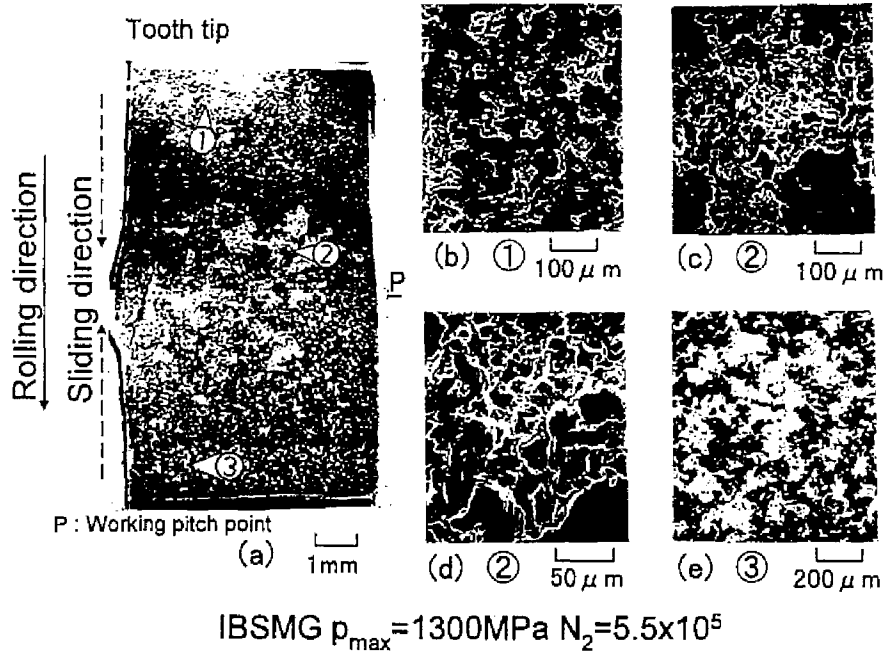


図 4-19 大歯車IBSMG の歯面のSEMによる観察

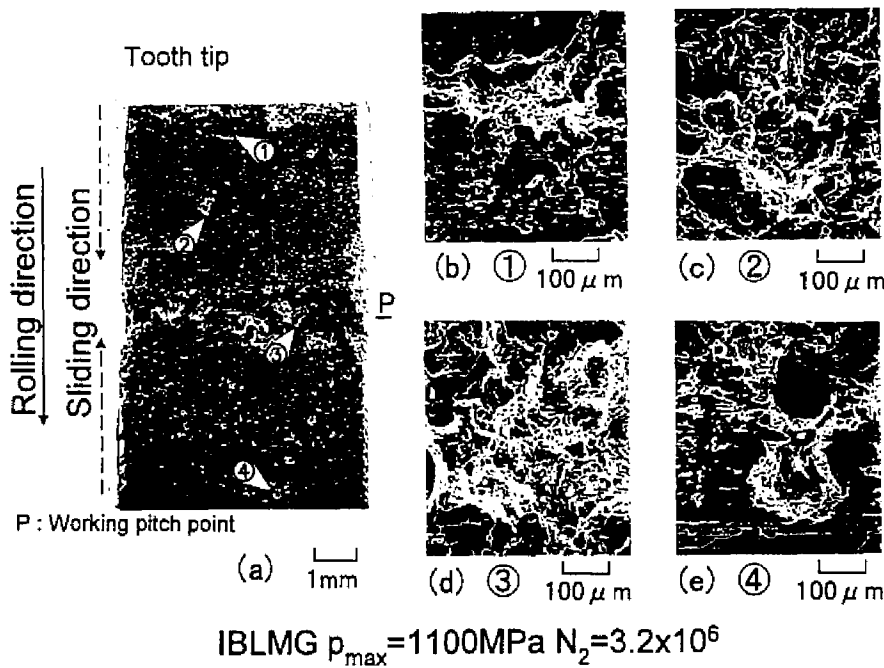


図 4-20 大歯車IBLMG の歯面のSEMによる観察

ことが考えられる。

4.3.2.3 損傷形態

図 4-19 に $p_{max} = 1300 \text{ MPa}$ の負荷条件下で損傷した最も小さい粉末粒子径の大歯車 IBSMG の歯面の SEM による観察結果を示す。また、図 4-20 に $p_{max} = 1100 \text{ MPa}$ の負荷条件下で損傷した最も大きい粉末粒子径の大歯車 IBLMG の歯面の観察結果を示す。両図ともに写真 (a) は歯面全体にピットが広がった歯面の損傷の様相を示しており、粉末粒子径の大きさにかかわらず、歯面には小さなピットとかみあいピッチ点付近には比較的大きなはく離がある。図 4-19 の大歯車 IBSMG の拡大写真 (b) および (e) は歯

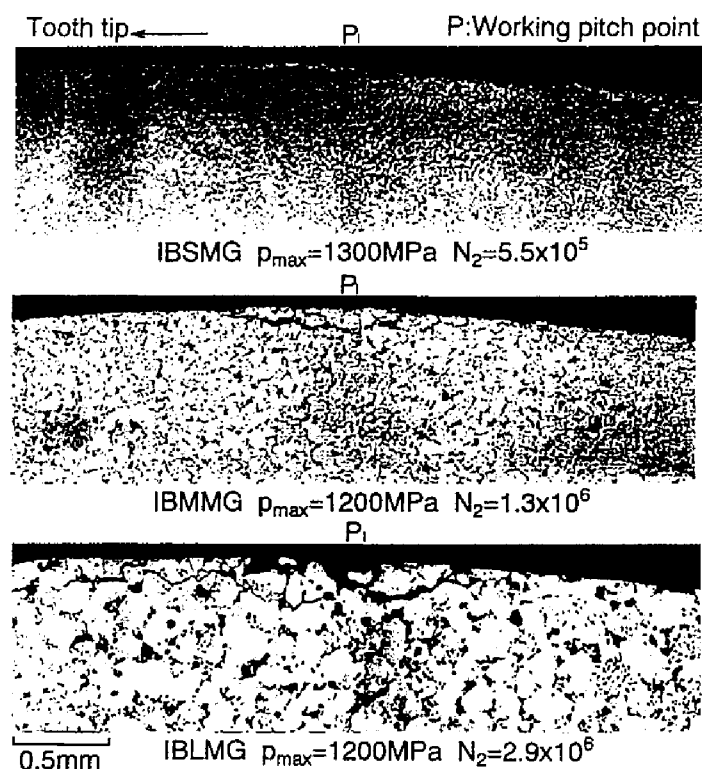


図 4-21 損傷した歯の断面（粉末粒子径の影響）

末の面および歯元の面の拡大で、非常に小さなピットから直径 $200\ \mu\text{m}$ 程度の大きさのピットが存在している。図 4-20 の大歯車 IBLMG の拡大写真 (b), (c) は歯末の面、拡大写真 (e) は歯元の面の拡大である。各位置の歯面には大歯車 IBSMG と同様に非常に小さなピットも観察されるが、直径 $200\ \mu\text{m}$ 以上の大きなピットもあり、さらにピットの深さは大歯車 IBSMG に比べ深く、ピット底の破面は凹凸が激しい。図 4-19 の写真 (c) と (d) および図 4-20 の写真 (d) は、かみあいピッチ点付近の比較的大きいはく離の拡大である。大歯車 IBSMG のはく離の底の破面は、大歯車 IBLMG の破面に比べ比較的滑らかである。また、図 4-19 の写真 (d) の破面には歯元方向にき裂が伝ばしたと考えられるタング模様も観察できる。しかしながら、大歯車 IBLMG では、はく離の底の破面の凹凸が激しかったので、大歯車 IBSMG で観られたようなタング模様は明瞭には観察できなかった。

図 4-21 に各負荷条件における大歯車 IBSMG, IBMMG, IBLMG のそれぞれの歯車軸に対して直角な歯の断面をバフにより鏡面研磨し、その断面を光学式顕微鏡により観察した結果を示す。写真中の黒い斑点は気孔である。大歯車 IBSMG および IBMMG ではかみあいピッチ点の歯面表面下に歯面と平行にき裂が伝ばしているのが観察できる。粉末粒子径の最も大きい大歯車 IBLMG ではかみあいピッチ点からやや歯元側の位置にき裂が存在しているのがわかる。これらのき裂は図 4-11 に示したスポーリングき裂と同様な形態であることから、粉末粒子径の大きさにかかわらずスポーリングき裂が発生していたといえる。

図 4-22 は、図 4-21 に示した大歯車の疲れ試験前と疲れ試験後の歯面表面近傍の断面である。疲れ試験前の断面には気孔が存在し、それら気孔の一部は表面にまで達している。そして、粉末粒子径が最も小さい大歯車 IBSMG では、小さな気孔が密集して存在しており、逆に粉末粒子径が最も大きい大歯車 IBLMG では、大きい気孔がまばらに存在していることがわかる。疲れ試験後には、各大歯車ともに気

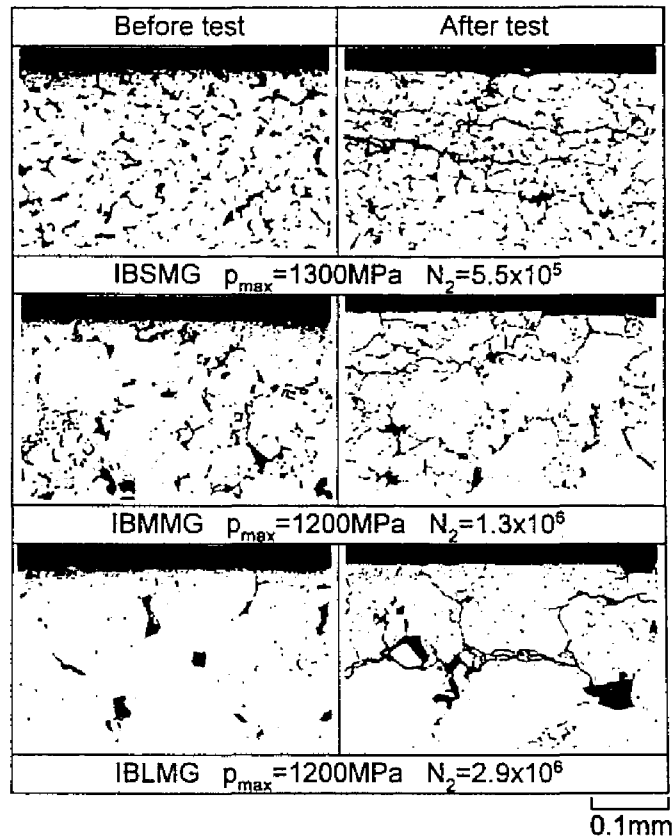


図 4-22 歯の歯面近傍断面（粉末粒子径の影響）

孔と気孔を連ねるき裂を観察することができ、特に粉末粒子径が最も小さい大歯車IBSMGではき裂が気孔の間を張り巡っているのがわかる。いずれの大歯車でも、気孔と気孔を連ねるき裂が表面に達している。

以上の観察結果から、歯面の小さなピットは、歯面表面下近傍の気孔と気孔の間を連ねるき裂の進展によって歯面がはく離する損傷であるといえる。ピットの大きさは粉末粒子径の影響を受けており、粉末粒子径が大きい歯車ほどピットは大きくなる傾向にあった。また、かみあいピッチ点の歯面表面下に存在したスポーリングき裂に起因して歯面がはく離する損傷形態も発生していた。すなわち、粉末粒子径の大きさにかかわらず粉末焼結歯車では、かみあいピッチ点の歯面表面下に発生するスポーリングき裂に起因する歯面の比較的大きなはく離と、歯面近傍の気孔間を連ねて伝ばするピッチングき裂に起因する歯面の小さなはく離が混在する損傷形態であるといえる。

4.3.2.4 疲れ試験中の歯面変化

図4-23に $p_{max} = 1200 \text{ MPa}$ の負荷条件下で疲れ試験を行った3種類の大歯車IBSMG, IBMMG, IBLMGそれぞれの疲れ試験中の歯面変化の様相を示す。疲れ試験前 $N_2 = 0$ の歯面の様相については、いずれの大歯車も歯面研削の際の研削の条痕が歯筋方向に存在している。疲れ試験初期の $N_2 = 5.0 \times 10^5$ では、いずれの大歯車も研削の条痕は消失し、歯元の面に小さなピットが発生しているのがわかる。最も小さい粉末粒子径の大歯車IBSMGについては、 $N_2 = 1.0 \times 10^6$ でかみあいピッチ点の付近に比較的大きなはく離が発生し、はく離面積率が5%以上に達したときの $N_2 = 3.2 \times 10^6$ では歯末の面にも小さなピットが発生しており、さらにかみあいピッチ点から歯元の面にかけて大きなはく離が発生している。

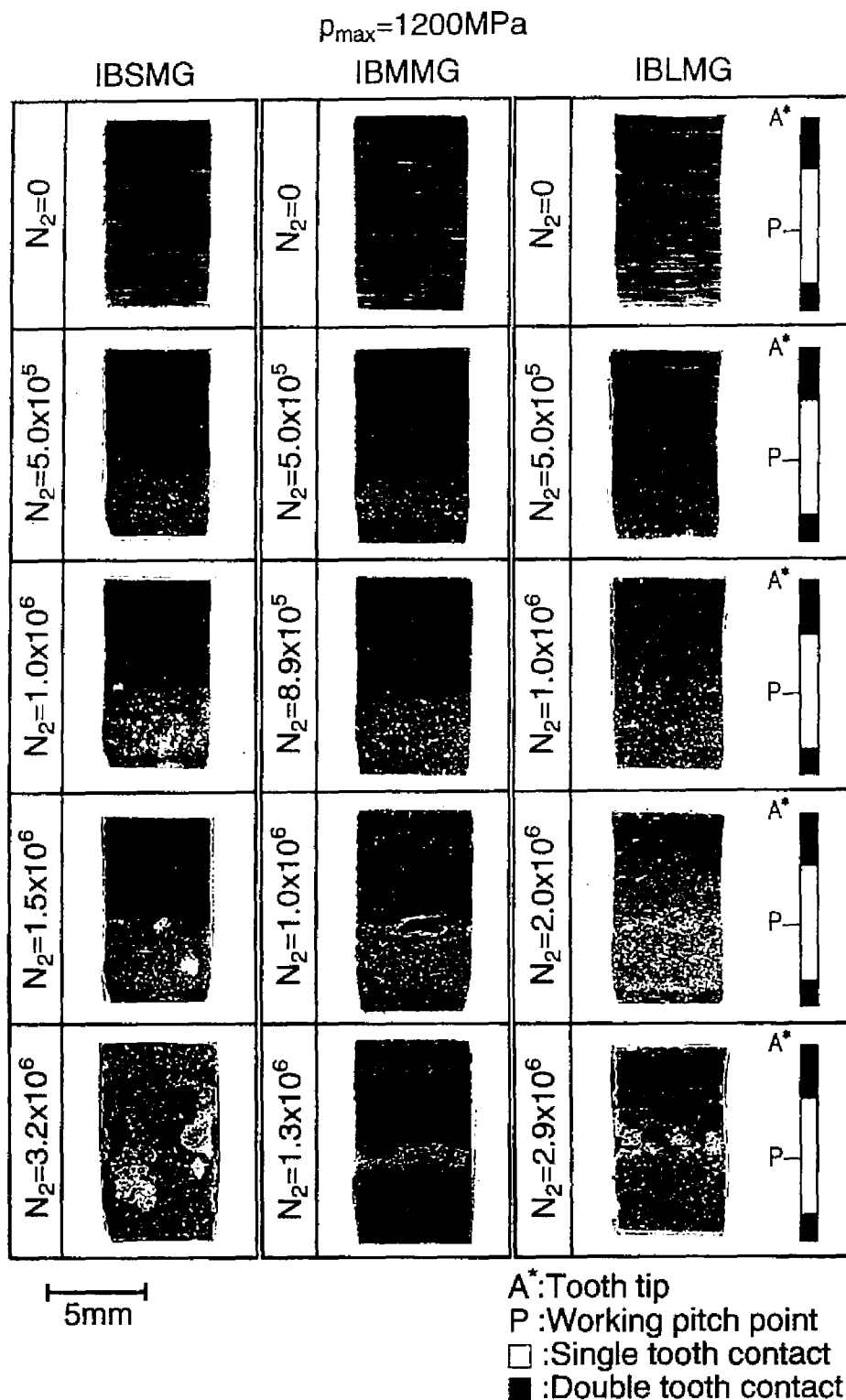


図 4-23 疲れ試験中の歯面の様相 (粉末粒子径の影響)

大歯車IBMMGでは、はく離面積率が5%に達する直前の $N_2 = 1.0 \times 10^6$ において、歯元の面の小さなピットとかみあいピッチ点付近にはく離しかかっている歯面が観察できる。そして、はく離面積率が5%に達した $N_2 = 1.3 \times 10^6$ では、かみあいピッチ点で大きなはく離が発生している。最も粉末粒子径が大きい大歯車IBLMGにおいても、疲れ試験中の歯面の変化は上述の大歯車IBSMGとIBMMGと定性的には同様で、はく離面積率が5%以上になる $N_2 = 2.9 \times 10^6$ ではかみあいピッチ点付近に比較的大き

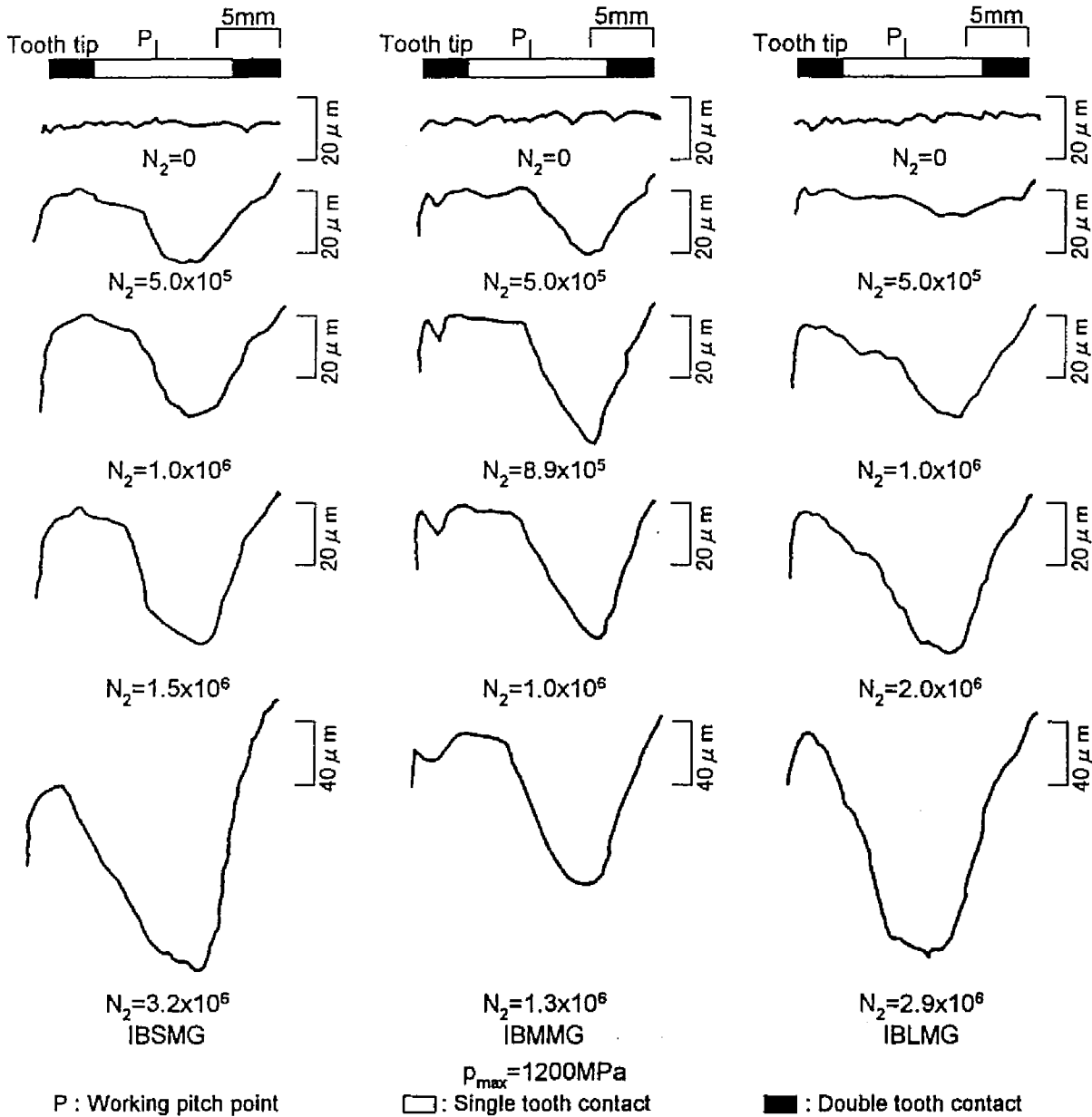


図 4-24 疲れ試験中の歯形変化 (粉末粒子径の影響)

なはく離が生じている。ここに示した3種類の大歯車のほかの歯面も、定性的には上述のような歯面変化であった。相手小歯車である鋼製浸炭硬化歯車の歯面は疲れ試験中極めて滑らかで、歯面のはく離等は発生せず、歯面のはく離は粉末焼結歯車である大歯車に発生した。はく離面積率が5%になる大歯車繰返し数から歯車の寿命を決定したが、はく離面積率5%は、はく離面積 $A_p = 91.3 \text{ mm}^2$ に相当し、歯数16枚を有する大歯車では1枚の歯につき 5.7 mm^2 のはく離が発生することに相当する。例えば大歯車IBMMGでは、 $N_2 = 1.3 \times 10^6$ でかみあいピッチ点付近に約 7 mm^2 のはく離が生じており、歯面の小さなピットよりもかみあいピッチ点でのスポーリングに起因するはく離のほうがはく離面積率の増大に寄与する割合が高いといえる。したがって、はく離面積率が5%に達する大歯車繰返し数は、大歯車の16枚の歯のほとんどにスポーリングに起因して大きなはく離が発生する繰返し数に相当すると考えられる。

図4-24には図4-23の各大歯車の歯面に対応した疲れ試験中の歯形変化を示す。3種類の歯車ともに疲れ試験初期の大歯車繰返し数 $N_2 = 5.0 \times 10^5$ で歯元の歯形が摩耗により劣化しており、疲れ試験が進むにつれ歯形は徐々に劣化している。はく離面積率が5%以上に達した各大歯車の最終繰返し数ではそれ

以前の歯形に比べ非常に歯形の劣化が大きくなり、かみあいピッチ点付近で歯形の劣化は最大となっている。疲れ試験初期に現れる歯元の面の小さなピットは、相手歯先稜と大歯車の歯元の面との干渉により生じる歯形の摩耗と同時に発生したといえる。そして、はく離面積率が5%以上に達したときにかみあいピッチ点付近にスポーリングに起因する大きなはく離が発生したために、歯形の劣化が急激に増大したと考えられる。

以上の歯面および歯形の観察結果から、粉末粒子径にかかわらず、粉末焼結歯車の損傷形態は、ピッチングを伴うスポーリングであるといえる。また、粉末焼結歯車の寿命を決定した損傷は、スポーリングに起因する歯面のはく離であるといえる。

4.4 鋼製歯車との比較

同じ諸元の鋼製歯車に対して本章の粉末焼結歯車の面圧強さがどの程度であるか、そして鋼製歯車の損傷形態がどのようなものであるかを調べることにより、粉末焼結歯車の面圧強さと損傷形態に気孔がどの程度影響を及ぼすかが明らかになると考えられる。そこで、鋼製歯車の面圧強さと損傷形態について調べるために、前節までの粉末焼結歯車と同じ諸元の高周波焼入れ鋼製歯車の疲れ試験を行い、粉末焼結歯車と鋼製歯車の間の面圧強さと損傷形態の違いについて考察する。

4.4.1 鋼製歯車

高周波焼入れ鋼製大歯車の諸元は表4-1に示した粉末焼結大歯車と同じである。また、相手小歯車には表4-1に示した諸元と同じ浸炭硬化歯車を用いた。鋼製大歯車に使用した素材はSCM440鋼である。鋼製大歯車に対する高周波焼入れ条件は、表4-2に示した粉末焼結大歯車IBMMGの条件と同じである。高周波焼入れ後、ピッチ点での歯形方向の歯面粗さが約 $3.0 \mu\text{m} R_{max}$ になるように歯面研削を施した。本実験では鋼製大歯車をISCMGと表記する。

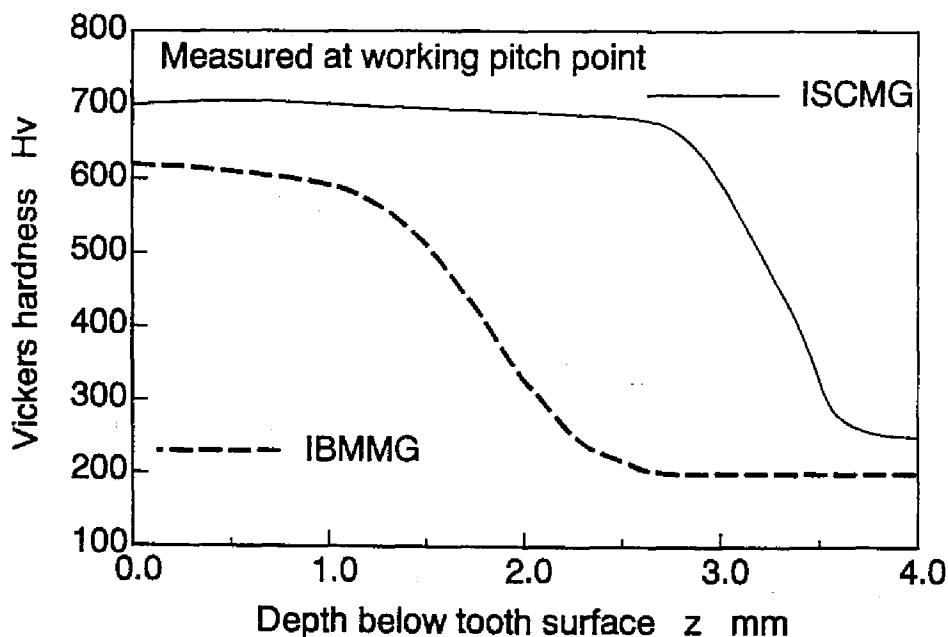


図 4-25 鋼製歯車と粉末焼結歯車の硬さ分布

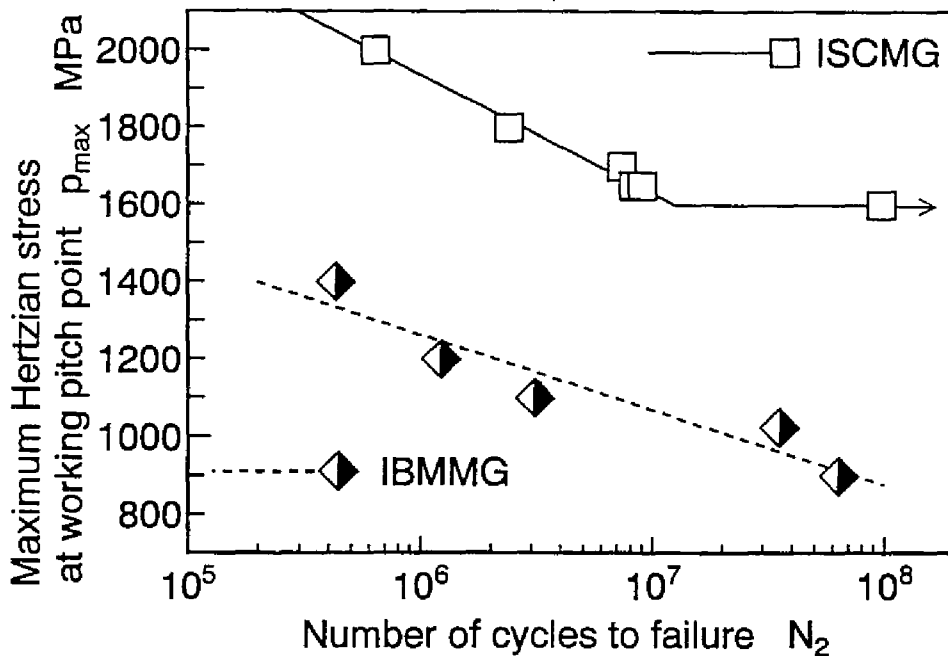


図 4-26 $p_{max} - N_2$ 曲線 (鋼製歯車との比較)

図 4-25 に鋼製大歯車 ISCMG と粉末焼結歯車 IBMMG のかみあいピッチ点付近において歯面法線方向に測定した硬さ分布を示す。大歯車 ISCMG の表面硬さは $700 H_v$ であり、全硬化層深さは 3.6 mm である。大歯車 IBMMG の表面硬さは $610 H_v$ であり、全硬化層深さは 2.7 mm である。大歯車 IBMMG は大歯車 ISCMG よりも表面硬さが低くなっており、硬化層深さも浅い。大歯車 IBMMG の硬さが大歯車 ISCMG よりも低くなっているのは、大歯車 IBMMG ではその内部に気孔を有するためであると考えられる。また、同じ高周波焼入れ条件にもかかわらず、大歯車 ISCMG と大歯車 IBMMG で硬化層深さが異なるのは、粉末焼結歯車と鋼製歯車では気孔の有無による材料の熱伝導率などの違いに起因して焼入れ性が異なるためであると考えられる。

4.4.2 面圧強さ

図 4-26 に疲れ試験で得られたかみあいピッチ点でのヘルツの最大接触応力 p_{max} と大歯車破壊寿命 N_2 の関係を示す。鋼製歯車の損傷形態は、歯面のはく離面積率が 5% に達するまでに、かみあいピッチ点付近に生じたピッチングを起点とするき裂による歯の折損であった。試験機に取り付けてある振動感受スイッチが一枚の歯の折損による試験機の振動増加を検知すれば、試験機が自動停止するように振動感受スイッチを設定している。この試験機自動停止の大歯車繰返し数を大歯車破壊寿命とした。大歯車繰返し数 $N_2 = 2.0 \times 10^7$ を寿命とするヘルツ応力を面圧強さ (p_{max})_{wk} とするとき、鋼製歯車 ISCMG の面圧強さは 1600 MPa であり、粉末焼結歯車 IBMMG の面圧強さは 1010 MPa である。大歯車 IBMMG の面圧強さは、鋼製歯車 ISCMG の約 $2/3$ であった。気孔の存在しない鋼製歯車の面圧強さは、気孔の存在する粉末焼結歯車よりも高かった。したがって、粉末焼結歯車の焼結密度を高めること、すなわち気孔を小さくし気孔の数を少なくするか、あるいは気孔を無くすることが粉末焼結歯車の面圧強さの増大につながると考えられる。

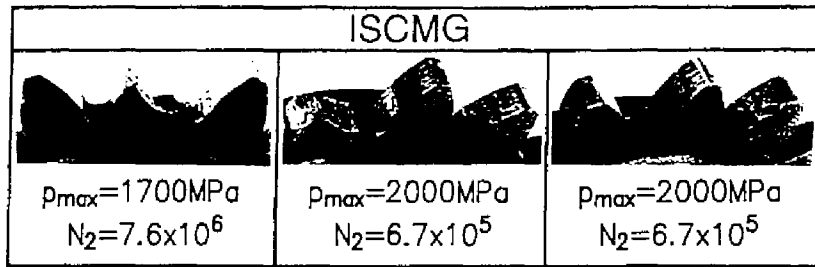


図 4-27 損傷した鋼製歯車の概観

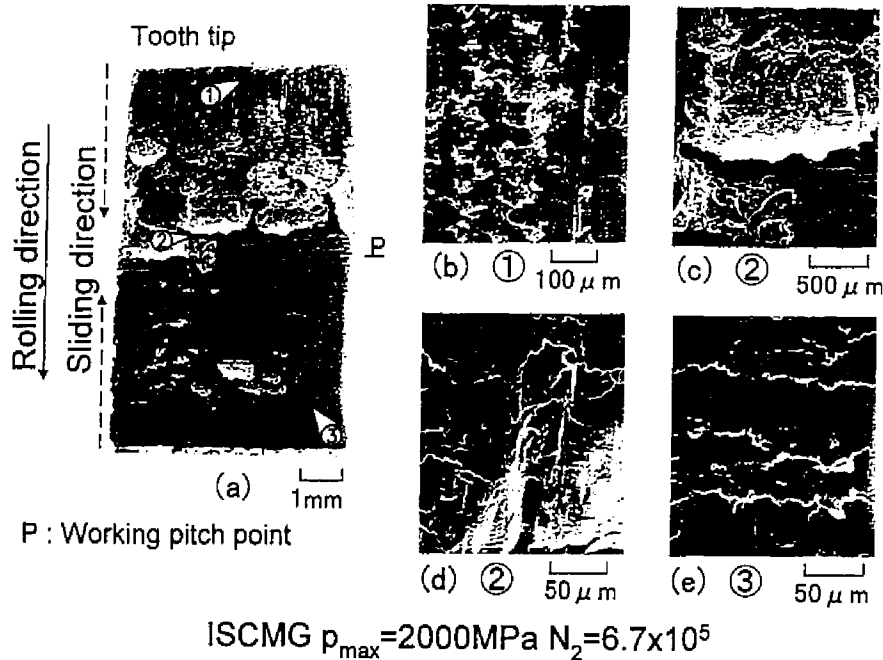


図 4-28 鋼製歯車の損傷歯面のSEMによる観察

4.4.3 損傷形態

図 4-27 に疲れ試験で現れた大歯車 ISCMG の歯車損傷の概観を示す。図の左側の歯面が作用歯面である。 $p_{max} = 1700 \text{ MPa}$ の負荷条件下で疲れ試験を行った大歯車では作用歯面のかみあいピッチ点付近から歯が折損しているのがわかる。また、歯面は比較的滑らかであるが、歯面にピットが発生している歯もある。

図 4-28 に $p_{max} = 2000 \text{ MPa}$ の負荷条件下で疲れ試験を行った大歯車 ISCMG のまだ歯が折損していない歯の歯面観察を示す。写真 (a) は歯面全体を示している。歯末の面には歯車かみあい中の相手小歯車歯面との滑りに起因する条痕が歯形方向に観られ、かみあいピッチ点付近および歯元の面には比較的大きなピットが発生している。拡大写真 (b) は歯先付近を示しており、歯形方向に条痕と小ピットが観られる。拡大写真 (c) はかみあいピッチ点付近のピットを示し、拡大写真 (d) はそのピットの底を示している。ピットの底の破面は比較的滑らかであり、ピット底にはタング模様が歯形方向に存在している。拡大写真 (e) は歯元の面の拡大で、表面には歯筋方向の微小なき裂と小さなピットも存在しているが、概して歯面は滑らかであることがわかる。

図 4-29 に $p_{max} = 2000 \text{ MPa}$ の負荷条件下で疲れ試験を行った大歯車 ISCMG について、歯車軸に対して直角な歯の断面の観察結果を示す。図中の上の写真は歯先付近からかみあいピッチ点付近までを示しており、下の写真はかみあいピッチ点付近から歯元付近までを示している。かみあいピッチ点よりやや

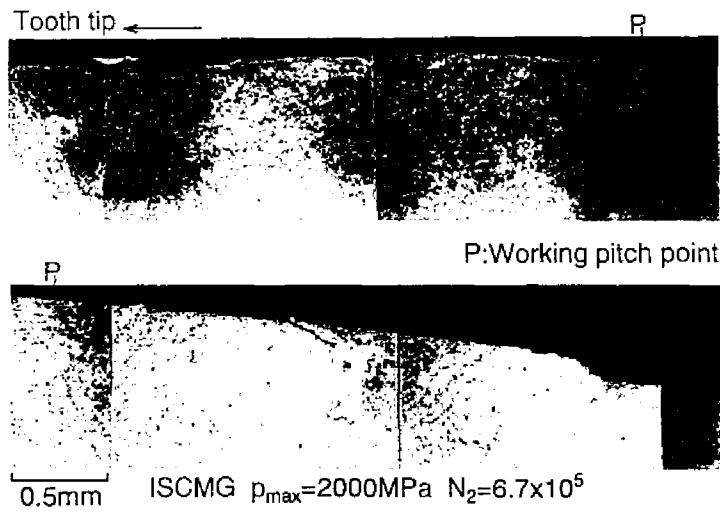


図 4-29 鋼製歯車の損傷した歯の断面

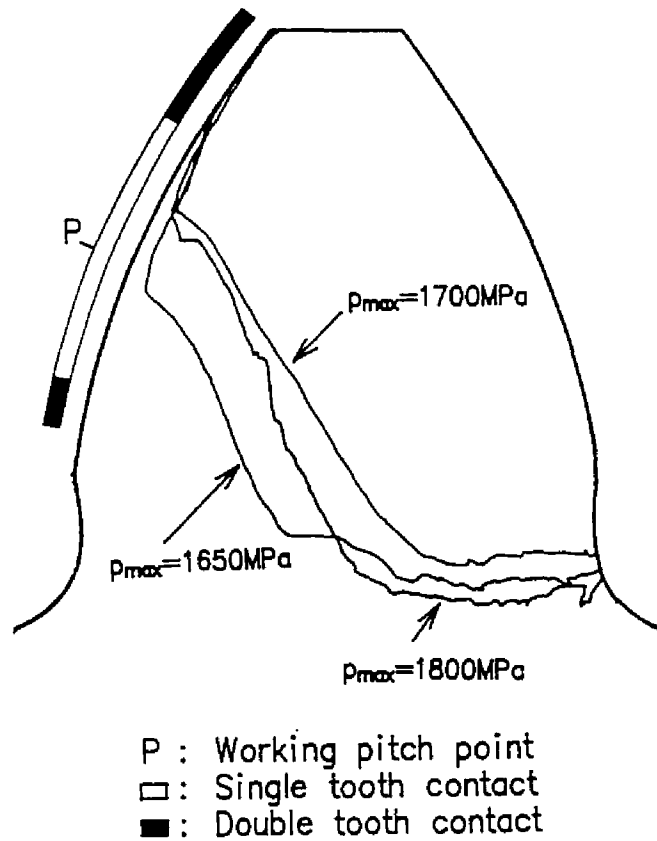


図 4-30 鋼製歯車の歯が折損した際のき裂の伝ば軌跡

歯元側で、き裂が表面から歯の内部方向に伝ばしているのが観察できる。しかし、粉末焼結歯車で観られたような歯面と平行に伝ばするスポーリングき裂は存在していない。したがって、鋼製歯車の歯面に発生していた損傷形態は、ピッチングであるといえる。

鋼製歯車では最終的には歯が折損に至ったことによって歯車の運転が不可能となった。図4-30に歯が折損に至った際のき裂の伝ば軌跡を示す。き裂の伝ば軌跡は、折損した歯の側面をスケッチしたものである。負荷条件が異なっても、き裂はかみあいピッチ点近傍から発生しており、反作用歯面側の歯元フィ

ISCMG $p_{max}=1650\text{MPa}$



A*: Tooth tip
 P: Working pitch point
 □: Single tooth contact
 ■: Double tooth contact

図 4-31 疲れ試験中の鋼製歯車の歯面の様相

レット部までそのき裂が伝ばし、歯が折損したことがわかる。すなわち、かみあいピッチ点近傍に発生したピット底からき裂が発生し、そのき裂は反作用歯面側の歯元フィレット部へ伝ばしたと考えられる。鋼製歯車の歯の折損は、まず歯面にピッチングが起こり、そのピッチングに起因するき裂によって生じたものである。したがって、鋼製歯車の疲れ試験結果は、表面損傷に対する面圧強さを求めているといえる。

粉末焼結歯車では、その損傷形態はピッチングを伴うスポーリングであった。しかし、鋼製歯車では

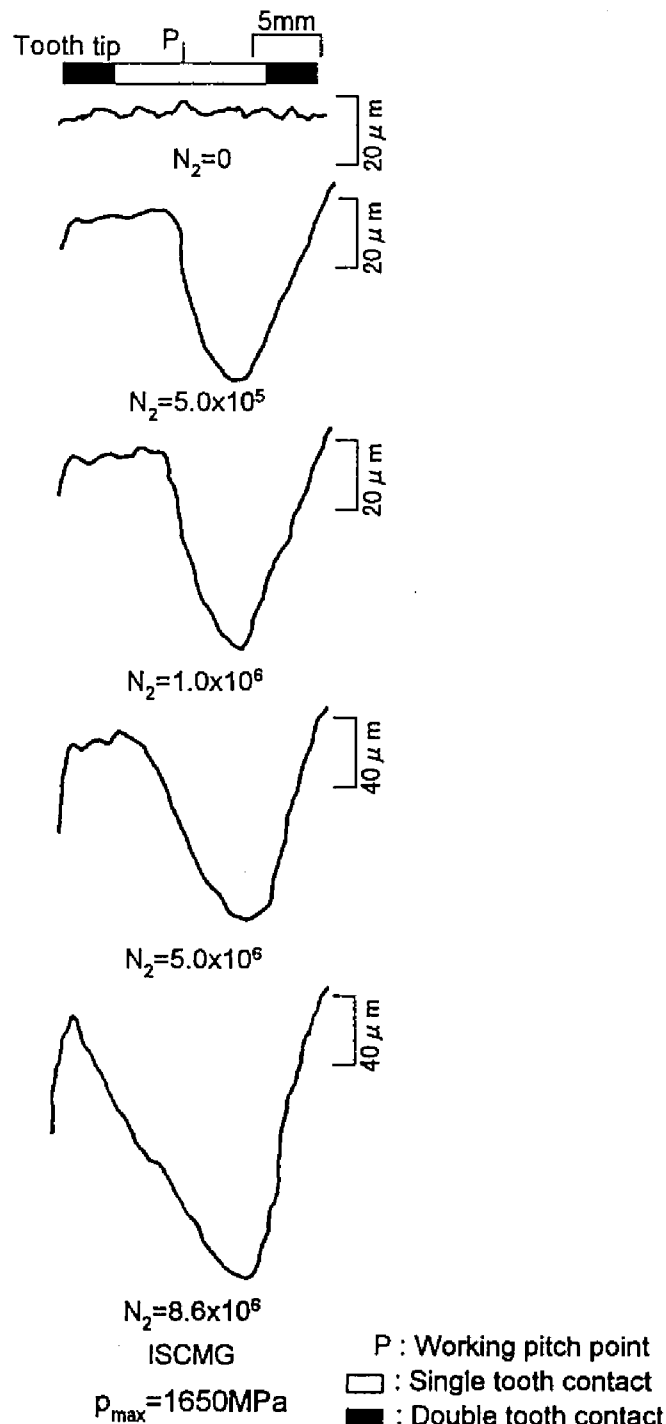


図 4-32 疲れ試験中の鋼製歯車の歯形変化

ピッチングに起因したき裂による歯の折損であった。スポーリング損傷が粉末焼結歯車に現れた理由としては、粉末焼結歯車ではその内部に気孔を有するために、その気孔を起点として表面下にスポーリングき裂が発生しやすかったことが考えられる。また、粉末焼結歯車では小さなピッチングが多数生じていたが、鋼製歯車ではわずかであった。このことから、粉末焼結歯車のピッチングの多くは、歯面近傍の気孔を起点としてき裂が発生し原料粉粒子がはく離するものであるといえる。

4.4.4 疲れ試験中の歯面変化

図 4-31 に $p_{\max} = 1650 \text{ MPa}$ の負荷条件下で疲れ試験を行った大歯車 ISCMG の疲れ試験中の歯面変化の様相を示す。また、図 4-32 には図 4-31 に対応した歯の疲れ試験中の歯形変化を示す。疲れ試験前の

大歯車繰返し数 $N_2 = 0$ では、歯面には歯面研削の際の条痕が存在している。疲れ試験初期には歯面の研削の条痕は消失しているものの、 $N_2 = 1.0 \times 10^6$ までは歯面にはあまり変化はない。歯形変化に関しては、疲れ試験初期 $N_2 = 5.0 \times 10^5$ ですでに歯元から歯形が摩耗により劣化している。 $N_2 = 5.0 \times 10^6$ になると、歯面にはかみあいピッチ点付近においてピットが発生し、歯形の劣化は以前の大歯車繰返し数に比べ非常に大きくなっている。 $p_{max} = 1650 \text{ MPa}$ の負荷条件では、 $N_2 = 8.6 \times 10^6$ において、図に示した以外の歯がピッチングに起因するき裂により折損した。その際の $N_2 = 8.6 \times 10^6$ での観察対象の歯面については、ピットがわずかに大きくなっており、歯形は非常に劣化している。

歯形変化に関しては、定性的には粉末焼結歯車も鋼製歯車もほぼ同様で、疲れ試験初期に歯元の歯形が摩耗により劣化し、疲れ試験の進行とともに摩耗による歯形の劣化が増大した。疲れ初期において、粉末焼結歯車と鋼製歯車の歯元の歯形が劣化する理由は、相手小歯車の歯先稜と大歯車の歯元の面とが干渉するためであると考えられる。歯面変化に関しては、粉末焼結歯車では疲れ試験初期から歯元の面に小さなピットが現れ、歯面全体に広がる傾向にあったのに対し、鋼製歯車では粉末焼結歯車に観察されるような小さなピットは認められなかった。そして、鋼製歯車ではスポーリングき裂が発生しなかったのに対し、粉末焼結歯車ではスポーリングき裂が発生していた。したがって、粉末焼結歯車では、スポーリングおよびピッチングの発生に対し、気孔が大きく関与していることがわかる。

4.5 画像処理による気孔分布の計測

粉末焼結歯車の面圧強さおよび歯面損傷は、その内部に存在する気孔の分布に影響されていたので、粉末焼結歯車内部の気孔分布を画像処理装置を用いて計測する。気孔分布の計測に使用した装置、計測方法および統計的な解析方法は、第2章で示したとおりで、歯車軸に対して直角な歯の断面をバフにより

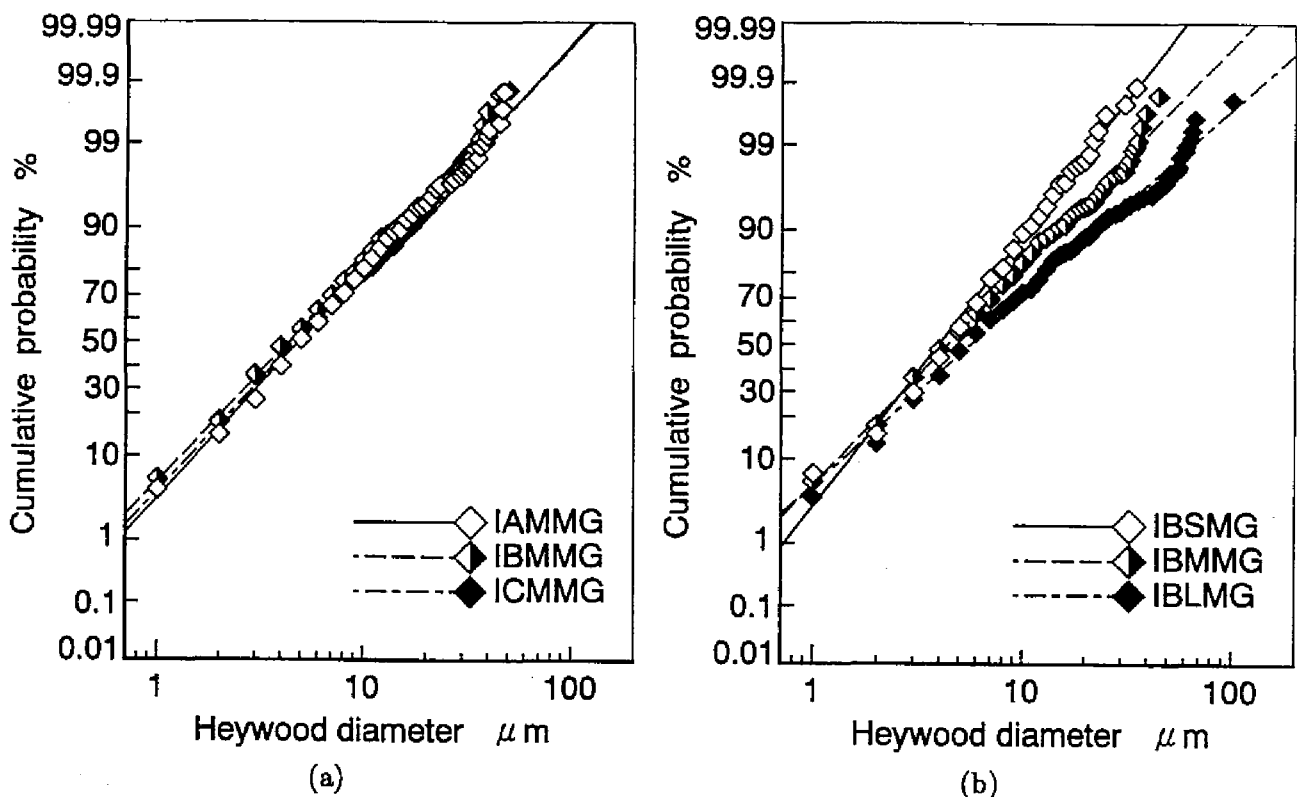


図 4-33 気孔の大きさの分布 (a) 硬化層深さの影響, (b) 粉末粒子径の影響

表 4-4 対数正規分布の累積確率と気孔の大きさ

			Heywood diameter (μm)				
Cumulative probability			μ	μ+0.5σ	μ+1.0σ	μ+1.5σ	μ+2.0σ
			50.0%	69.1%	84.1%	93.3%	97.7%
Ref.	IBMM	G	4.416	7.063	11.334	17.613	27.113
Hardened depth	IAMM	G	4.911	7.701	12.113	18.475	27.927
	ICMM	G	4.713	7.453	11.825	18.183	27.703
Particle diameter	IBSM	G	3.988	5.824	8.528	12.168	17.230
	IBLM	G	5.681	9.821	17.045	28.495	47.114

G : Gear with a module of 5mm

表 4-5 対数正規分布の累積確率と気孔間距離

			Distance between pores (μm)				
Cumulative probability			μ	μ+0.5σ	μ+1.0σ	μ+1.5σ	μ+2.0σ
			50.0%	69.1%	84.1%	93.3%	97.7%
Ref.	IBMM	G	15.902	21.793	29.933	40.235	53.743
Hardened depth	IAMM	G	17.492	23.186	30.793	40.116	51.966
	ICMM	G	15.866	21.443	29.044	38.535	50.821
Particle diameter	IBSM	G	15.518	20.022	25.878	32.870	41.537
	IBLM	G	18.002	23.726	31.331	40.599	52.318

G : Gear with a module of 5mm

鏡面研磨した後、歯面表面付近の断面を光学式顕微鏡により観察し、観察断面の 1 mm^2 に存在する気孔の計測を行った。気孔分布の測定項目は、気孔の円相当直径、気孔間距離、フラクタル次元で表した気孔の密集度である。

4.5.1 気孔の大きさ

気孔の大きさは、気孔の面積に等しい面積を有する円の直径、すなわち円相当直径 (Heywood diameter) を用いて表した。図 4-33 に硬化層深さと粉末粒子径の影響について、各大歯車の気孔の大きさの分布を対数正規確率紙上に示す。また、表 4-4 には気孔の大きさを対数正規分布に従うとしたときの平均および表中に示されている累積確率での気孔の大きさを示している。対数正規分布では、平均 μ までの累積確率は 50.0 % であり、 $\mu + \sigma$ (σ : 標準偏差) までの累積確率は 84.1 % となる。硬化層深さの影響に関しては、硬化層深さが異なっても気孔の大きさの分布はほぼ同じである。粉末粒子径の影響に関しては、大歯車 IBSMG, IBMMG, IBLMG の気孔の大きさの平均値は、それぞれ約 $4.4\ \mu\text{m}$ 、約 $4.0\ \mu\text{m}$ 、約 $5.7\ \mu\text{m}$ であり、粉末粒子径が小さいほど気孔の大きさは小さくなっている。また、粉末粒子径が小さい大歯車ほど、小さい気孔の割合が高くなっていることがわかる。以上のことから、気孔の大きさは、粉末粒子径の影響を受けていたが、硬化層深さの影響は受けないといえる。

4.5.2 気孔間距離

計測した気孔の面積と形状から求めた幾何学的重心の位置をその気孔の存在する位置と定義するとき、任意の気孔の位置からその周りにおける気孔の位置との距離のうちで最短の距離により気孔間距離を表した。図 4-34 に硬化層深さと粉末粒子径の影響について、各大歯車の気孔間距離の分布状態を対数正規確率紙上に示す。表 4-5 には、気孔間距離の分布が対数正規分布に従うとしたときの平均および表中に示

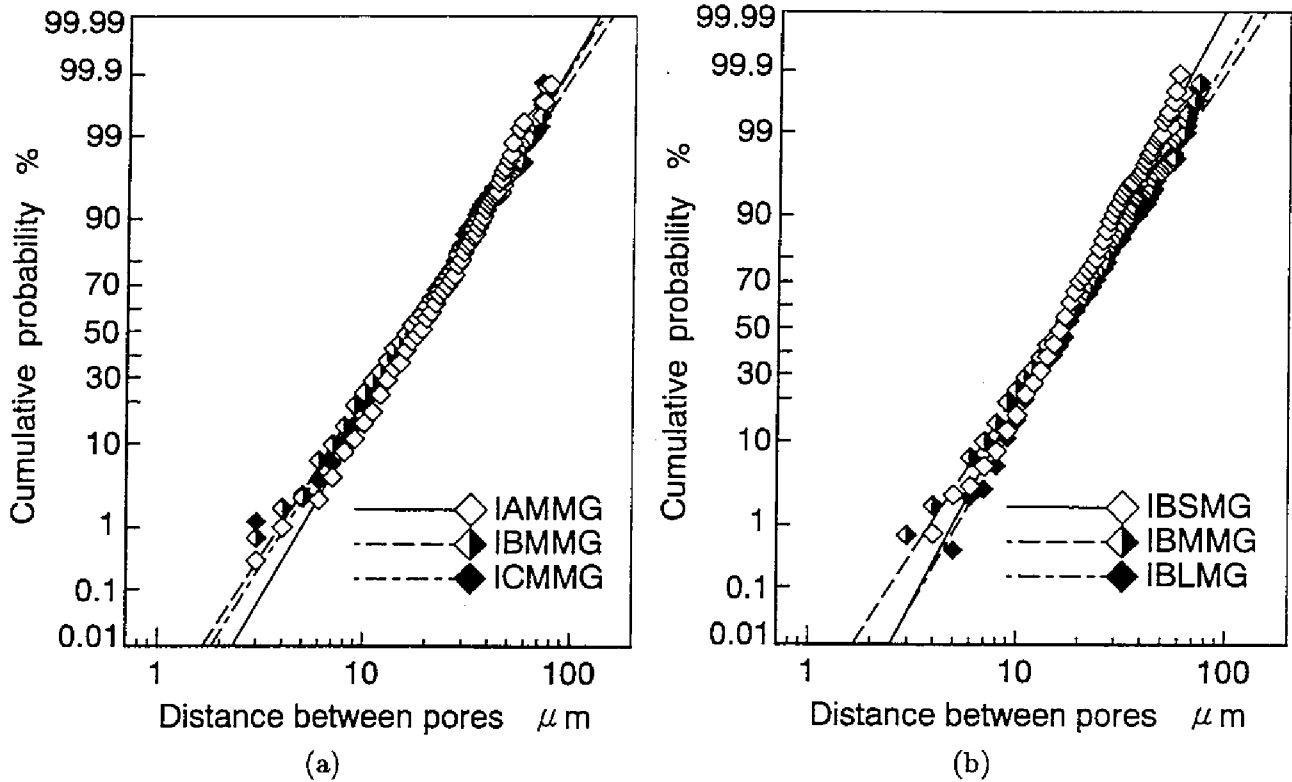


図 4-34 気孔間距離の分布 (a) 硬化層深さの影響, (b) 粉末粒子径の影響

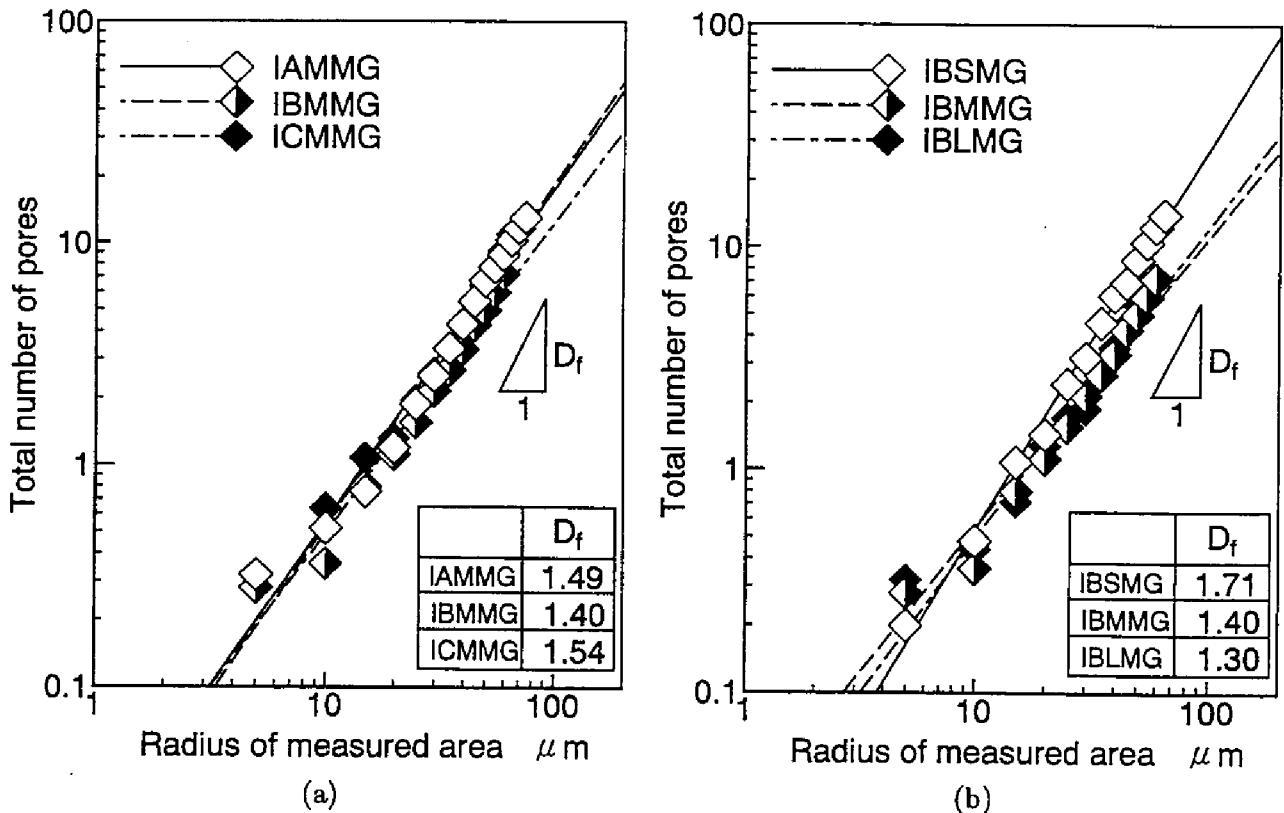


図 4-35 フラクタル次元で表した気孔の密集度 (a) 硬化層深さの影響, (b) 粉末粒子径の影響

されている累積確率での気孔間距離を示している。硬化層深さの影響については、硬化層深さが異なっても気孔の分布はほぼ同じであるといえる。粉末粒子径の影響については、粉末粒子径が最も小さい大歯車IBSMGは累積確率 $\mu + 1.0\sigma$ (84.1%)を越えるとはほかの大歯車の気孔間距離の分布よりも多少距離が短くなっているが、あまり顕著な差ではない。硬化層深さおよび粉末粒子径は、気孔間距離には顕著な影響を及ぼさないといえる。

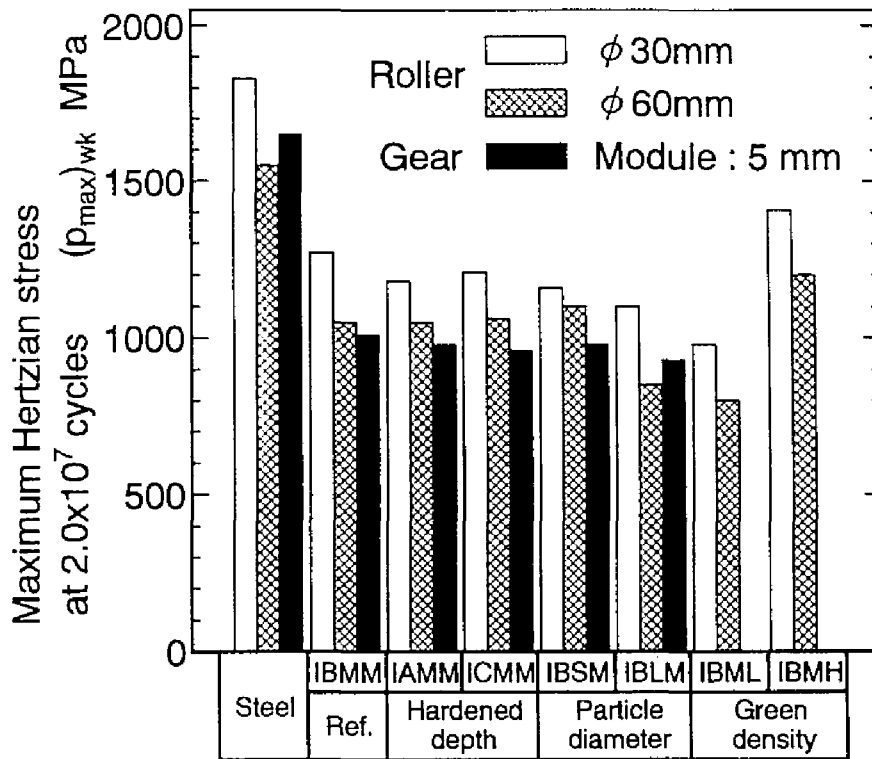


図 4-36 各種要因の影響と面圧強さ $(p_{max})_{wk}$ の関係

4.5.3 フラクタル次元による気孔の密集度

図 4-35 に硬化層深さと粉末粒子径の影響について、各大歯車の気孔の密集度 D_f を示す。ある半径の円内に存在する気孔の総数とその測定円の半径との関係から気孔の密集度を表している。 D_f は、その値が大きくなれば気孔が密集していることを意味している。硬化層深さの影響については、前述の気孔の大きさ、気孔間距離と同様に、硬化層深さが異なってもほぼ同じように気孔が密集していることがわかる。粉末粒子径の影響に関しては、歯面の断面写真からもわかるように粉末粒子径が最も小さい大歯車 IBSMG では最も気孔が密集しており、粉末粒子径が最も大きい大歯車 IBLMG ではまばらに気孔が存在していることが定量的にわかる。

4.5.4 気孔分布と面圧強さの関係

図 4-36 に歯車の疲れ試験で得られた面圧強さ $(p_{max})_{wk}$ を各種要因の影響ごとに示す。また、図には第 3 章で得られた高周波焼入れ粉末焼結ローラの面圧強さの結果も示している。硬化層深さが最も浅い大歯車 IAMMG、中間の硬化層深さの大歯車 IBMMG、硬化層深さが最も深い大歯車 ICMMG の 3 種類の大歯車では、それぞれの気孔分布はほぼ同じであったことから、上記の大歯車の間では気孔分布は面圧強さに影響を及ぼさないとはいえる。また、硬化層深さが深ければ面圧強さが高くなるとはいえず、表面硬さが最も高い大歯車 IBMMG の面圧強さがほかの大歯車よりも高くなっている。したがって、ある値以上の硬化層深さを有しておれば、硬化層深さは面圧強さには影響を及ぼさず、表面硬さが高いほど面圧強さは高くなるといえる。粉末粒子径の影響については、粉末粒子径が最も大きい大歯車 IBLMG の面圧強さはほかの大歯車に比べ低くなっているが、粉末粒子径が最も小さい大歯車 IBSMG と中間の粉末粒子径の大歯車 IBMMG の面圧強さはあまり変わらない。気孔分布は粉末粒子径が小さくなるほど気孔の大きさは小さく、かつ気孔が密集して分布していた。しかしながら、大歯車 IBSMG では気孔が密集

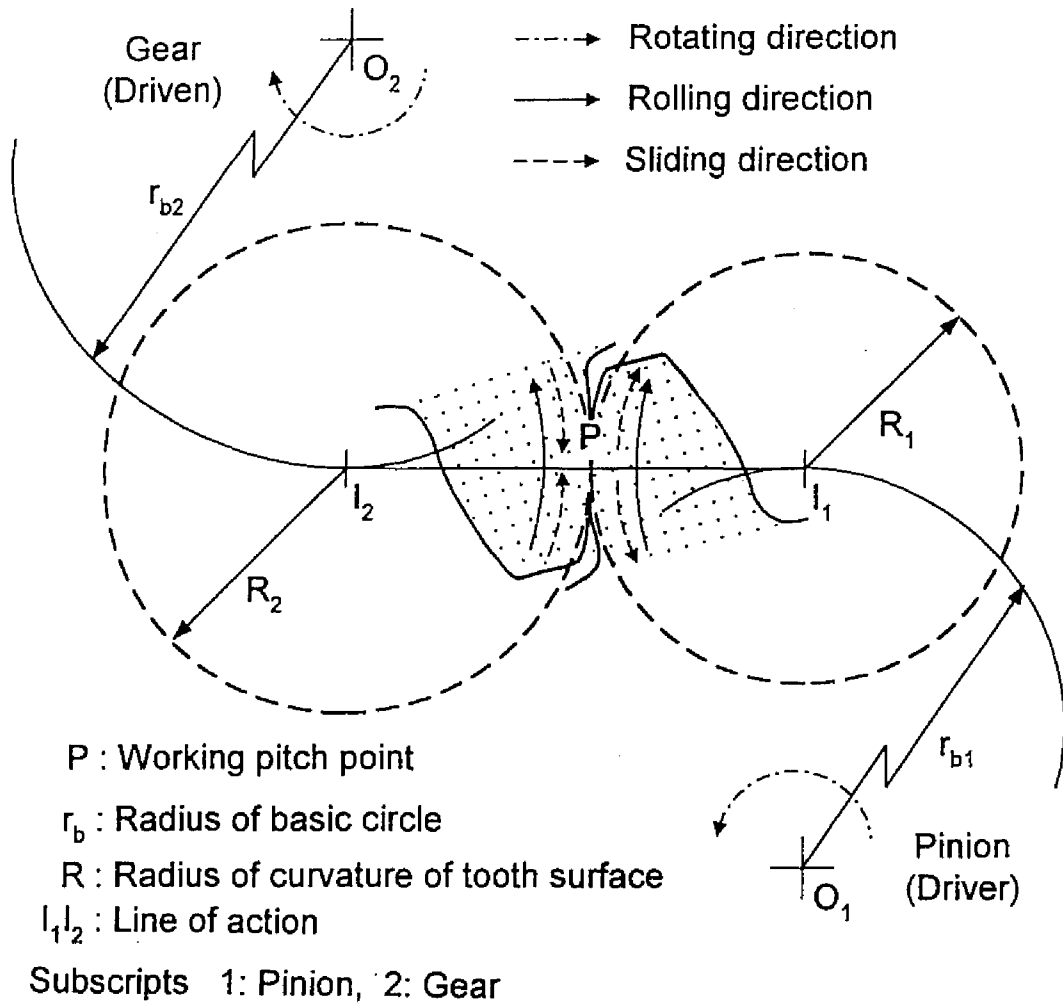


図 4-37 歯車対の滑り・転がり方向

して存在していたために、大歯車の硬さの測定結果で示したように同じ高周波焼入れ条件であった大歯車IBMMGに比べ硬さが低くなっていた。したがって、大歯車IBSMGの粉末粒子間の結合力は、大歯車IBMMGに比べ低いと考えられる。そのために、大歯車IBSMGでは気孔の大きさは大歯車IBMMGよりも小さいにもかかわらず、面圧強さは増大しなかったといえる。

4.6 面圧強さに及ぼす各種要因の影響のローラ試験結果との比較

大歯車の気孔分布の計測結果と第3章におけるローラの気孔分布の計測結果は定性的にはほぼ同じであった。すなわち、硬化層深さは、気孔分布には影響を及ぼさず、粉末粒子径が大きくなるほど、大きい気孔がまばらに分布するようになる。本章の粉末焼結歯車では圧粉密度の影響は検討していないが、圧粉密度が高くなれば小さい気孔がまばらに分布するようになるというローラの計測結果と同じになると考えられる。そして、図4-36の面圧強さの結果からも、各種要因の影響に対する面圧強さの関係は、歯車とローラの違いにかかわらず定性的には同じであるので、ローラの面圧強さに及ぼす各種要因の影響の実験結果を用いれば、歯車の面圧強さを定性的ではあるが評価できるといえる。したがって、粉末焼結歯車の面圧強さを上昇させるためには、気孔の大きさを小さくし、かつ気孔の分布をまばらにするこ

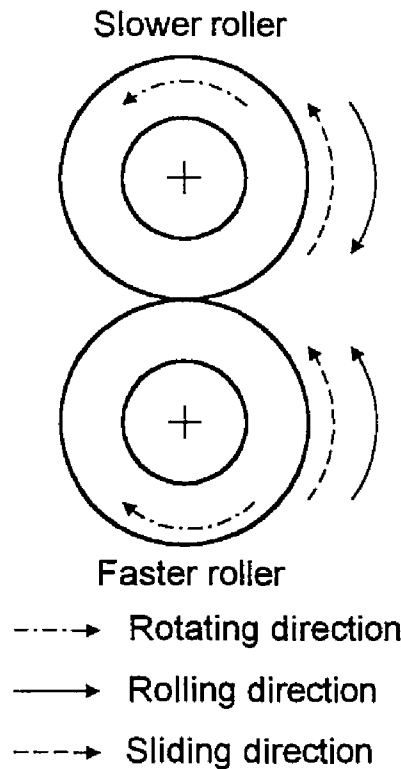


図 4-38 ローラ対の滑り・転がり方向

とであるといえ、気孔を無くせばほぼ鋼製歯車の面圧強さと同等になることも予想できる。

損傷形態に関しては、ローラではスポーリングであり、本歯車ではピッチングを伴ったスポーリングであった。図4-37に歯車対のかみあいの模式図を示す。歯車の接触点は作用線 $\overline{I_1I_2}$ 上を移動する。任意の接触点での歯車対のかみあいを、図のように作用線と各歯車の基礎円との接点を中心とした円筒同士の接触に置き換えて考えることが一般的になされてきた。かみあいピッチ点で歯車がかみあうときには、互いの歯面は滑りを伴わないで転がり接触する。図のように小歯車が駆動歯車である場合、かみあい始めからかみあいピッチ点までは、大歯車の歯面の滑り方向は接触点の移動方向に対応する転がり方向と同じであり、かみあいピッチ点からかみあい終わりまでは、歯面の滑り方向は転がり方向とは逆になる。図4-38にローラ対の接触の模式図を示す。第3章でのローラの接触は図に示すとおりで、低速側ローラの滑り方向は転がり方向とは逆になる。すなわち、ローラの接触状態は、大歯車の滑り率が -25.7% になるところの歯車対の接触状態をモデル化したものである。滑り率が -25.7% になる大歯車の歯面の位置は、作用線長さで表すと、一对かみあい領域のかみあいピッチ点から約 2.0 mm の歯元の面で、かみあいピッチ点に近い。粉末焼結歯車では、かみあいピッチ点付近でスポーリングき裂により歯面がはく離し、粉末焼結ローラも同様にスポーリングき裂によりローラ表面がはく離する損傷であった。スポーリング損傷の発生という点では、ローラ試験と歯車試験との間には類似性があるといえる。しかしながら、歯車対のかみあいは、かみあい始めとかみあい終わりにおいて互いの相手歯先稜と歯元の面が干渉し、また図4-2に示したように歯車かみあい中のヘルツの接触応力および滑り率は接触点の移動とともに変化している。一方、ローラの接触では歯車のような接触面の干渉はなく、ローラ接触中のヘルツの接触応力および滑り率は一定である。粉末焼結歯車では疲れ試験初期から、滑り率がおおよそ -100% 以上となる付近の歯元の歯形が劣化し、歯元の面に小さなピッチングが現れたが、粉末焼結ローラでは疲れ

試験初期から損傷するまでローラ表面にはピッチングは見られなかった。ローラ表面に疲れ試験初期からピッチングが発生しなかったのは、ピッチングが現れた大歯車の歯元の滑り率に比べ、ローラ試験の滑り率が小さかったこと、さらにかみあい終わりでは相手浸炭硬化鋼製歯車の歯先稜と粉末焼結歯車の歯元の面との間で干渉が起こり、それにより粉末焼結歯車の歯面が劣化することも原因であるといえる。このように、歯車の接触は単純な滑り・転がり接触だけではなく、相手歯先稜との干渉も起こるため、疲れ試験初期からの歯元の歯形の劣化が起こり、歯面に小さなピットが発生したと考えられる。粉末焼結歯車および粉末焼結ローラでは接触状態の違いに起因するピッチング発生という損傷形態の違いはあるものの、粉末焼結歯車および粉末焼結ローラともにそのスポーリングの発生によって寿命が決定されることから、ローラ試験と歯車試験との間の各種影響因子に対する面圧強さの定性的な傾向には整合性があるといえる。

4.7 結言

本章では、動力循環式歯車試験機を用いて、高周波焼入れ条件および原料粉の粉末粒子径が異なる合計7種類の高周波焼入れ粉末焼結歯車の疲れ試験を行い、粉末焼結歯車の面圧強さと損傷形態に及ぼす高周波焼入れ硬化層深さと粉末粒子径の影響について明らかにした。また、粉末焼結歯車と同じ諸元を有する高周波焼入れ鋼製歯車の疲れ試験も行い、その面圧強さと損傷形態について粉末焼結歯車と比較・検討した。粉末焼結歯車については、その内部に存在する気孔の分布を2次元的に計測し、気孔分布と粉末焼結歯車の面圧強さの関係について考察した。得られた主な結論を要約すると次のとおりである。

- (1) 粉末焼結歯車の損傷形態は、ピッチングを伴うスポーリングであった。歯車内部に存在した気孔を起点としてスポーリングき裂が発生すると考えられ、そのスポーリングき裂は歯面とほぼ平行に伝ばしていた。歯面に現れたピットは、歯面表面下近傍の気孔間を連ねる小さいき裂に起因して発生し、粉末粒子径が大きい歯車ほどピットは大きい傾向にあった。粉末焼結歯車の寿命を決定した損傷は、スポーリングに起因する歯面のはく離であった。
- (2) 硬化層深さは面圧強さならびに気孔の分布に影響を及ぼさず、表面硬さが高いほど面圧強さは高くなった。ある値以上の硬化層深さを有しておれば、硬化層深さは面圧強さには影響を及ぼさず、表面硬さが高いほどその面圧強さは高くなるといえる。
- (3) 粉末粒子径が小さくなるほど気孔の大きさは小さく、かつ気孔が密集して分布していた。粉末粒子径が大きくなるほど面圧強さは低下するが、逆に粉末粒子径を小さくしても面圧強さの上昇は認められなかった。この理由として、気孔が密集して存在するほど、粉末粒子間の結合力が低下することが考えられる。したがって、面圧強さは、気孔の大きさだけでなく気孔の密集度にも影響されるといえる。
- (4) 鋼製歯車に比べ本粉末焼結歯車の面圧強さは約2/3であった。鋼製歯車の損傷形態は、かみあいピッチ点付近のピッチングをき裂の起点とする歯の折損であった。歯面変化に関しては、粉末焼結歯車では疲れ試験初期から歯元の面に小さなピットが現れ、歯面全体に広がる傾向にあったのに対

し、鋼製歯車では粉末焼結歯車に観察されるような小さなピットは認められなかった。そして、鋼製歯車ではスポーリングき裂が発生しなかったのに対し、粉末焼結歯車ではスポーリングき裂が発生していた。すなわち、粉末焼結歯車では、気孔がスポーリングおよびピッチングの発生に大きく関与していることがわかった。

- (5) 粉末焼結歯車と粉末焼結ローラの面圧強さに対する硬化層深さおよび粉末粒子径の影響は定性的には同じであった。ローラの面圧強さの結果を用いれば、歯車の面圧強さを定性的ではあるが評価できるといえる。したがって、粉末焼結歯車の面圧強さを上昇させるためには、気孔の大きさを小さくし、かつ気孔の分布をまばらにすることであるといえ、気孔を無くせばほぼ鋼製歯車の面圧強さと同等になることも推察できた。

第5章

硬さとせん断応力の比による面圧強さ評価

5.1 緒言

前章までにおいて、粉末焼結歯車およびローラともにスポーリング損傷が起こっており、歯車とローラの寿命はそのスポーリング損傷の発生によって決まっていた。スポーリング損傷は、接触表面下からき裂が発生し、表面とほぼ平行にき裂が伝ばする損傷形態である。スポーリング損傷は、粉末焼結歯車やローラだけではなく、表面硬化された鋼製歯車^{(29), (30), (36), (37), (45)}やローラ^{(35), (43)}などにも現れる損傷である。それら表面硬化された鋼製歯車やローラでは、スポーリング損傷深さは硬さに対するせん断応力の比が最大となる深さとほぼ一致し、鋼製歯車およびローラの面圧強さをその硬さに対するせん断応力の比で評価できることを吉田は示している⁽²⁰⁾。また、各国の規格および文献によって材料の面圧強さと硬さとの関係を整理した日本機械学会の結果⁽⁴⁶⁾では、材料の面圧強さは硬さと比例することが示されている。粉末焼結歯車およびローラの場合も、スポーリング損傷が起こっていたので、歯車の面圧強さを設計する際の基礎資料となる硬さと材料の面圧強さとの関係を明らかにすることが重要であると考えられる。そこで、スポーリング損傷が起こっていた高周波焼入れ粉末焼結歯車およびローラの面圧強さを評価するために、ヘルツ接触条件下の2円筒に生じる内部応力を計算し、粉末焼結歯車およびローラの硬さに対するせん断応力の比の振幅を用いて、スポーリング損傷深さの評価と面圧強さの評価を行う。

5.2 ヘルツ接触下の内部応力分布

5.2.1 内部応力の理論解析

歯車およびローラの接触は2円筒同士が接触する場合に置き換えて考えるのが一般的である。2円筒同士の接触における円筒内部に生じる応力の計算に関しては、Lundbergら⁽⁴⁷⁾、Radzimovsky⁽⁴⁸⁾、Poritsky⁽⁴⁹⁾、Smithら⁽⁵⁰⁾などの研究がある。本章では、Smithらによって示された内部応力の式を用いることにする。Smithらは、2次元弾性問題を解く際に便利なエアリの応力関数を利用して、ヘルツ接触している2円筒の内部に生じる応力分布を理論的に解析している。エアリの応力関数 \mathcal{N} とは、応力場を与える関数である。エアリの応力関数から導かれる応力成分は応力のつり合い式を満足している。また、解析対象に物体力が作用しない場合、ベルトラミ・ミッチェルの式（応力成分で表された適合条件式）を満足する条件から \mathcal{N} は $\nabla^2 \nabla^2 \mathcal{N} = 0$ （ ∇^2 はラプラス演算子）となる。したがって、エアリの応力関数を用いれば、物体力が作用しない2次元弾性問題に関しては平面ひずみと平面応力状態を同様に扱うことができる。いま、極座標でエアリの応力関数 $\mathcal{N}(r, \theta)$ が与えられるとき、 σ_r 、 σ_θ 、 $\tau_{r\theta}$ の応力

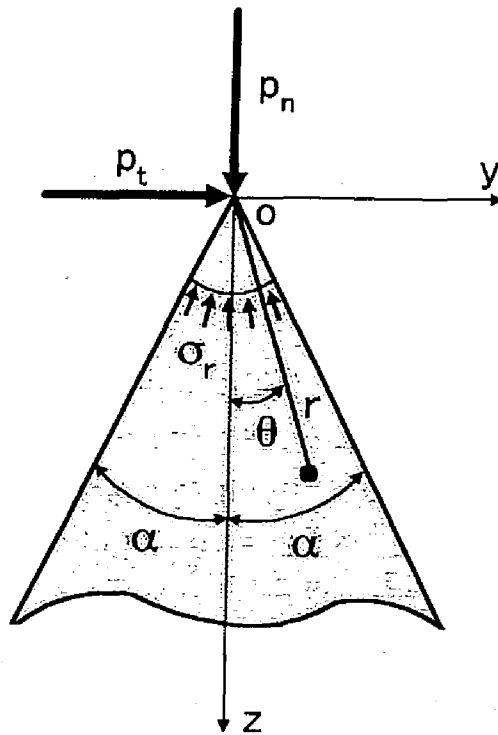


図 5-1 先端に集中力が作用するくさび

成分は次のように表すことができる。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{1}{r} \frac{\partial \chi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \chi}{\partial \theta^2} \\ \sigma_\theta &= \frac{\partial^2 \chi}{\partial r^2} \\ \tau_{r\theta} &= -\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \chi}{\partial \theta} \right) \end{aligned} \right\} \quad (5.1)$$

図 5-1 に示すように、くさびの先端に y 方向および z 方向に集中力が作用する場合について考える。紙面法線方向を x とし、 x 方向の単位長さあたりに p_n および p_t の集中力が作用しているとする。 z 方向に集中力 p_n がくさびの先端に作用するとき、エアリの応力関数は、

$$\chi(r, \theta) = Cr\theta \sin \theta \quad (5.2)$$

で与えられる。ここで、 C は定数である。式 (5.1) から各応力成分は、

$$\sigma_r = 2C \frac{\cos \theta}{r}, \quad \sigma_\theta = 0, \quad \tau_{r\theta} = 0$$

となり境界条件は、 $\theta = \alpha$ で $\sigma_\theta = \tau_{r\theta} = 0$ そして $\theta = -\alpha$ で $\sigma_\theta = \tau_{r\theta} = 0$ であり、 z 方向の力のつり合いから、

$$-\int_{-\alpha}^{\alpha} \sigma_r \cos \theta r d\theta = -2C \int_{-\alpha}^{\alpha} \cos^2 \theta d\theta = p_n$$

したがって、

$$C = -\frac{p_n}{2\alpha + \sin 2\alpha}$$

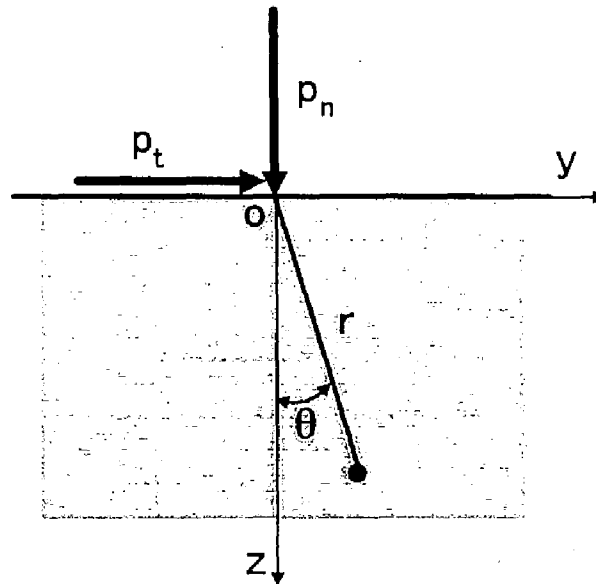


図 5-2 集中力が作用する半無限平板

よって,

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= -\frac{2p_n}{2\alpha + \sin 2\alpha} \frac{\cos \theta}{r} \\ \sigma_\theta &= 0 \\ \tau_{r\theta} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5.3)$$

となる。また、図のように y 方向に集中力 p_t が先端に作用するとき、エアリの応力関数は、

$$\chi(r, \theta) = Cr\theta \cos \theta \quad (5.4)$$

で与えられる。ここで、 C は定数である。式 (5.1) から各応力成分は、

$$\sigma_r = -2C \frac{\sin \theta}{r}, \quad \sigma_\theta = 0, \quad \tau_{r\theta} = 0$$

となり境界条件は、 $\theta = \alpha$ で $\sigma_\theta = \tau_{r\theta} = 0$ そして $\theta = -\alpha$ で $\sigma_\theta = \tau_{r\theta} = 0$ であり、 y 方向の力のつり合いから、

$$-\int_{-\alpha}^{\alpha} \sigma_r \sin \theta r d\theta = 2C \int_{-\alpha}^{\alpha} \sin^2 \theta d\theta = p_t$$

したがって、

$$C = \frac{p_t}{2\alpha - \sin 2\alpha}$$

よって、

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= -\frac{2p_t}{2\alpha - \sin 2\alpha} \frac{\sin \theta}{r} \\ \sigma_\theta &= 0 \\ \tau_{r\theta} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5.5)$$

となる。ところで、図5-2に示すような半無限平板に対しては、式 (5.3) と式 (5.5) において、 $\alpha = \pi/2$ とおけばよい。したがって、

集中力 p_n が加わる場合

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= -\frac{2p_n \cos \theta}{\pi r} \\ \sigma_\theta &= 0 \\ \tau_{r\theta} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5.6)$$

集中力 p_t が加わる場合

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= -\frac{2p_t \sin \theta}{\pi r} \\ \sigma_\theta &= 0 \\ \tau_{r\theta} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5.7)$$

となる。極座標 (r, θ) で表した応力成分を直角座標 (y, z) の応力成分に変換するためには、次の式を用いればよい。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_y &= \sigma_r \sin^2 \theta + \sigma_\theta \cos^2 \theta + 2\tau_{r\theta} \sin \theta \cos \theta \\ \sigma_z &= \sigma_r \cos^2 \theta + \sigma_\theta \sin^2 \theta - 2\tau_{r\theta} \sin \theta \cos \theta \\ \tau_{yz} &= (\sigma_r - \sigma_\theta) \sin \theta \cos \theta + \tau_{r\theta} (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \end{aligned} \right\} \quad (5.8)$$

さらに、

$$y = r \sin \theta, \quad z = r \cos \theta, \quad r^2 = y^2 + z^2$$

の関係を用いて直角座標系での集中力による内部応力分布を求めると、

集中力 p_n が加わる場合

$$\left. \begin{aligned} \sigma_y &= -\frac{2p_n}{\pi z} \sin^2 \theta \cos^2 \theta = -\frac{2p_n}{\pi} \frac{y^2 z}{(y^2 + z^2)^2} \\ \sigma_z &= -\frac{2p_n}{\pi z} \cos^4 \theta = -\frac{2p_n}{\pi} \frac{z^3}{(y^2 + z^2)^2} \\ \tau_{yz} &= -\frac{2p_n}{\pi z} \sin \theta \cos^3 \theta = -\frac{2p_n}{\pi} \frac{yz^2}{(y^2 + z^2)^2} \end{aligned} \right\} \quad (5.9)$$

集中力 p_t が加わる場合

$$\left. \begin{aligned} \sigma_y &= -\frac{2p_t}{\pi z} \sin^3 \theta \cos \theta = -\frac{2p_t}{\pi} \frac{y^3}{(y^2 + z^2)^2} \\ \sigma_z &= -\frac{2p_t}{\pi z} \sin \theta \cos^3 \theta = -\frac{2p_t}{\pi} \frac{yz^2}{(y^2 + z^2)^2} \\ \tau_{yz} &= -\frac{2p_t}{\pi z} \sin^2 \theta \cos^2 \theta = -\frac{2p_t}{\pi} \frac{y^2 z}{(y^2 + z^2)^2} \end{aligned} \right\} \quad (5.10)$$

となる。

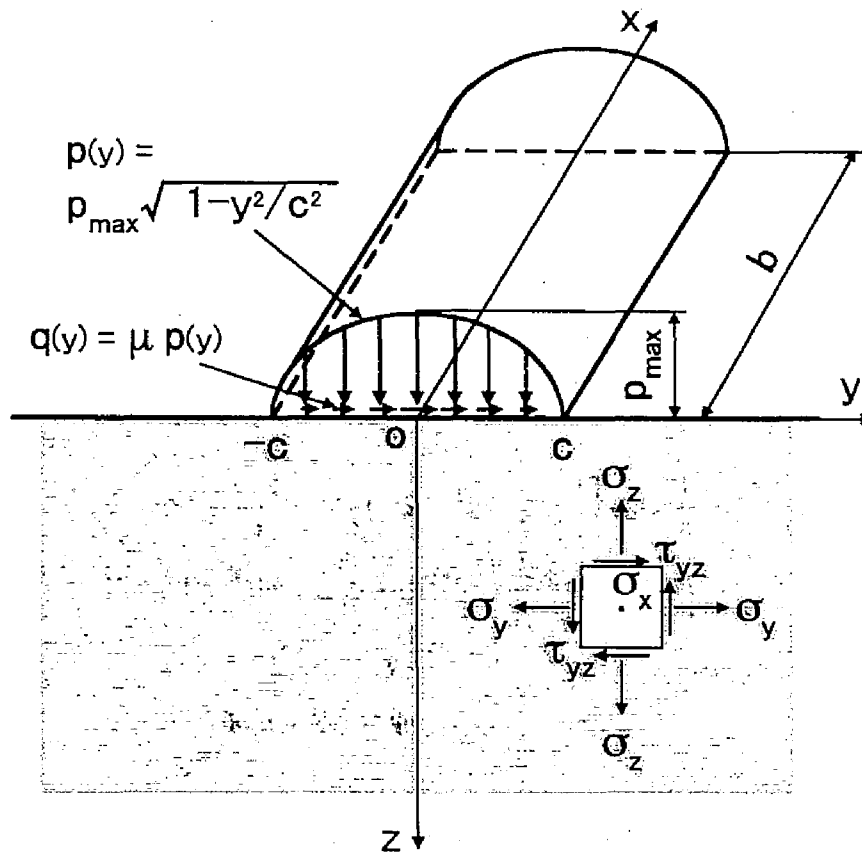


図 5-3 ヘルツ接触荷重が作用する半無限平板

図 5-3 に半無限板にヘルツ接触荷重が作用した際の応力成分と座標の関係を示す。ヘルツ接触条件で 2 円筒が接触する場合、最大接触応力 p_{max} は式 (3.1) で示したように

$$p_{max} = \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{P_n}{b} \frac{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}}$$

で表され、ヘルツ接触応力分布 $p(y)$ は、

$$p(y) = p_{max} \sqrt{1 - \frac{y^2}{c^2}} \tag{5.11}$$

で示されるような圧力分布である。ここで、ヘルツ接触幅を $2c$ とすると、 c は次の式で表される。

$$c = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{P_n}{b} \frac{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}} \tag{5.12}$$

また、摩擦係数 μ が接触面に作用する際、接線方向の圧力の分布 $q(y)$ はクーロンの法則に従うとすると、

$$q(y) = \mu p(y) = \mu p_{max} \sqrt{1 - \frac{y^2}{c^2}} \tag{5.13}$$

で表される。また、 σ_x は次式で与えられる。

$$\sigma_x = \nu(\sigma_y + \sigma_z) \tag{5.14}$$

そして, Smithらは式(5.9), 式(5.10), 式(5.11), 式(5.13)および式(5.14)から重ね合わせの原理を用いて摩擦力が働く場合の内部応力分布を求めている. その式を次に示す.

接触表面下 ($z < 0$):

$$\sigma_x = -\frac{2\nu}{\pi} p_{max} \left[\left\{ (c^2 + y^2 + z^2) \frac{z}{c} \bar{\Psi} - \frac{\pi z}{c} - 2yz\Psi \right\} + \mu \left\{ (y^2 - c^2 - z^2)\Psi + \frac{\pi y}{c} + (c^2 - y^2 - z^2) \frac{y}{c} \bar{\Psi} \right\} \right] \quad (5.15)$$

$$\sigma_y = -\frac{1}{\pi} p_{max} \left[\left\{ (c^2 + 2y^2 + 2z^2) \frac{z}{c} \bar{\Psi} - \frac{2\pi z}{c} - 3yz\Psi \right\} + \mu \left\{ (2y^2 - 2c^2 - 3z^2)\Psi + \frac{2\pi y}{c} + 2(c^2 - y^2 - z^2) \frac{y}{c} \bar{\Psi} \right\} \right] \quad (5.16)$$

$$\sigma_z = -\frac{1}{\pi} p_{max} z (c\bar{\Psi} - y\Psi + \mu z\Psi) \quad (5.17)$$

$$\tau_{yz} = -\frac{1}{\pi} p_{max} \left[z^2\Psi + \mu \left\{ (c^2 + 2y^2 + 2z^2) \frac{z}{c} \bar{\Psi} - \frac{2\pi z}{c} - 3yz\Psi \right\} \right] \quad (5.18)$$

接触表面上 ($z = 0$):

$$\sigma_x = \begin{cases} -2\nu\mu p_{max} \left(\frac{y}{c} - \sqrt{\frac{y^2}{c^2} - 1} \right) & (y \geq c) \\ -2\nu p_{max} \left(\sqrt{1 - \frac{y^2}{c^2}} + \mu \frac{y}{c} \right) & (|y| \leq c) \\ -2\nu\mu p_{max} \left(\frac{y}{c} + \sqrt{\frac{y^2}{c^2} - 1} \right) & (y \leq -c) \end{cases} \quad (5.19)$$

$$\sigma_y = \begin{cases} -2\mu p_{max} \left(\frac{y}{c} - \sqrt{\frac{y^2}{c^2} - 1} \right) & (y \geq c) \\ -p_{max} \left(\sqrt{1 - \frac{y^2}{c^2}} + 2\mu \frac{y}{c} \right) & (|y| \leq c) \\ -2\mu p_{max} \left(\frac{y}{c} + \sqrt{\frac{y^2}{c^2} - 1} \right) & (y \leq -c) \end{cases} \quad (5.20)$$

$$\sigma_z = \begin{cases} -p_{max} \sqrt{1 - \frac{y^2}{c^2}} & (|y| \leq c) \\ 0 & (y \geq c, y \leq -c) \end{cases} \quad (5.21)$$

$$\tau_{yz} = \begin{cases} -\mu p_{max} \sqrt{1 - \frac{y^2}{c^2}} & (|y| \leq c) \\ 0 & (y \geq c, y \leq -c) \end{cases} \quad (5.22)$$

主せん断応力 τ_{45° は接触表面、表面下ともに

$$\tau_{45^\circ} = \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_y - \sigma_z)^2 + 4\tau_{yz}^2} \quad (5.23)$$

ここで、 Ψ および $\bar{\Psi}$ は、次のように定義されている。

$$\Psi = \frac{\pi}{K_1} \cdot \frac{1 - \sqrt{\frac{K_2}{K_1}}}{\sqrt{\frac{K_2}{K_1}} \sqrt{2\sqrt{\frac{K_2}{K_1}} + \left(\frac{K_1 + K_2 - 4c^2}{K_1}\right)}} \quad (5.24)$$

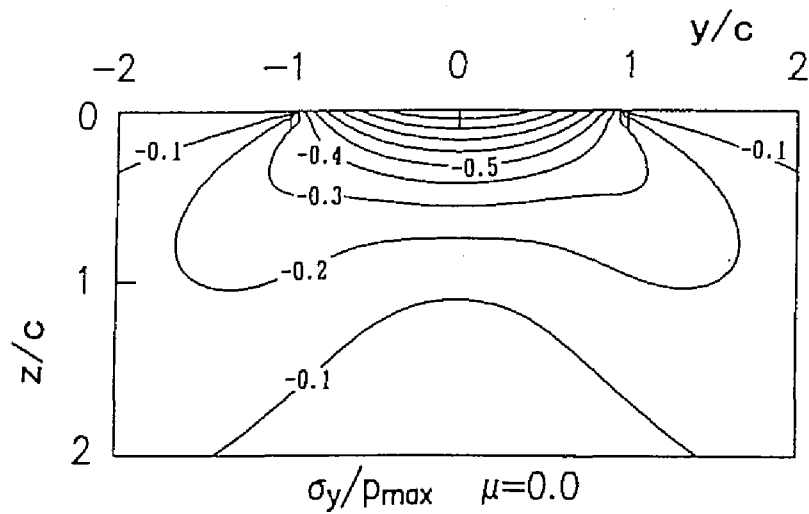
$$\bar{\Psi} = \frac{\pi}{K_1} \cdot \frac{1 + \sqrt{\frac{K_2}{K_1}}}{\sqrt{\frac{K_2}{K_1}} \sqrt{2\sqrt{\frac{K_2}{K_1}} + \left(\frac{K_1 + K_2 - 4c^2}{K_1}\right)}} \quad (5.25)$$

$$K_1 = (c + y)^2 + z^2, \quad K_2 = (c - y)^2 + z^2 \quad (5.26)$$

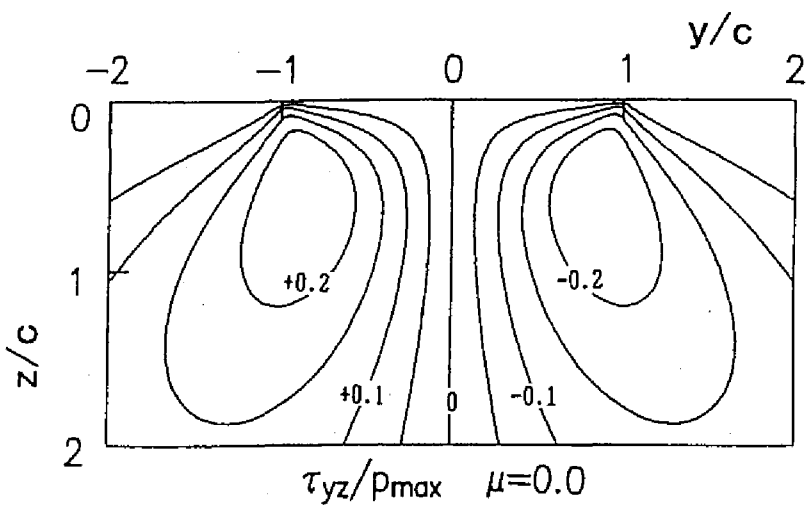
これらの式により 2 円筒がヘルツ接触する場合の内部応力分布を計算することができる。

5.2.2 内部応力分布の計算結果

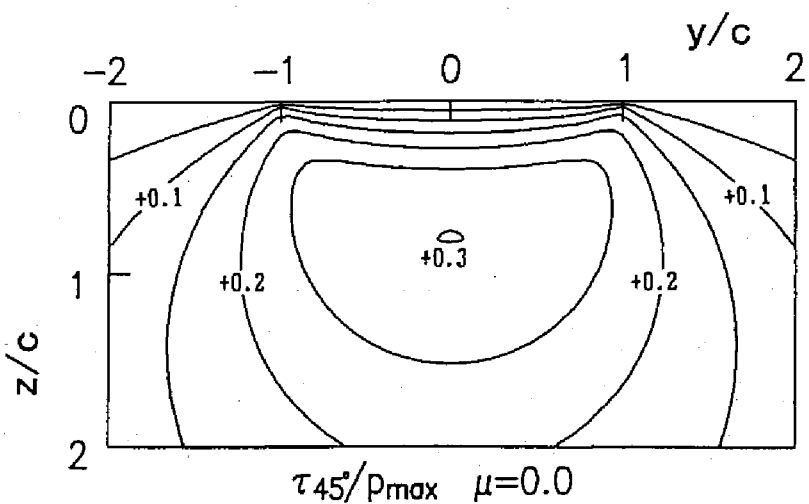
図 5-4 および図 5-5 に Smith らの式を用いて計算した y - z 平面内の応力分布を、摩擦係数 $\mu = 0.0$ と $\mu = 0.1$ の場合についてそれぞれ示す。さらに、 $\mu = 0.0$ のとき σ_y , τ_{yz} , τ_{45° の各応力成分の絶対値が最大となるそれぞれの深さ z での y 方向の応力変化を図 5-6 に示す。 σ_y , τ_{yz} , τ_{45° のそれぞれの応力成分は p_{max} で無次元化し、また y および z の長さは c で無次元化している。 σ_y は、表面 ($z/c = 0.0$) で最大となる。 $\mu = 0.0$ のとき σ_y は圧縮の応力であるが、 $\mu = 0.1$ では引張の応力成分が表面付近に現れている。 τ_{yz} は、 $z/c = 0.5$ で最大となる。 $\mu = 0.0$ のとき、 z 軸上では τ_{yz} は 0.0 となる。任意の無次元深さ z/c では y 方向に対して τ_{yz} の応力分布は両振の状態となっている。また、図 5-6 において $\mu = 0.0$ と $\mu = 0.1$ における τ_{yz} の値はあまり差がない。 τ_{45° は、約 $z/c = 0.78$ で最大となる。無次元深さ z/c では y 方向に対して τ_{45° の応力分布は片振の状態となっている。 τ_{yz} と同様に、 $\mu = 0.0$ と $\mu = 0.1$ における τ_{45° の値はあまり差がない。以上のことから、接触表面で最大となる σ_y は摩擦係数の影響を受けるが、接触表面下で最大となる τ_{yz} および τ_{45° は、摩擦係数の影響はあまり受けないといえる。また、2 円筒が接触しながら回転する場合、その円筒の円周上の任意の点に着目すると、ヘルツ接触荷重分布は y 方向に移動することとなり、円筒内部に生じる応力は繰返し応力になることがわかる。



(a)

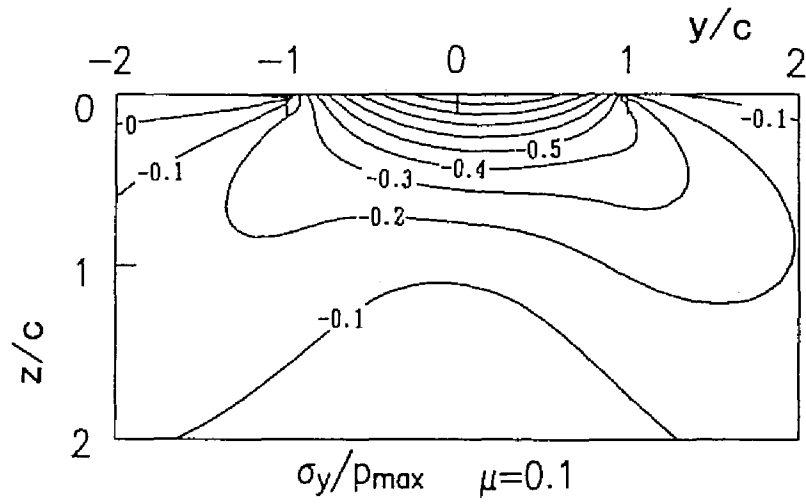


(b)

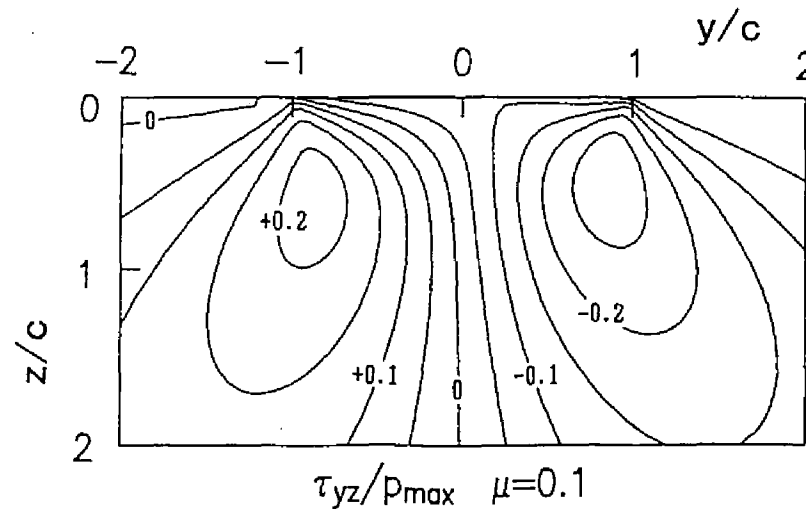


(c)

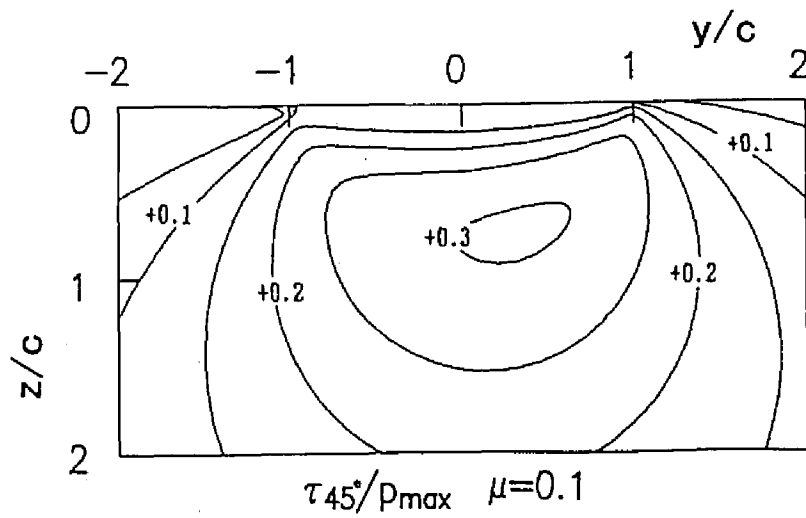
図 5-4 摩擦係数 $\mu = 0.0$ の場合の半無限平板内の等応力線 (a) σ_y , (b) τ_{yz} , (c) τ_{45}



(a)

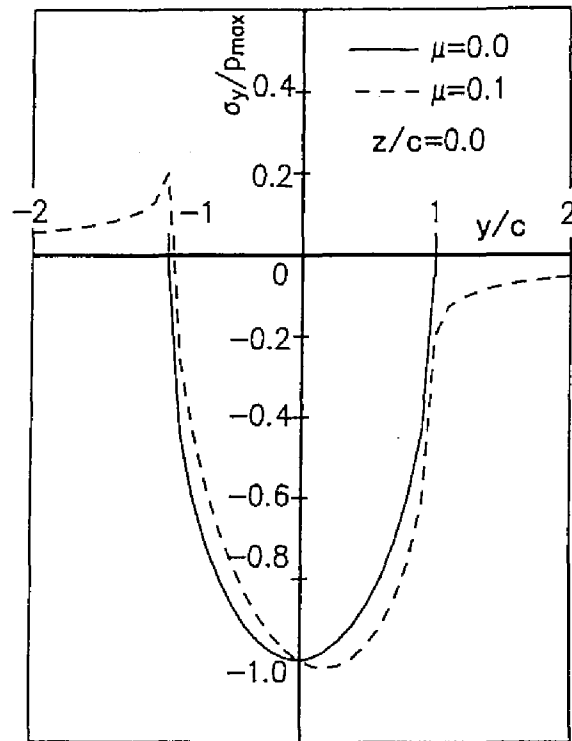


(b)

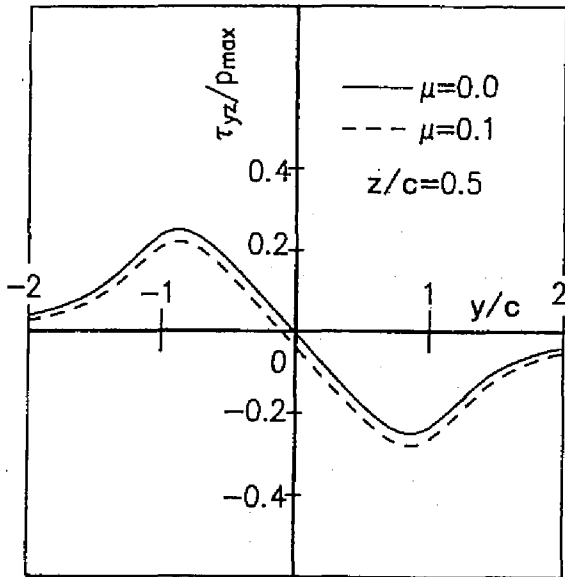


(c)

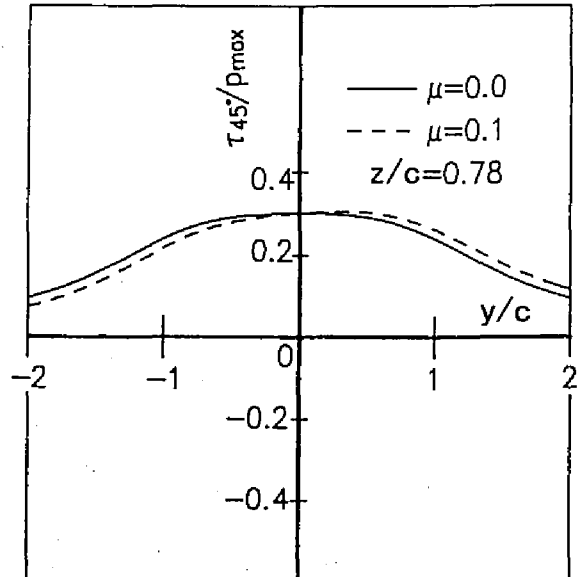
図 5-5 摩擦係数 $\mu = 0.1$ の場合の半無限平板内の等応力線 (a) σ_y , (b) τ_{yz} , (c) τ_{45}



(a)



(b)



(c)

図 5-6 各応力成分が最大となる深さでの y 方向の応力変化 (a) σ_y , (b) τ_{yz} , (c) τ_{45}

図5-7に $\mu = 0.0$ および $\mu = 0.1$ の場合における, σ_y , σ_z , τ_{yz} および τ_{45° の各応力成分を p_{max} で無次元化し, それぞれの応力成分の応力振幅の変化を無次元深さ z/c に対して示す. ある繰返し応力 σ が作用するとき, その応力振幅 $A(\sigma)$ は次式で定義される.

$$A(\sigma) = \frac{|\sigma_{max} - \sigma_{min}|}{2} \quad (5.27)$$

ここで, σ_{max} および σ_{min} は, σ の最大値および最小値である. すなわち, 任意の深さ z での各応力成分の最大値および最小値を求めて, 応力振幅の変化を計算した. $\mu = 0.0$ および 0.1 のいずれの場合においても, σ_y および σ_z の応力振幅は表面で最大となり, z/c が大きくなるにつれ σ_y の応力振幅は急激に減少している. σ_z では, $\mu = 0.1$ になってもほとんど影響がない. しかし, σ_y では, 図5-6で示したように $\mu = 0.1$ では引張の応力が生じたために, $\mu = 0.1$ における表面上の振幅の値は $\mu = 0.0$ のときよりも増加している. $\mu = 0.0$ のとき, τ_{yz} および τ_{45° の応力振幅は, それぞれ $z/c = 0.5$ および 0.78 で最大となっている. 応力値では τ_{yz} は τ_{45° よりも小さいが, 応力振幅では τ_{yz} は τ_{45° より大きくなっている. また, τ_{yz} については, $\mu = 0.1$ になっても応力振幅の値は $\mu = 0.0$ のときとほぼ同じである.

5.3 硬さとせん断応力の比による面圧強さの評価

5.3.1 硬さに対するせん断応力の比の振幅計算方法

藤田・吉田ら^{(19), (20)}によると, 表面硬化された鋼製歯車およびローラの場合, 両振のせん断応力 τ_{yz} と片振の最大せん断応力 τ_{45° とを用いて接触表面下で発生するスポーリング損傷を整理すると, その材

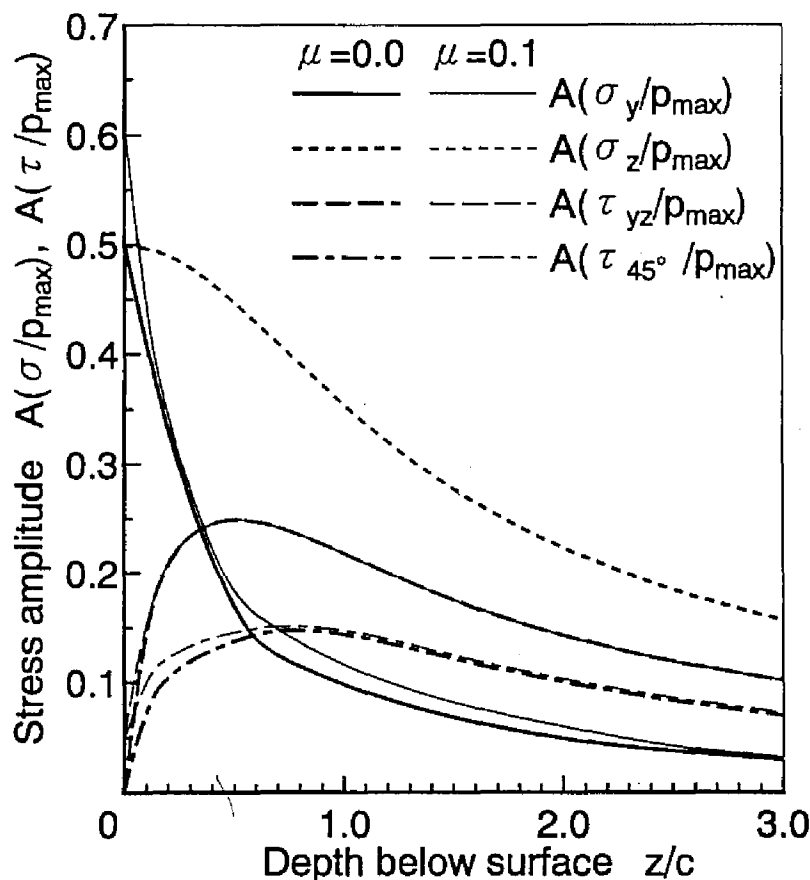


図 5-7 無次元深さ z/c に対する無次元応力振幅の変化

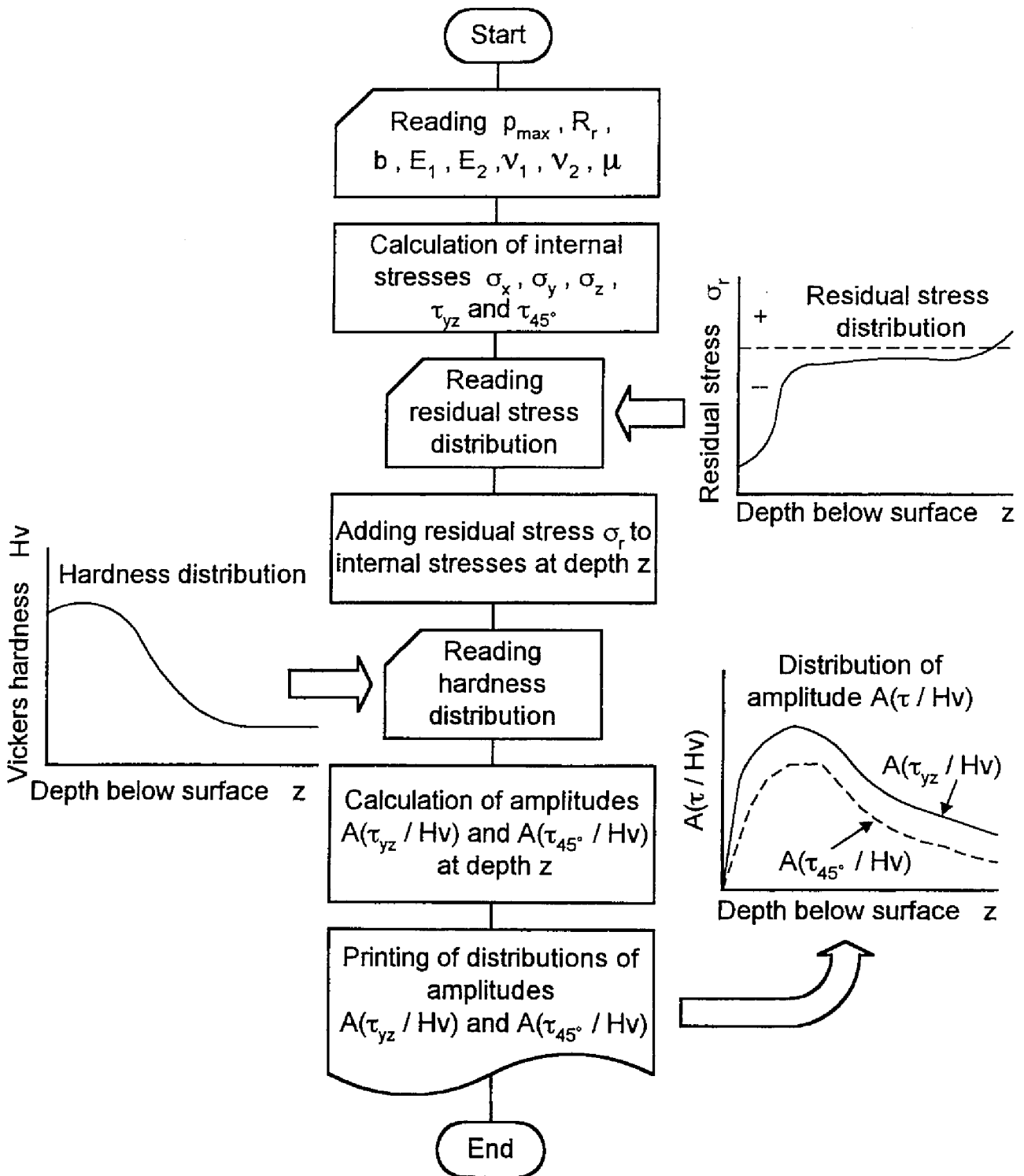


図 5-8 硬さに対するせん断応力の比の振幅計算フローチャート

料硬さに対するせん断応力の比の振幅によりスポーリング損傷寿命およびスポーリング損傷深さを評価できるとしている。そこで、本研究でも粉末焼結歯車およびローラにスポーリング損傷が発生したので、両振のせん断応力 τ_{yz} と片振の最大せん断応力 τ_{45} に着目して、硬さに対するせん断応力の比の振幅に着目して検討を進めることにする。

硬さに対するせん断応力の比の振幅を計算する際には、次の仮定を用いる。

- (a) 材料強さは硬さに比例する。

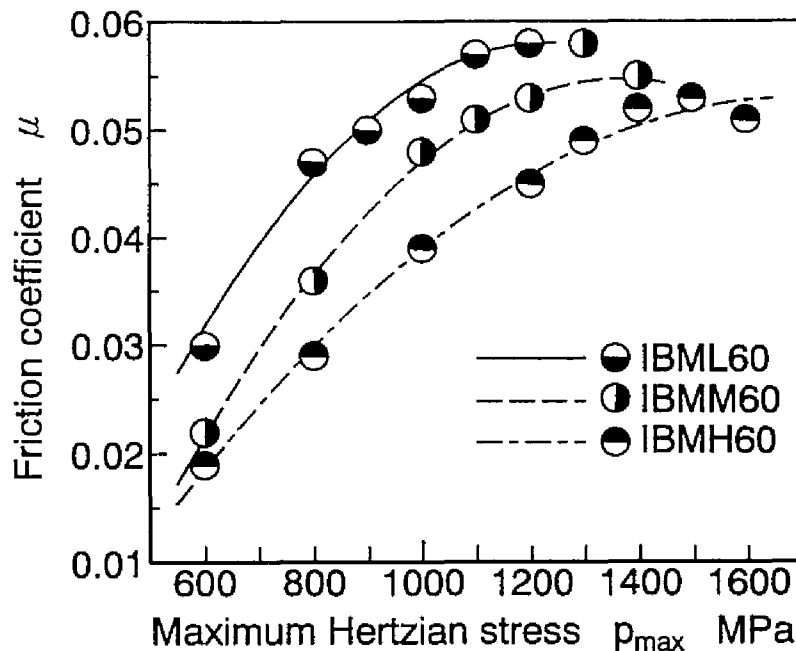


図 5-9 ヘルツの最大接触応力に対する摩擦係数の変化 (圧粉密度の影響)

- (b) 疲れ強さに及ぼす平均応力の影響を無視する。
- (c) 粉末焼結材ではその内部に気孔が存在するが、気孔の存在を無視して、均質な物体同士が接触する場合の内部応力計算式を用いる。
- (d) 残留応力は内部応力の各成分に代数的に加える。

上記の仮定における “材料強さは硬さに比例する” という仮定の妥当性を示すために、藤田・吉田らは種々の硬さを有するように熱処理した炭素鋼 S45C の引張試験⁽⁵¹⁾およびねじり試験⁽⁵²⁾により、引張強さ σ_B およびせん断強さ τ_B と硬さの関係を調べている。そして、 $\sigma_B, \tau_B \propto Hv^{1.05 \sim 1.06}$ という結果を得て、材料強さは硬さにほぼ比例することを確認している。

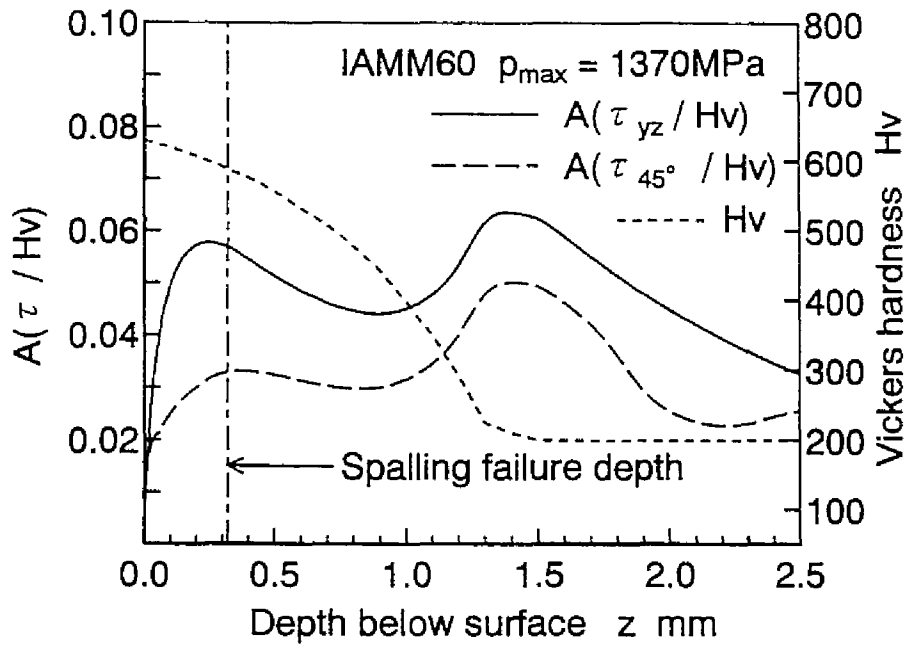
図 5-8 に硬さに対するせん断応力の比の振幅を計算する際のフローチャートを示す。まず、 $y-z$ 平面内の τ_{yz} と τ_{45° を計算するために、ヘルツの最大接触応力 p_{max} 、相対曲率半径 R_r 、有効接触幅 b 、ヤング率 E 、ポアソン比 ν 、および 2 円筒間の摩擦係数 μ を代入する。Smith らの式⁽⁵⁰⁾により内部応力を計算した後、試験片の残留応力分布を読み込み、内部応力に残留応力を加える。材料の硬さ分布を読み込んで、硬さで内部応力を除し、任意の深さ z での硬さに対するせん断応力の比の振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ と $A(\tau_{45^\circ}/Hv)$ を計算する。ローラ間の摩擦係数については、第 3 章に示したローラ試験機を用いて測定した値を使用した。摩擦係数 μ は、ローラ間に負荷した法線荷重 P_n 、ローラの駆動トルク T およびローラ半径 R から、 $\mu = T/(P_n \cdot R)$ の関係を用いて求めた。図 5-9 にヘルツの最大接触応力 p_{max} と摩擦係数 μ の関係を圧粉密度の影響に注目して示す。同じ p_{max} であれば圧粉密度が低いローラほど、 μ は高くなっている。圧粉密度が低いローラほどヤング率およびポアソン比が小さくなるので、同じ p_{max} を得るためには法線荷重をより多く負荷する必要がある。そのために、同じヘルツ応力であれば圧粉密度が低いローラほど、ローラ間の油膜厚さが薄くなり、摩擦係数がやや高くなったといえる。硬化層深さや粉末粒子径が変化しても、また 1P1S 焼結ローラの場合には、それらローラの摩擦係数はローラ IBMM60

のものとはほぼ同じであった。そして、HIP焼結ローラの摩擦係数は、ローラIBMH60の摩擦係数とほぼ同じであった。歯車では、歯面同士が滑らずに転がっているかみあいピッチ点付近にスポーリングが発生していたので、摩擦係数を0とした。なお、ローラの残留応力については、第3章で示したローラ内部の残留応力分布を用いた。歯車では歯内部の残留応力を測定できなかったため、硬さに対するせん断応力の比の振幅を計算する際には、残留応力は考慮していない。

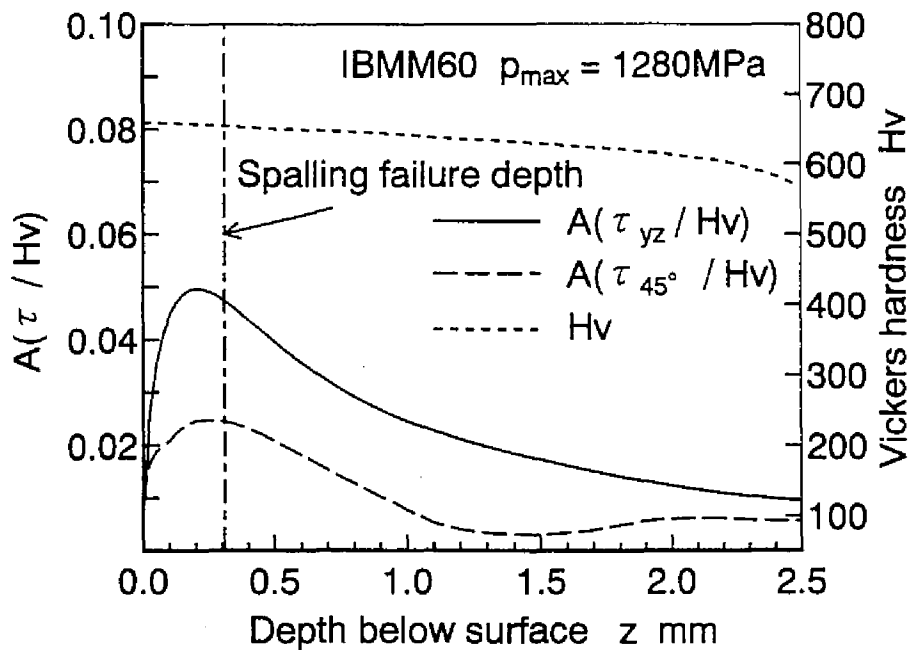
5.3.2 スポーリング損傷深さの評価

硬化層深さが面圧強さに及ぼす影響を考察するために、硬化層深さが異なる直径60mmローラについて、硬さに対するせん断応力の比の振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ と $A(\tau_{45^\circ}/Hv)$ の分布、硬さ分布ならびにスポーリング損傷深さの関係を図5-10に示す。 $p_{max} = 1370$ MPaの負荷条件において、硬化層深さが1.4 mmのローラIAMM60の振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ と $A(\tau_{45^\circ}/Hv)$ の分布は、硬化層内および硬化層と生地境界付近で極大となっている。しかし、 $p_{max} = 1280$ MPaの負荷条件において、硬化層深さが3.0 mmのローラIBMM60の振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ と $A(\tau_{45^\circ}/Hv)$ の分布は、硬化層内だけで極大となっている。スポーリング損傷深さは、ローラIAMM60およびローラIBMM60のいずれも硬化層内にあり、振幅 $A(\tau/Hv)$ が硬化層内で極大となる深さとほぼ一致している。ローラIAMM60では硬化層と生地境界でも振幅 $A(\tau/Hv)$ が極大となり、その振幅の値は硬化層内の値よりも大きい。き裂は発生していなかった。 $p_{max} = 1370$ MPaの負荷条件におけるローラIAMM60では、硬化層内で振幅 $A(\tau/Hv)$ が極大となる深さのせん断応力振幅 $A(\tau)$ の値は、硬化層と生地境界で振幅 $A(\tau/Hv)$ が極大となる深さのせん断応力振幅 $A(\tau)$ の値の約2倍であった。そのためにスポーリングは硬化層内だけに発生したと考えられる。また、いずれのローラの場合も、振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ は $A(\tau_{45^\circ}/Hv)$ よりも大きいことがわかる。したがって、スポーリング損傷発生深さは、振幅 $A(\tau_{45^\circ}/Hv)$ よりも振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ に依存するといえる。

粉末粒子径が面圧強さに及ぼす影響を考察するために、粉末粒子径が異なる直径30mmローラについて、硬さに対するせん断応力の比の振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ と $A(\tau_{45^\circ}/Hv)$ の分布、硬さ分布ならびにスポーリング損傷深さの関係を図5-11に示す。粉末粒子径が45 μm 以下のローラIBSM30および粉末粒子径が150 μm ～250 μm のローラIBLM30のそれぞれの負荷条件における振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ と $A(\tau_{45^\circ}/Hv)$ の分布は、硬化層内で極大となっている。また、振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ は、 $A(\tau_{45^\circ}/Hv)$ よりも大きい。粉末粒子が最も小さいローラIBSM30の硬さは、ほかの粉末粒子径の大きさのローラに比べ低かった。しかし、ローラIBSM30とIBLM30のスポーリング損傷深さは、振幅 $A(\tau/Hv)$ が極大となる深さとほぼ一致している。したがって、振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ を用いて損傷深さを整理すれば、硬さの違いは明白には現れないといえる。



(a)



(b)

図 5-10 振幅 $A(\tau/Hv)$ の変化, 硬さ分布およびスポーリング損傷深さ (硬化層深さの影響) (a) ローラ IAMM60, (b) ローラ IBMM60

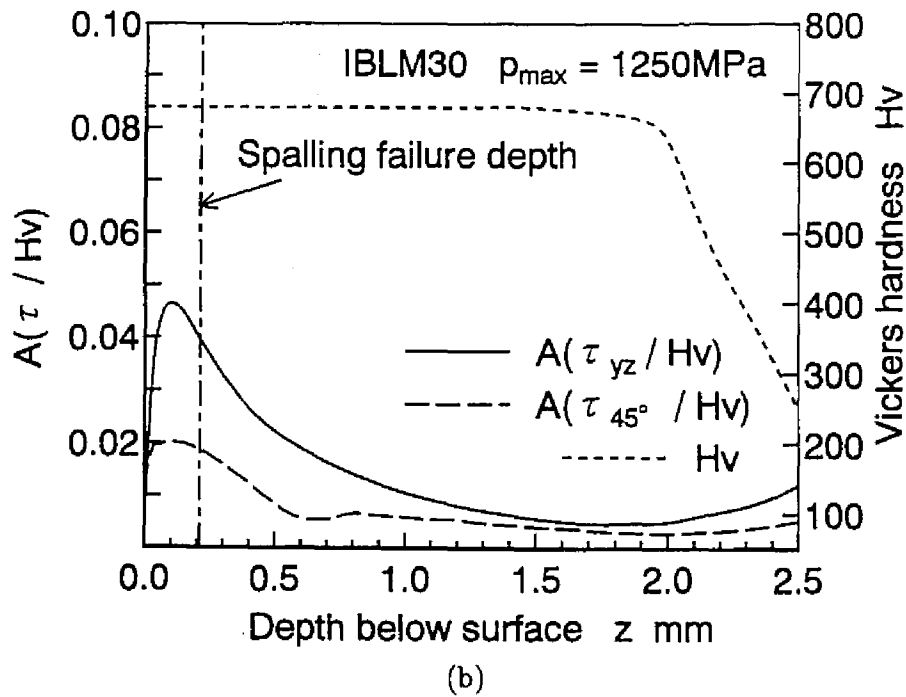
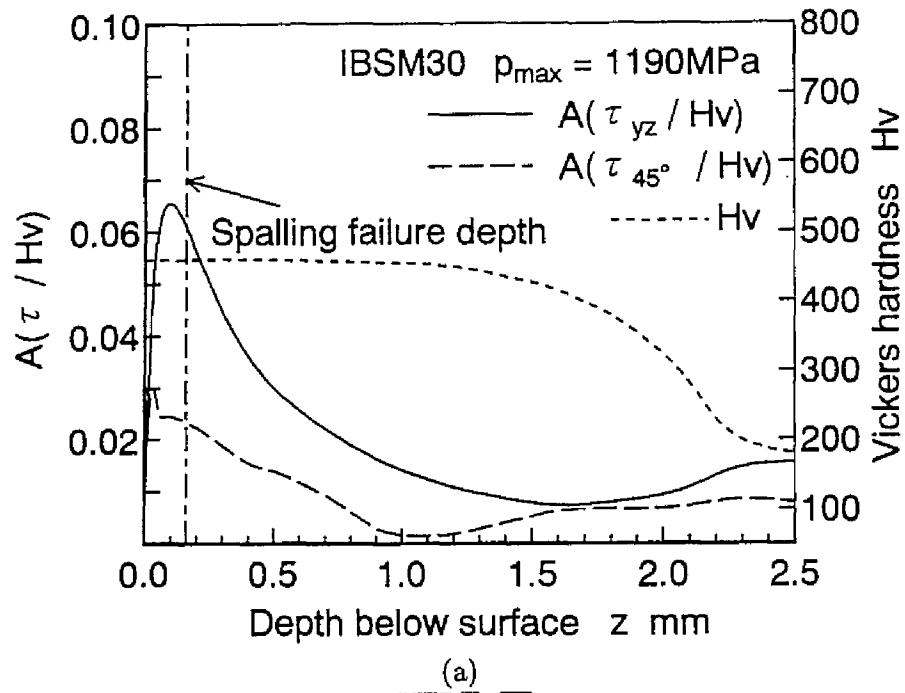


図 5-11 振幅 $A(\tau/Hv)$ の変化, 硬さ分布およびスポーリング損傷深さ (粉末粒子径の影響) (a) ローラ IBSM30, (b) ローラ IBLM30.

圧粉密度が面圧強さに及ぼす影響を考察するために、圧粉密度が異なる直径60mmローラについて、硬さに対するせん断応力の比の振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ と $A(\tau_{45^\circ}/Hv)$ の分布、硬さ分布ならびにスポーリング損傷深さの関係を図5-12に示す。ローラIBML60およびローラIBMH60の硬化層深さは約3.0mmであり、図中の振幅表示範囲内の深さでは硬さはほぼ一定の値であった。圧粉密度6.5 g/cm³のローラIBML60および圧粉密度7.3 g/cm³のローラIBMH60のそれぞれの負荷条件における振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ と $A(\tau_{45^\circ}/Hv)$ の分布は、硬化層内で極大となっている。同じヘルツ応力であっても、圧粉密度が異なると摩擦係数の値がわずかに異なっていたが、図5-6において示したようにせん断応力の値に及ぼす摩擦係数の影響はわずかである。したがって、圧粉密度の影響の場合にも、スポーリング損傷深さは、硬化層深さと粉末粒子径の影響と同様に、振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ が極大となる深さとほぼ一致するといえる。なお、図5-10から図5-12に示すように深さに対する振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ の変化は、振幅 $A(\tau_{45^\circ}/Hv)$ よりも滑らかに変化している。これは、硬さに対するせん断応力の比を計算する際に残留応力を内部応力の各成分に代数的に加えたが、材料力学的に残留応力は τ_{45° に影響を及ぼすが、 τ_{yz} には影響を及ぼさないためである。

次に、粉末焼結歯車について硬さに対するせん断応力の比の振幅について考察する。図5-13に歯車IBMMGおよび歯車IBSMGのそれぞれの硬さに対するせん断応力の比の振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ と $A(\tau_{45^\circ}/Hv)$ の分布、硬さ分布ならびにスポーリング損傷深さの関係を示す。歯車IBMMGおよび粉末粒子径が45 μm以下の歯車IBSMGの振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ と $A(\tau_{45^\circ}/Hv)$ の分布は、硬化層内で極大となっている。スポーリング損傷深さは、ローラの場合と同様に、振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ が極大となる深さとほぼ一致していることがわかる。歯車では、摩擦係数を0とし、残留応力分布を考慮していないが、先にも述べたように、残留応力は τ_{yz} に影響を及ぼさないので、硬さに対するせん断応力の比を計算する際には残留応力を考慮しなくてもよいといえる。

ほかのローラおよび歯車においても、スポーリング損傷深さは、振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ が硬化層内で極大となる深さとほぼ一致していることが確認できた。このことから、スポーリング損傷発生には、両振のせん断応力 τ_{yz} の影響が大きいことがわかる。振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ が極大となる深さとスポーリング損傷深さがほぼ一致すること、およびスポーリング損傷発生には両振のせん断応力 τ_{yz} が関与している結果は、吉田⁽²⁰⁾による表面硬化された鋼製歯車およびローラの結果と同じである。

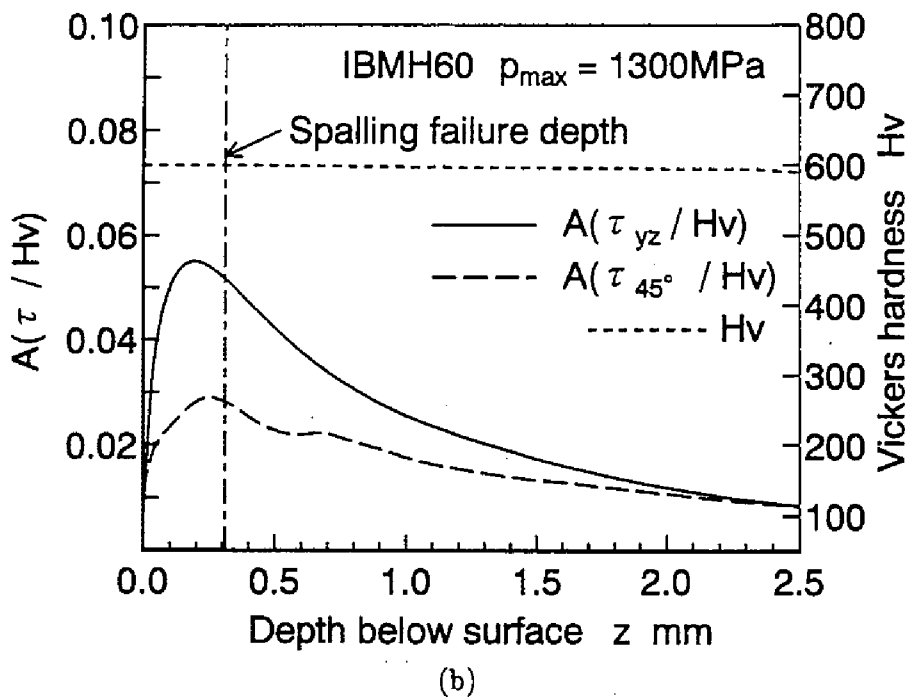
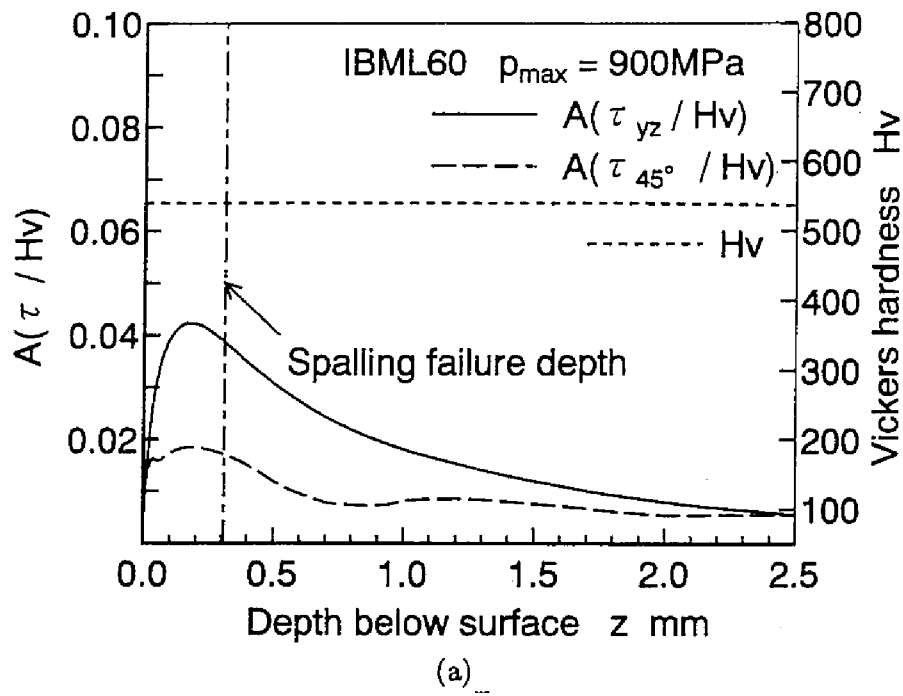
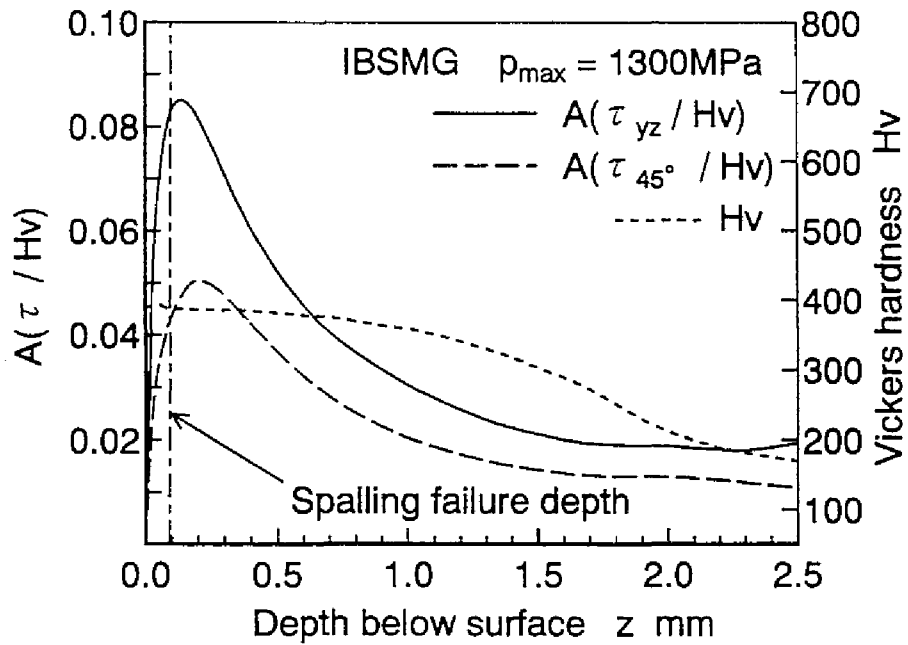
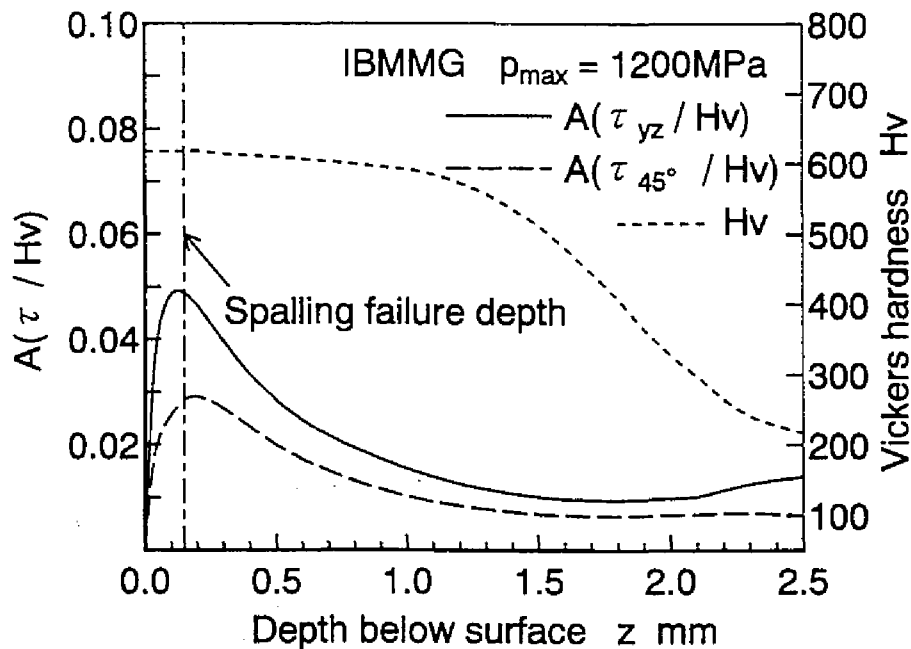


図 5-12 振幅 $A(\tau/Hv)$ の変化, 硬さ分布およびスポーリング損傷深さ (圧粉密度の影響) (a) ローラ IBML60, (b) ローラ IBMH60



(a)



(b)

図 5-13 振幅 $A(\tau/Hv)$ の変化, 硬さ分布およびスポーリング損傷深さ (歯車の場合) (a) 歯車IBSMG, (b) 歯車IBMMG

5.3.3 面圧強さの評価

高周波焼入れ粉末焼結歯車およびローラのスポーリング損傷深さは、硬さに対する両振のせん断応力の比の振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ が硬化層内で極大となる深さとほぼ一致していたことから、スポーリング損傷発生には、硬さ分布と両振のせん断応力 τ_{yz} が関与していることがわかった。そこで、スポーリング損傷した粉末焼結歯車およびローラの面圧強さ $(p_{max})_{wk}$ に対応する負荷条件下で振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ の分布を計算する。そして、硬化層内での振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ の極大値 $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{peak1}$ を求め、その振幅極大値 $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{peak1}$ での硬さ Hv とせん断応力振幅 $A(\tau_{yz})$ を求める。以上の計算から求めた硬さ Hv とせん断応力振幅 $A(\tau_{yz})$ の関係を用いて、粉末焼結歯車およびローラの面圧強さの整理を行う。

図5-14に粉末焼結歯車およびローラの硬さ Hv とせん断応力振幅 $A(\tau_{yz})$ との関係を硬化層深さの影響に注目して示す。図中の $A(\tau_{yz}) = 0.427 \cdot Hv^{1.04}$ で示した直線は、種々の表面硬化した鋼製ローラの滑り・転がり疲れ試験から得られた結果をまとめたものである⁽⁵³⁾。粉末焼結歯車およびローラの $A(\tau_{yz})$ と Hv との関係を求めると、 $A(\tau_{yz}) = 0.884 \cdot Hv^{0.89}$ となる。粉末焼結材の場合も、鋼と同様に、硬さと面圧強さの関係はほぼ比例するといえる。概して硬さが高い試験片ほどスポーリング損傷深さにおける $A(\tau_{yz})$ は、高くなる傾向にあることがわかる。また、硬化層深さはほとんど関係していないこともわかる。鋼の $A(\tau_{yz}) - Hv$ 直線と比べると、粉末焼結試験片のほうが $A(\tau_{yz}) - Hv$ 直線は下方に位置し、直線の傾きも緩やかである。すなわち、粉末焼結材の場合も面圧強さは硬さに比例するが、面圧強さと硬さの関係は鋼と同じでないことがわかる。

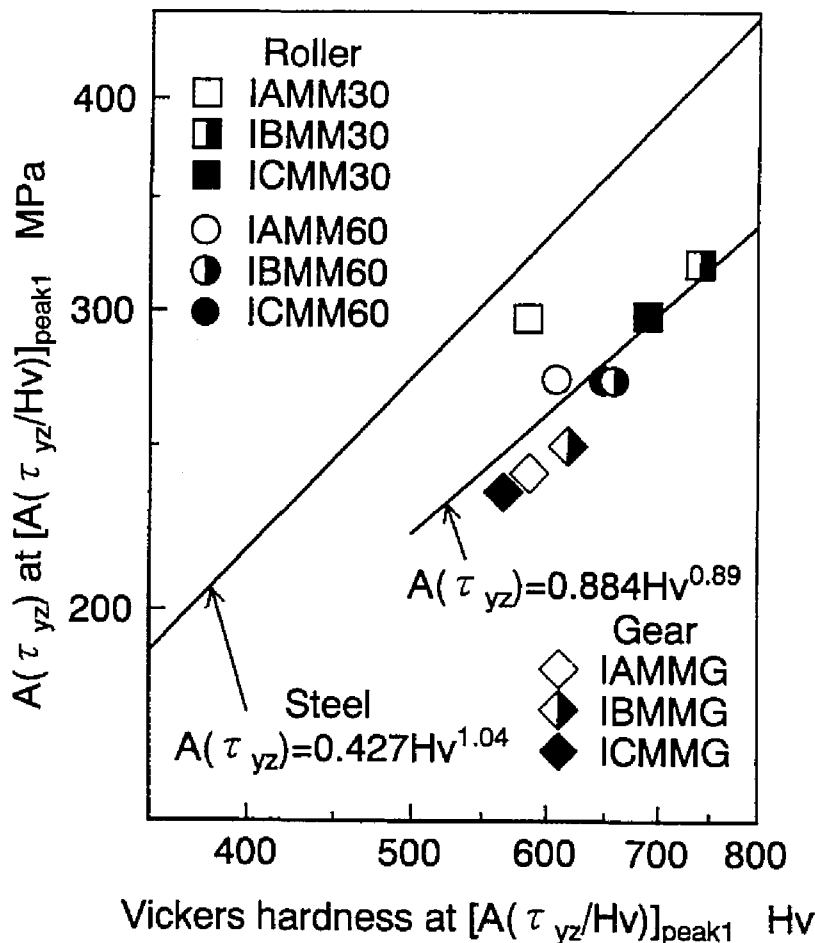


図5-14 硬さ Hv と両振のせん断応力振幅 $A(\tau_{yz})$ の関係 (硬化層深さの影響)

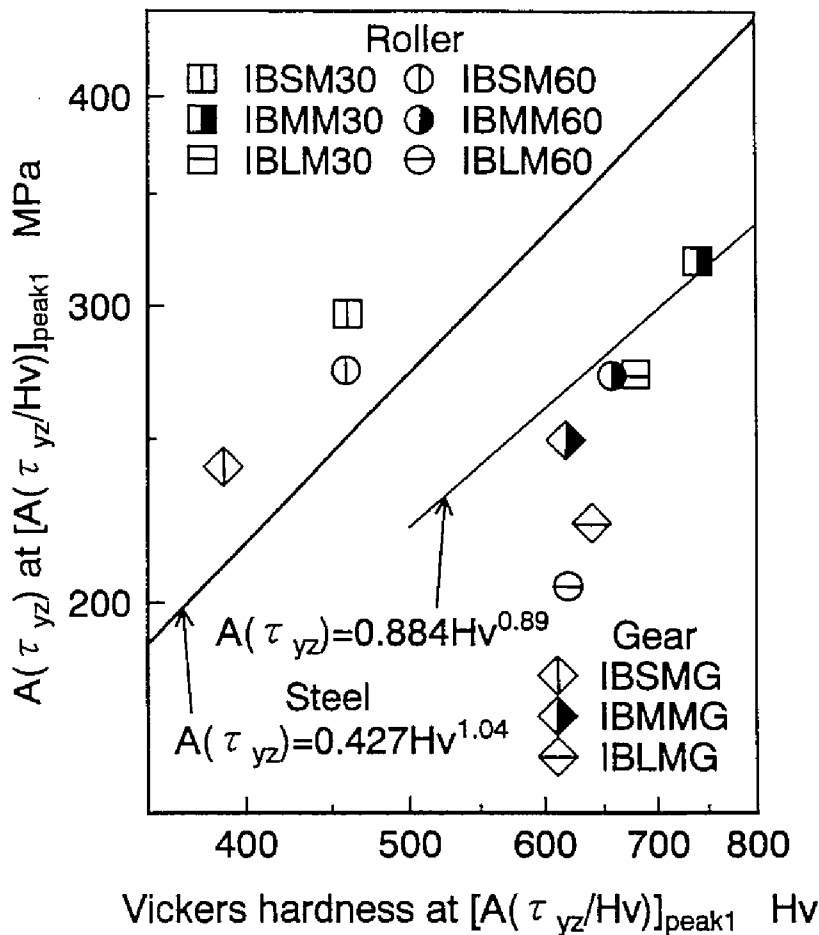


図 5-15 硬さ Hv と両振のせん断応力振幅 $A(\tau_{yz})$ の関係 (粉末粒子径の影響)

図 5-15 に粉末焼結歯車およびローラの硬さ Hv とせん断応力振幅 $A(\tau_{yz})$ との関係を粉末粒子径の影響に着目して示す。同じ硬さであっても、粉末粒子径が大きければ粉末焼結歯車およびローラの $A(\tau_{yz})$ は低くなる傾向にある。しかし、粉末粒子径が最も小さかった歯車 IBSMG、ローラ IBSM30 およびローラ IBSM60 の $A(\tau_{yz}) - Hv$ の関係は、鋼の $A(\tau_{yz}) - Hv$ の直線よりも上方に位置し、鋼よりも強くなっている。面圧強さでは、試験片 IBSM はそれよりも粉末粒子径の大きい試験片 IBMM とほぼ同じであった。試験片 IBSM では試験片 IBMM よりも小さい気孔が密集して分布しているために、硬さがほかの大ききの粉末粒子径の試験片よりも低下していた。原料粉の硬さは粉末粒子径が異なっても同じであると考えられるが、原料粉を焼結した粉末焼結材としての硬さは粉末粒子径の大ききの影響を受ける。すなわち、気孔分布が粉末焼結材の硬さに影響を及ぼすので、試験片 IBSM では硬さが低く測定され、 $A(\tau_{yz})$ と Hv の関係において試験片 IBSM は鋼よりも見かけ上強くなったといえる。

図 5-16 に圧粉密度、焼結方法および原料粉の影響に着目して、硬さ Hv とせん断応力振幅 $A(\tau_{yz})$ の関係を示す。なお、粉末焼結歯車の場合、圧粉密度、焼結方法および原料粉の影響については実験を行っていないので、図中には粉末焼結歯車の実験結果はない。圧粉密度の影響に関しては、圧粉密度が最も高いローラ IBMH の $A(\tau_{yz}) - Hv$ 関係は、鋼の $A(\tau_{yz}) - Hv$ 直線付近に位置している。圧粉密度が最も低いローラ IBML はローラ IBMH とほぼ同じ硬さであったが、同じ直径のローラを比べると、その $A(\tau_{yz})$ の値はかなり低くなっている。焼結法の影響に関しては、HIP 焼結ローラの $A(\tau_{yz}) - Hv$ 関係は鋼の $A(\tau_{yz}) - Hv$ 直線付近に位置しているが、1次成形1次焼結の工程を経て焼結される 1P1S 焼結ローラ

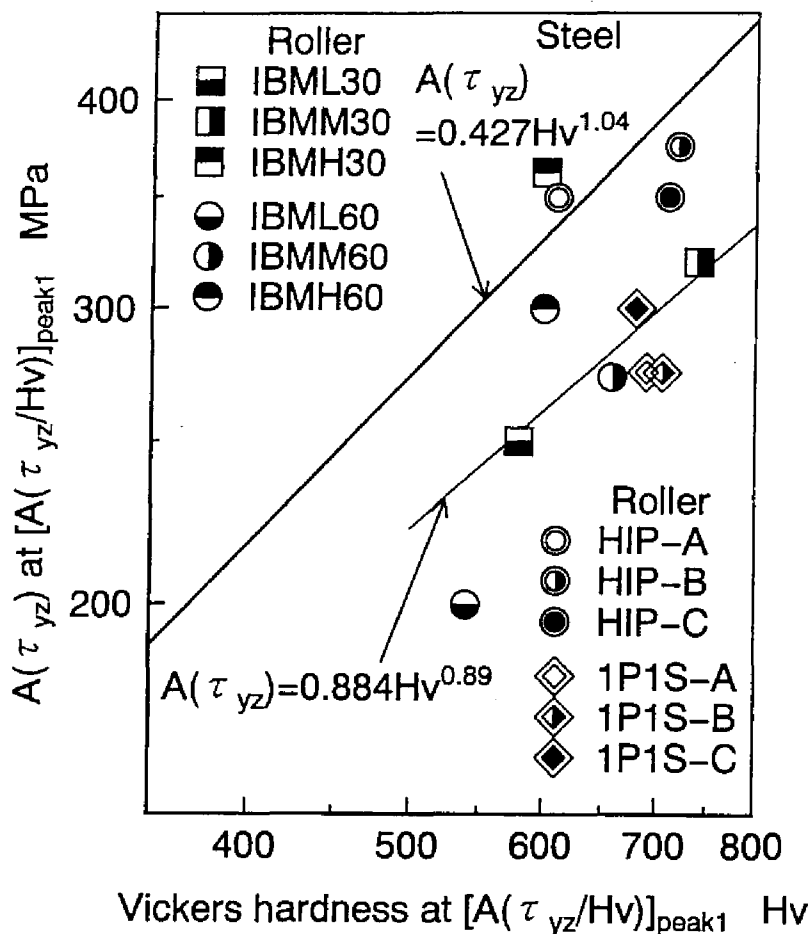


図 5-16 硬さ Hv と両振のせん断応力振幅 $A(\tau_{yz})$ の関係 (圧粉密度, 焼結方法および原料粉の影響)

の $A(\tau_{yz}) - Hv$ 関係は, 硬化層深さの影響について求めた図 5-14 の粉末焼結材の $A(\tau_{yz}) - Hv$ 直線付近に位置している。HIP 焼結ローラでは, 内部に気孔がなかったため, 硬さに対する $A(\tau_{yz})$ の値はほぼ鋼と同等になったといえる。また, 1P1S 焼結ローラの気孔分布は試験片 IAMM, IBMM および ICMM と極端な差がなかったために, 1P1S 焼結ローラの $A(\tau_{yz}) - Hv$ 関係は硬化層深さの影響について求めた $A(\tau_{yz}) - Hv$ 直線付近に位置したといえる。原料粉の影響に関しては, HIP 焼結ローラではブレアロイ型合金鋼粉から造られたローラ HIP-B の $A(\tau_{yz})$ が最も高く, 1P1S 焼結ローラでは拡散型合金鋼粉から造られたローラ 1P1S-C の $A(\tau_{yz})$ が最も高い。したがって, 硬さがほぼ同じであっても, 原料粉の種類の違いにより硬さと材料強さの関係が異なると考えられる。

以上の結果から, 粉末焼結材の場合, 気孔分布が同じであれば, 硬さと面圧強さの関係は一義的に決まるが, 気孔分布および原料粉の種類が異なると硬さと面圧強さの関係も異なる。すなわち, 気孔分布および原料粉の種類が粉末焼結材の硬さと面圧強さに影響を及ぼすために, 硬さからその面圧強さを決めることができないといえる。

5.4 結言

鋼製歯車では, 歯車の面圧強さを設計する際には, 材料の硬さと面圧強さの関係が一つの指針となっている。粉末焼結歯車においても, 鋼と同様に, 粉末焼結材の硬さと歯車の面圧強さの関係を調べることにより, 硬さによって面圧強さを推定できるかどうかを調べる必要がある。そこで, スポーリング損

傷した高周波焼入れ粉末焼結歯車およびローラの面圧強さを評価するために、ヘルツ接触条件下の2円筒に生じる内部応力をSmithらの式から計算し、粉末焼結歯車およびローラの硬さに対するせん断応力の比の振幅 $A(\tau/Hv)$ を用いて、スポーリング損傷深さの評価と面圧強さの評価を行った。本章で得られた結果を要約すると以下ようになる。

- (1) ヘルツ接触する2円筒の内部応力については、表面で最大となる円周方向の応力 σ_y は摩擦係数の影響を受けるが、表面下で最大となる両振のせん断応力 τ_{yz} と片振の最大せん断応力 τ_{45} は摩擦係数の影響をほとんど受けない。応力振幅の値は、両振のせん断応力のほうが片振の最大せん断応力よりも大きい。
- (2) 材料強さは硬さに比例するという仮定の下で、スポーリング損傷深さを評価したところ、その損傷深さは硬さ Hv に対する両振のせん断応力の比の振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ が硬化層内で極大となる深さとほぼ一致した。このことから、スポーリング損傷が発生する深さは、両振のせん断応力 τ_{yz} に依存していることがわかった。
- (3) 寿命 2.0×10^7 サイクルに対するヘルツの最大接触応力を面圧強さとするとき、その面圧強さの負荷条件において硬さに対する両振のせん断応力の比の振幅を計算し、その振幅が硬化層内で極大となる深さでの両振りのせん断応力振幅 $A(\tau_{yz})$ と硬さ Hv を用いて面圧強さを評価した。同じ気孔分布を有する粉末焼結材では、硬さとせん断応力振幅は比例関係にあった。しかし、粉末粒子径、圧粉密度、焼結方法および原料粉が異なると、同じ硬さであってもせん断応力 $A(\tau_{yz})$ の値は異なっていた。気孔分布および原料粉の種類が異なると、硬さと面圧強さの関係も異なり、硬さから粉末焼結材の面圧強さを一義的に決めることができないことを明らかにした。

第6章

応力集中係数と切欠き係数による面圧強さ評価

6.1 緒言

高周波焼入れ粉末焼結歯車およびローラの面圧強さと損傷形態には、その内部に存在する気孔が重要な役割を担っていた。粉末焼結歯車およびローラの損傷形態はスポーリングであり、そのスポーリングき裂は歯面およびローラ表面下から発生し、表面とほぼ平行に伝ばしていた。そして、そのスポーリングき裂の発生起点は気孔であることも推察できた。気孔を考慮せずにヘルツ接触条件下における内部応力分布を計算した結果では、両振のせん断応力がスポーリング損傷発生深さに関与していることがわかったが、粉末焼結材の硬さと両振のせん断応力の比を用いて粉末焼結歯車およびローラの面圧強さを評価することはできなかった。また、粉末焼結歯車およびローラの面圧強さを評価するためには、気孔分布を考慮しなければならないことが明らかになった。破壊力学の観点から気孔をき裂の一種であると考え、気孔を起点として発生するスポーリングき裂がどのようなモードで伝ばしていくかが面圧強さを評価する上で重要になると考えられる。そこで、本章では、ヘルツ接触条件下での表面と平行なき裂に対する応力拡大係数を有限要素法により解析し、どのようなモードでき裂が伝ばするかを明らかにし、第5章においてスポーリングき裂発生深さに両振のせん断応力が関与していた理由について考察する。そして、気孔をモデル化した円孔周りの応力を有限要素法を用いて解析し、両振のせん断応力に関する応力集中係数を求める。さらに、気孔を一種の切欠きとみなして、粉末焼結歯車およびローラの面圧強さに関する切欠き係数を求めて、粉末焼結歯車およびローラの面圧強さを応力集中係数と切欠き係数の関係から評価することを試みる。

6.2 有限要素法による内部応力解析

6.2.1 応力拡大係数

一般に弾性体のき裂近傍の応力と変位は、3つの応力拡大係数 K_I , K_{II} , K_{III} で表される⁽⁵⁴⁾。 K_I , K_{II} , K_{III} は、それぞれモードI (開口型)、モードII (面内せん断型)、モードIII (面外せん断型) に対する応力拡大係数であり、き裂の相対的変位の違いにより応力拡大係数が区別されている。図6-1に示す半無限板内に接触面 (y 方向) と平行な長さ $2a$ のき裂があるとする。 y 方向の変位を u , z 方向の変位を v とし、平面内の応力と変位だけを考える場合、面外せん断型の応力拡大係数 K_{III} は考慮しなくてもよい。き裂先端近傍の応力および変位の成分は、き裂先端を原点とする極座標 (r, θ) を用いると二次元弾性論では次のように表すことができる。

応力成分：

$$\sigma_y = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) - \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \left(2 + \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \right) \quad (6.1)$$

$$\sigma_z = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) + \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \quad (6.2)$$

$$\tau_{yz} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} + \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) \quad (6.3)$$

変位成分：

$$u = \frac{K_I}{4\pi G} \sqrt{2\pi r} \cos \frac{\theta}{2} \left(\kappa - 1 + 2 \sin^2 \frac{\theta}{2} \right) + \frac{K_{II}}{4\pi G} \sqrt{2\pi r} \sin \frac{\theta}{2} \left(\kappa + 1 + 2 \cos^2 \frac{\theta}{2} \right) \quad (6.4)$$

$$v = \frac{K_I}{4\pi G} \sqrt{2\pi r} \sin \frac{\theta}{2} \left(\kappa + 1 + 2 \cos^2 \frac{\theta}{2} \right) - \frac{K_{II}}{4\pi G} \sqrt{2\pi r} \cos \frac{\theta}{2} \left(\kappa - 1 - 2 \sin^2 \frac{\theta}{2} \right) \quad (6.5)$$

ただし、 G はせん断弾性係数であり、変位式における係数 κ は平面ひずみ問題および平面応力問題に対して、それぞれ

$$\kappa = \begin{cases} 3 - 4\nu & \text{(平面ひずみ問題)} \\ \frac{3 - \nu}{1 + \nu} & \text{(平面応力問題)} \end{cases} \quad (6.6)$$

である。ここで、 ν はポアソン比である。なお、 G とヤング率 E の関係は、 $G = E / 2(1 + \nu)$ で表される。したがって、き裂先端近傍の応力と変位を有限要素法を用いて解析し、式 (6.1)、式 (6.2)、式 (6.3) あるいは式 (6.4)、式 (6.5) を用いれば応力拡大係数 K_I および K_{II} を求めることができる。応力と変位を解析するために用いる本論文の有限要素法は、解析対象の剛性方程式から変位を求め、その求めた変位から応力を計算するものである。そのために、数値計算の点では、応力成分の誤差よりも変位成分の誤差のほうが少ない⁽⁵⁵⁾。したがって、本論文では式 (6.4) と式 (6.5) を用いて応力拡大係数を求

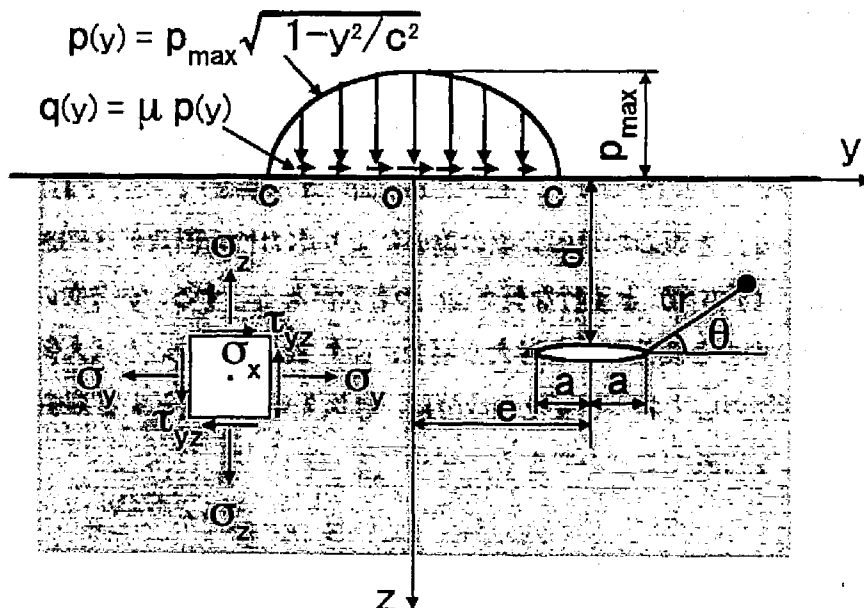


図 6-1 応力拡大係数解析モデル

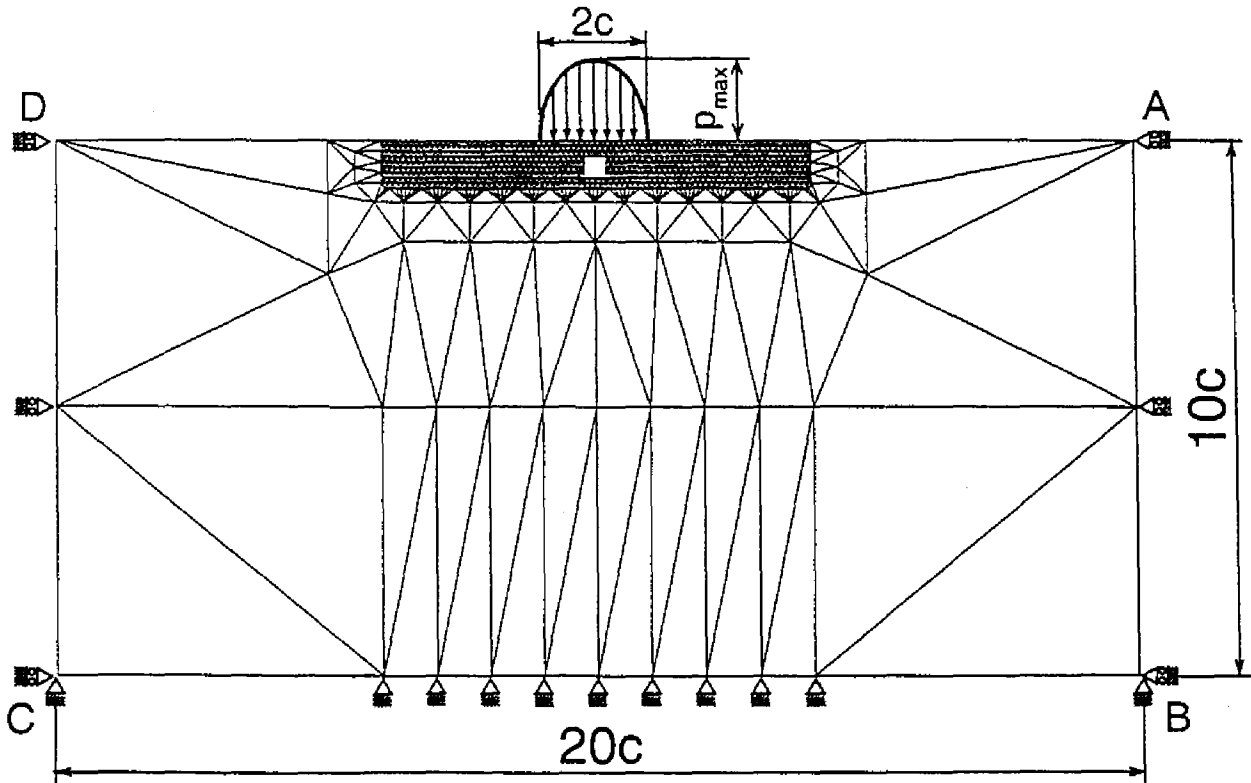


図 6-2 半無限平板の要素分割

める。この場合、モードIとモードIIの応力拡大係数を相対開口変位 Δv と相対せん断変位 Δu で書き直すと次のようになる。

$$K_I = \frac{2\pi G \Delta v}{\sqrt{2\pi r}(\kappa + 1)} \quad (6.7)$$

$$K_{II} = \frac{2\pi G \Delta u}{\sqrt{2\pi r}(\kappa + 1)} \quad (6.8)$$

ここで、 $\Delta u = u_{\theta=\pi} - u_{\theta=-\pi}$ であり、 $\Delta v = v_{\theta=\pi} - v_{\theta=-\pi}$ である。有限要素法から得られたき裂先端近傍の要素の節点変位と式 (6.7) および式 (6.8) を用いて、 $r = 0$ 近傍の応力拡大係数 K_I と K_{II} の値を求める。そして、き裂先端 $r = 0$ における応力拡大係数 K_I と K_{II} を $r = 0$ 近傍の応力拡大係数から外挿して求める⁽⁵⁵⁾。有限要素法の計算には、日本材料学会編の“初心者のための有限要素法”⁽⁵⁶⁾に付属している有限要素プログラムを改良したものをを用いた。また、要素分割には、デローニー三角分割法を利用した要素自動分割プログラム⁽⁵⁷⁾を用いた。

図 6-2 および図 6-3 に応力拡大係数を求めるための要素分割を示す。要素には三角形一定ひずみ要素を用い、平面ひずみ問題としてき裂近傍の変位の計算を行った。負荷条件は、ヘルツの最大接触応力 $p_{max} = 1000 \text{ MPa}$ である。材料定数についてはヤング率 E およびポアソン比 ν をそれぞれ 206 GPa 、 0.3 とし、相対曲率半径 R_r を 15 mm 、円筒の接触幅 b を 5 mm とした。上記の条件で、ヘルツの接触幅の $1/2$ である c は $265 \mu\text{m}$ となる。図 6-2 に示すように y 方向の長さを $20c$ とし、 z 方向の長さを $10c$ として半無限平板をモデル化した。拘束条件については、辺 AB および辺 CD 上の節点は y 方向を拘束し、辺 CB 上の節点は固定した。ヘルツ接触荷重は辺 AD 上に負荷した。辺 AD から z 方向に $1.0c$ と辺 AD の中点から y 方向に $\pm 4.0c$ までの要素を細分化した。き裂近傍の要素分割は図 6-3(a) に示すとおりで、

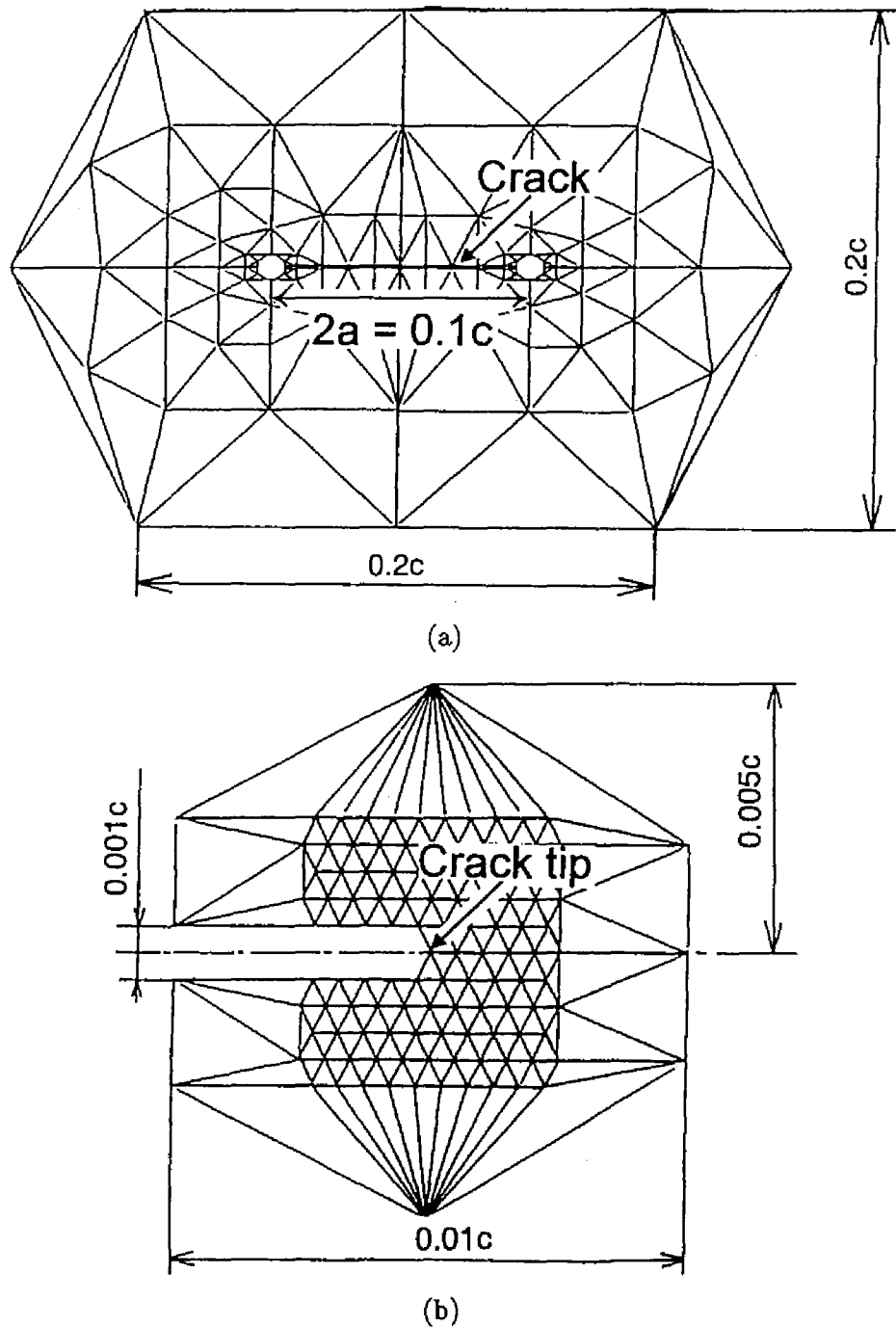


図 6-3 き裂近傍の要素分割 (a)き裂, (b)き裂先端近傍

き裂長さ $2a$ を $0.1c$ とした。き裂先端近傍の要素分割は、図 6-3(b) に示すようにさらに細分化した。図 6-2 に示した要素中にき裂をモデル化した図 6-3 の要素を辺 AD から深さ $0.5c$ のところに埋め込み、辺 AD と平行なき裂のモデルとした。そして、接触面の摩擦係数 μ が $0.0, 0.3, 0.5$ の場合の応力拡大係数を計算した。上記の要素分割は要素数 3190 および節点数 1682 から成っている。

図 6-4 にき裂がない場合の上記の要素分割における内部応力の計算精度を示す。摩擦係数 $\mu = 0.0$ の場合について、 $y = 0$ での z 方向における応力成分 $\sigma_y, \sigma_z, \tau_{45}$ の変化を示している。ただし、主せん断応力 τ_{45} は $\pm 0.5\sqrt{(\sigma_y - \sigma_z)^2 + 4\tau_{yz}^2}$ である。有限要素法による内部応力の計算結果と Smith らの式 (50) から求めた内部応力の理論解を比べると、 σ_z については有限要素法の計算結果と理論解とはほぼ一致していることがわかる。 σ_y については、有限要素法の計算結果のほうが応力の減少割合が大きい。

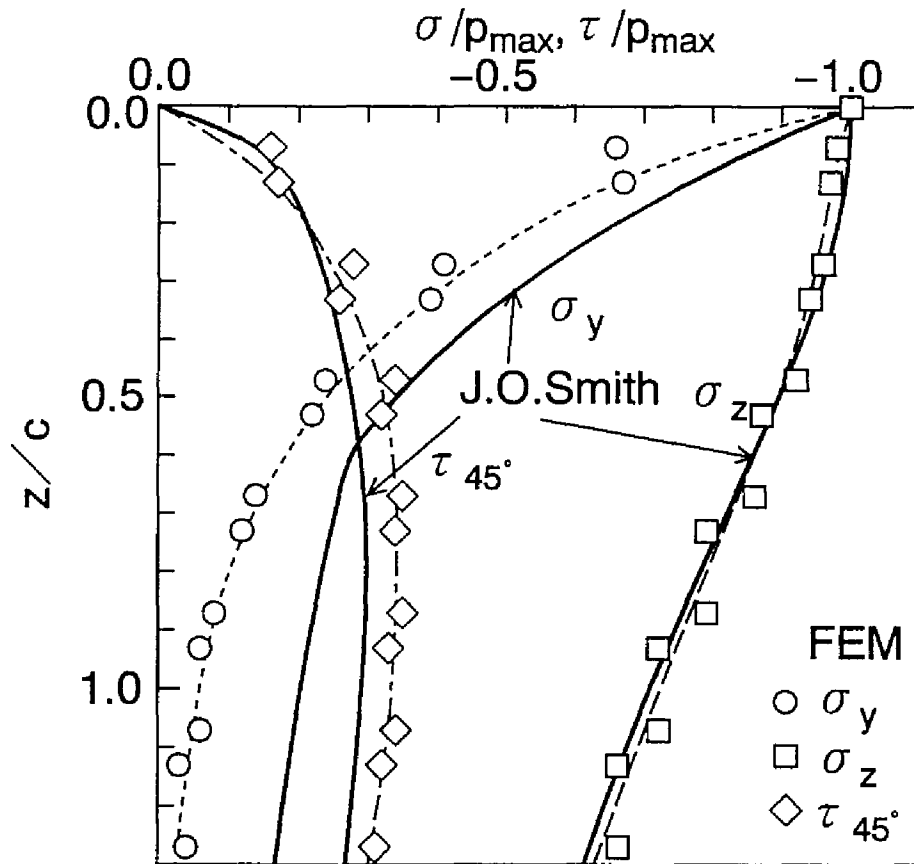


図 6-4 有限要素法の内部応力計算精度

また、 τ_{45} については、有限要素法の計算結果のほうが理論解よりもわずかに大きくなっている。

図 6-5 および図 6-6 にき裂の右先端部における無次元応力拡大係数 $K_I / p_{max}\sqrt{\pi a}$ および $K_{II} / p_{max}\sqrt{\pi a}$ の変化を y 方向の無次元長さ e/c に対して示す。 e は、ヘルツ接触荷重の中心からき裂中央部までの y 方向の距離である。図 6-5 に示すように全ての摩擦係数の場合、 $K_I / p_{max}\sqrt{\pi a}$ は 0 以下となっている。開口型の応力拡大係数 K_I が 0 以下のとき、き裂先端の相対的な開口変位は 0 あるいは負であるから、き裂は伝ばしないことになる。一方、図 6-6 に示すように e/c に対し $K_{II} / p_{max}\sqrt{\pi a}$ は正あるいは負の値をとっている。き裂先端近傍の相対的なせん断変位については、面内せん断型の応力拡大係数 K_{II} が正の場合、き裂上面の変位のほうがき裂下面の変位よりも大きく、逆に K_{II} が負の場合、き裂上面の変位のほうがき裂下面の変位よりも小さいことを示している。したがって、 K_{II} が負であっても、き裂は伝ばすることになる。潤滑されたローラの摩擦係数は、前章で示したように約 0.05 であることから、表面下に平行なき裂がある場合のき裂伝ばに関するモードは摩擦係数が 0.0 の場合のモードに近いと考えられる。以上のことから、スポーリングき裂のような表面と平行なき裂の伝ばには、モード II のき裂伝ばが支配的であることがわかる。

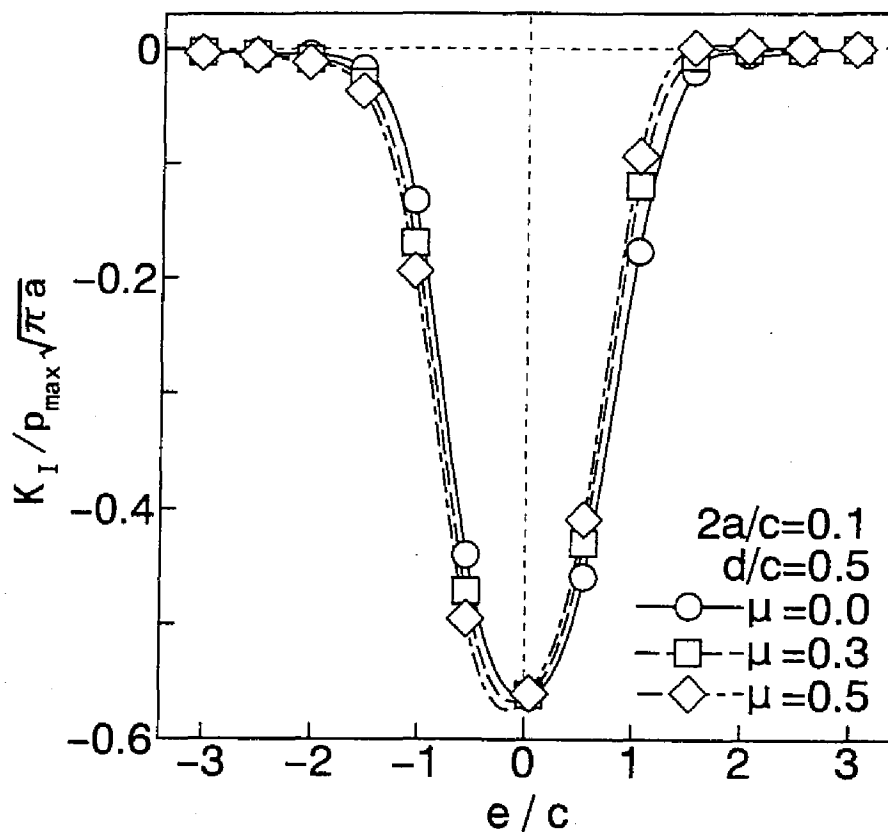


図 6-5 き裂の位置と応力拡大係数 K_I との関係

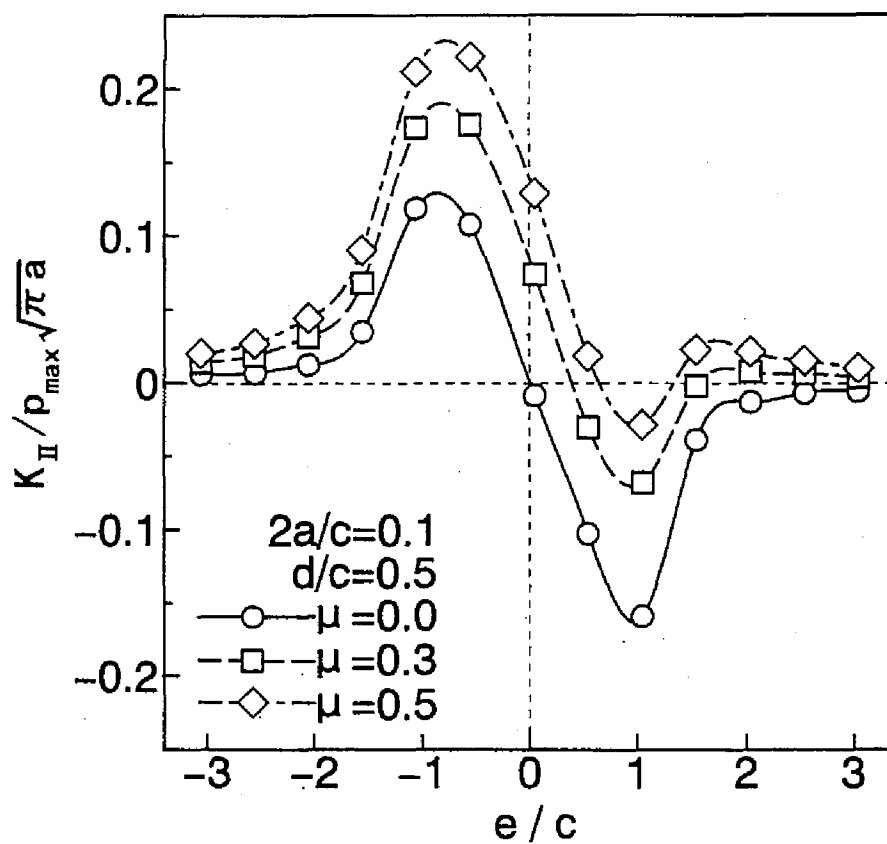


図 6-6 き裂の位置と応力拡大係数 K_{II} との関係

図6-7にき裂がない場合の接触表面下 $z = 0.5c$ における応力成分 σ_y , σ_z , τ_{yz} の y 方向の変化を示す。内部応力はSmithらの式⁽⁵⁰⁾により求め、摩擦係数 μ は0.0とした。き裂がない場合、 τ_{yz} と同程度以上の大きさの圧縮の σ_y および σ_z が作用していることがわかる。モードIの応力拡大係数 K_I が負となって、き裂の開口が起こらないのは、 σ_y および σ_z の圧縮の応力が作用していたためであると考えられる。そして、せん断応力 τ_{yz} の y 方向の応力値の変化は、モードIIの応力拡大係数 K_{II} の変化と類似している。第3章および第4章において示した粉末焼結歯車およびローラのスポーリング損傷した歯およびローラの断面写真において、スポーリングき裂は表面とほぼ平行に伝ばしており、第5章においてそのスポーリング損傷深さは τ_{yz} と関係があった。この理由として、スポーリングき裂の伝ばにはモードIIの面内せん断型が支配的であったことが考えられる。以上のことから、スポーリング損傷のような接触表面下にその表面と平行に伝ばするき裂の評価には、両振のせん断応力 τ_{yz} が指標となるといえる。

6.2.2 円孔周りのせん断応力

破壊力学の観点から、接触表面下において、その表面と平行に伝ばするスポーリングき裂の評価には、両振のせん断応力 τ_{yz} が指標となることが前節で明らかになった。スポーリングき裂の起点は気孔であると考えられ、第3章および第4章で示したように、気孔分布は粉末焼結材の製造条件によって異なっていた。そこで、気孔を円孔にモデル化して、ヘルツ接触荷重を受ける半無限平板内に円孔を配置し、その円孔周りに生じるせん断応力 τ_{yz} を有限要素法により解析し、粉末焼結材の面圧強さに及ぼす気孔の大きさと気孔間距離について考察を行う。まず、気孔を円孔にモデル化するに際して、第3章および第4章で示した気孔の直径と粉末焼結歯車およびローラの面圧強さとの関係、気孔間距離と粉末焼結歯車およびローラの面圧強さとの関係について整理しておく。

図6-8に気孔の円相当直径と高周波焼入れ粉末焼結歯車およびローラの面圧強さ $(p_{max})_{wk}$ との関係

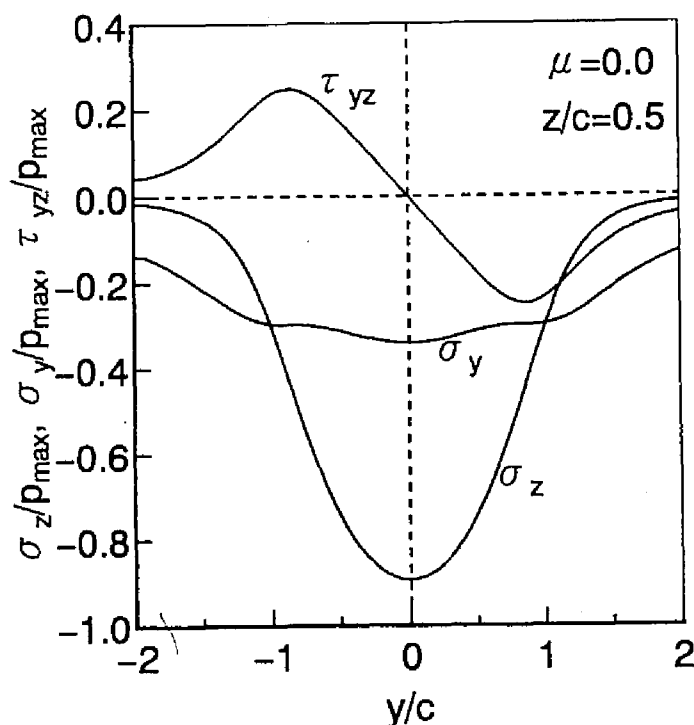


図 6-7 き裂がない場合の内部応力振幅

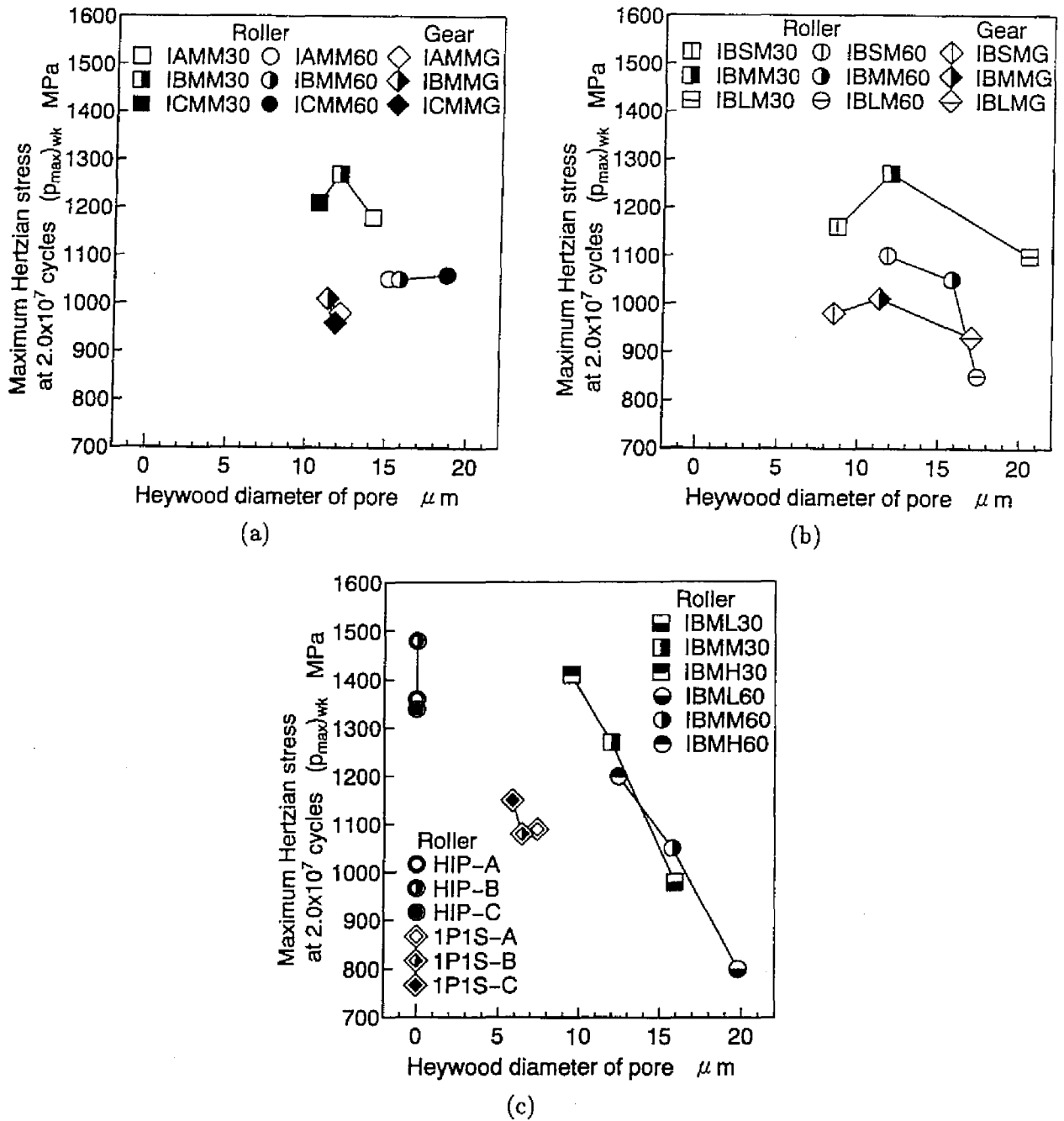


図 6-8 面圧強さと気孔の円相当直径との関係 (a)硬化層深さの影響, (b)粉末粒子径の影響, (c)圧粉密度, 焼結方法および原料粉の影響

を示す。図に示した気孔の円相当直径は、気孔の円相当直径の分布を対数正規分布に当てはめた際の累積確率84.1%に対応する値である。(対数正規分布では、平均値から標準偏差だけ離れたところの累積確率は84.1%に相当する。) 同じ形状の試験片を比較すると、概して気孔の円相当直径が小さい試験片ほどその面圧強さは高くなる傾向にある。特に、圧粉密度の影響ではその傾向が強く、気孔が観察できなかったHIP焼結ローラでは鋼の面圧強さとほぼ同等になった。しかしながら、粉末粒子径の影響に関して、最も小さい粉末粒子径であるIBSM試験片では気孔の直径が小さいにもかかわらず、IBSM試験片よりも大きい気孔を有するIBMM試験片の面圧強さとあまり差がない。また、ほぼ同じ密度のローラ直径60mmの常圧焼結ローラ1P1SとローラIBMM60を比較すると、1P1SローラはローラIBMM60よりも気孔直径が小さいにもかかわらず、あまり面圧強さは増加していない。

図 6-9 に気孔間距離と高周波焼入れ粉末焼結歯車およびローラの面圧強さ $(p_{max})_{wk}$ との関係を示す。

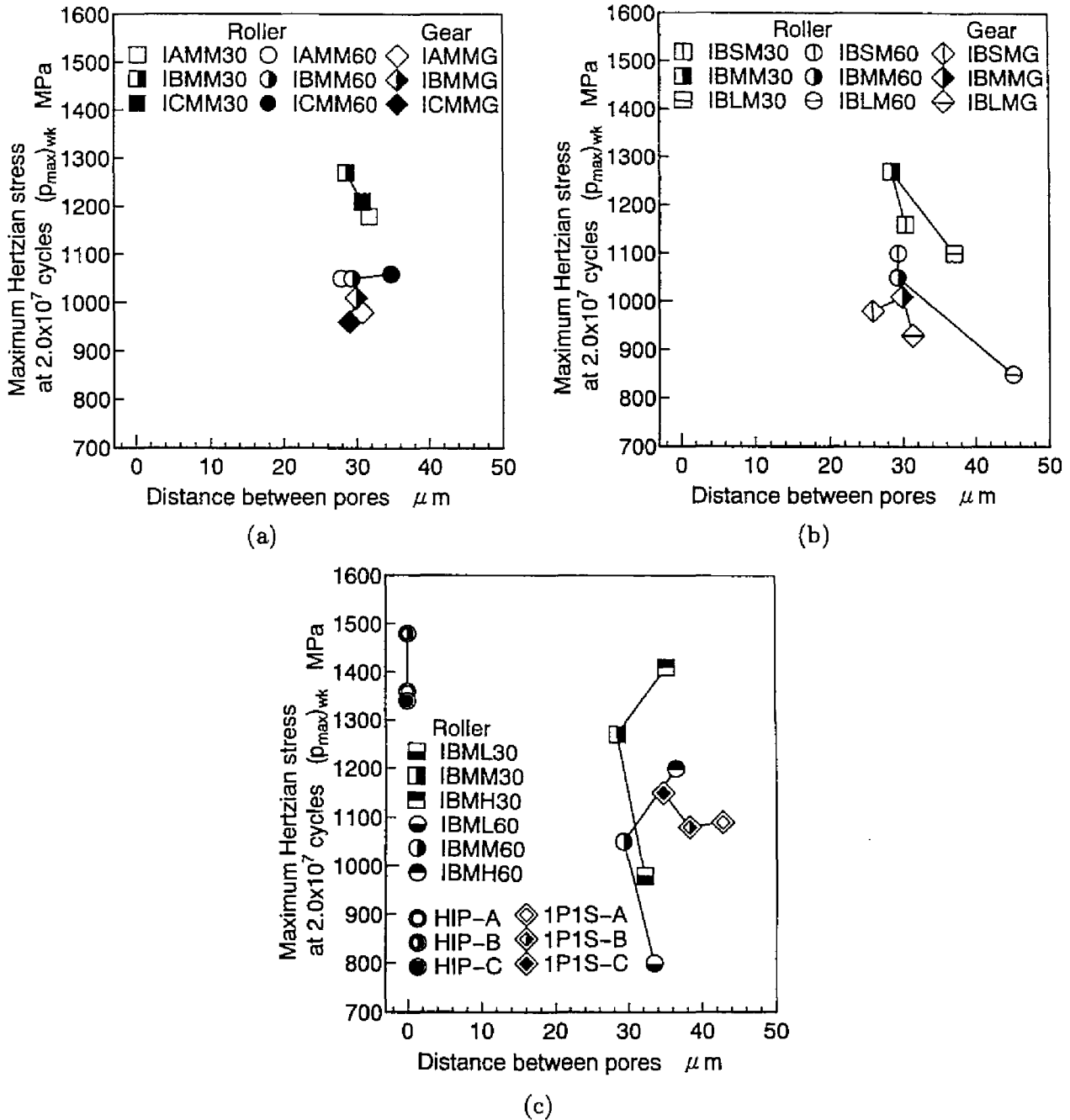


図 6-9 面圧強さと気孔間距離との関係 (a) 硬化層深さの影響, (b) 粉末粒子径の影響, (c) 圧粉密度, 焼結方法および原料粉の影響

図に示した気孔間距離は、気孔間距離の分布を対数正規分布に当てはめた際の累積確率 84.1% に対応する値である。同じ形状の試験片を比較すると、圧粉密度の影響に関しては、気孔間距離はあまり大差がないにもかかわらず、面圧強さは異なっている。また、直径 60mm ローラの試験片を比較すると、粉末粒子径が最も大きいローラ IBLM60 と常圧焼結ローラ 1P1S では、ほかの試験片よりも気孔間距離が長くなっている。ローラ IBLM60 とローラ 1P1S よりも気孔間距離が短いローラ IBMM60 の面圧強さに比べ、ローラ IBLM60 の面圧強さは低下しているが、常圧焼結ローラ 1P1S の面圧強さはやや高くなっている。したがって、図 6-8 および図 6-9 から、粉末焼結歯車およびローラの面圧強さには気孔の大きさと気孔間距離が相互的に影響を及ぼし合っていることがわかる。また、気孔の大きさのほうが気孔間距離よりも面圧強さに及ぼす影響が大きいこともわかる。

そこで、気孔を円孔にモデル化し、半無限平板に図 6-10 に示すように円孔を配置し、円孔周りの応力

解析を行った。せん断応力に及ぼす気孔の大きさと気孔の表面からの深さの影響を調べるために、円孔1つを半無限板に配置したモデルをModel 1とする。せん断応力に及ぼす気孔間距離と気孔の配置の影響を調べるために、1列に連なる3つの円孔を表面に対し法線方向に配置したモデルをModel 3Vとし、3つの円孔を表面に対し平行に配置したモデルをModel 3Hとする。さらに、半無限平板に5つの円孔をModel 5A, Model 5Bに示すように配置したモデルも考える。

有限要素法による応力解析に用いた半無限平板モデルには、図6-2に示した応力拡大係数を求める際に用いた要素分割を用いた。その要素分割の細分化した部分にそれぞれの円孔の配置モデルに対応する要素を埋め込んだ。各円孔配置モデルの要素分割の1例を図6-11に示し、各円孔配置モデルの円孔半径 r 、円孔間距離 l および円孔を配置する深さ d の値を表6-1に示す。有限要素解析に用いた要素は三角形一定ひずみ要素であり、平面ひずみ問題で応力解析を行った。応力解析を行う際には、ヘルツの最大接触応力 $p_{max} = 1000 \text{ MPa}$ 、相対曲率半径 $R_r = 15 \text{ mm}$ 、円筒の接触幅 $b = 5 \text{ mm}$ 、ヤング率 $E = 206 \text{ GPa}$ 、ポアソン比 $\nu = 0.3$ とした。上記の条件においてヘルツの接触幅の1/2である c は、 $265 \mu\text{m}$ となる。粉末焼結歯車およびローラの面圧強さ $(p_{max})_{wk}$ における c は、歯車、直径30mmローラおよび直径60mmローラの各試験片に対し、それぞれ、 $200 \mu\text{m} \sim 220 \mu\text{m}$ 、 $170 \mu\text{m} \sim 210 \mu\text{m}$ 、 $270 \mu\text{m} \sim 350 \mu\text{m}$ である。

表 6-1 円孔周りの応力解析に用いた円孔半径 r 、円孔間距離 l 、円孔配置深さ d の値

Model	r / c	l / c	d / c		
Model 1	0.025	—	0.3	0.5	0.7
	0.0375	—			
	0.05	—			
	0.1	—			
	0.15	—			
Model 3V	0.025	0.06	0.5		
		0.07			
		0.08			
		0.09			
		0.10			
		0.12			
Model 3H	0.05	0.06	0.5		
		0.07			
		0.08			
		0.09			
		0.10			
		0.12			
Model 5A	0.025	0.06	0.5		
		0.07			
		0.08			
Model 5B	0.025	0.10	0.5		
		0.12			
		0.15			

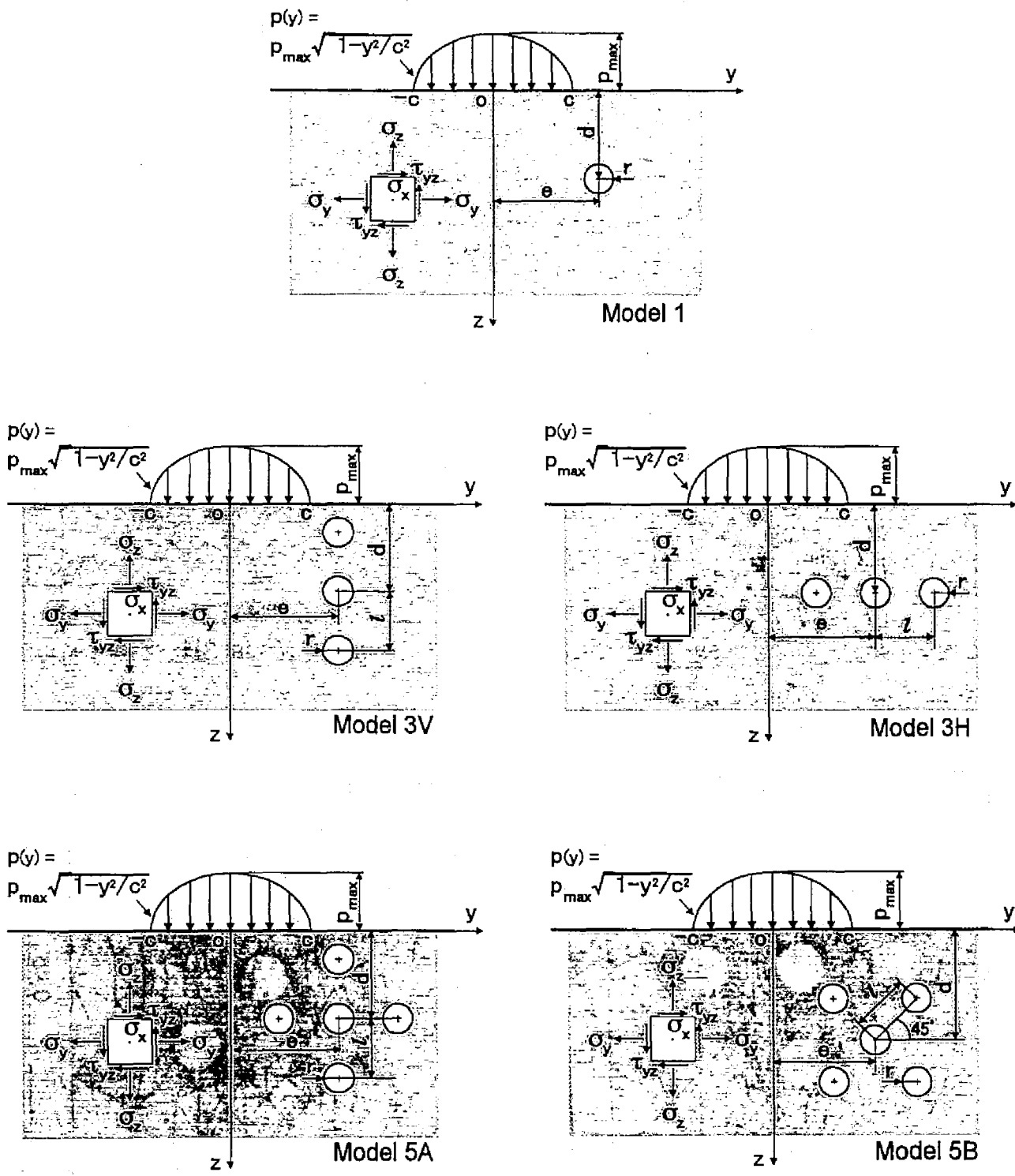


図 6-10 円孔周りの応力解析モデル

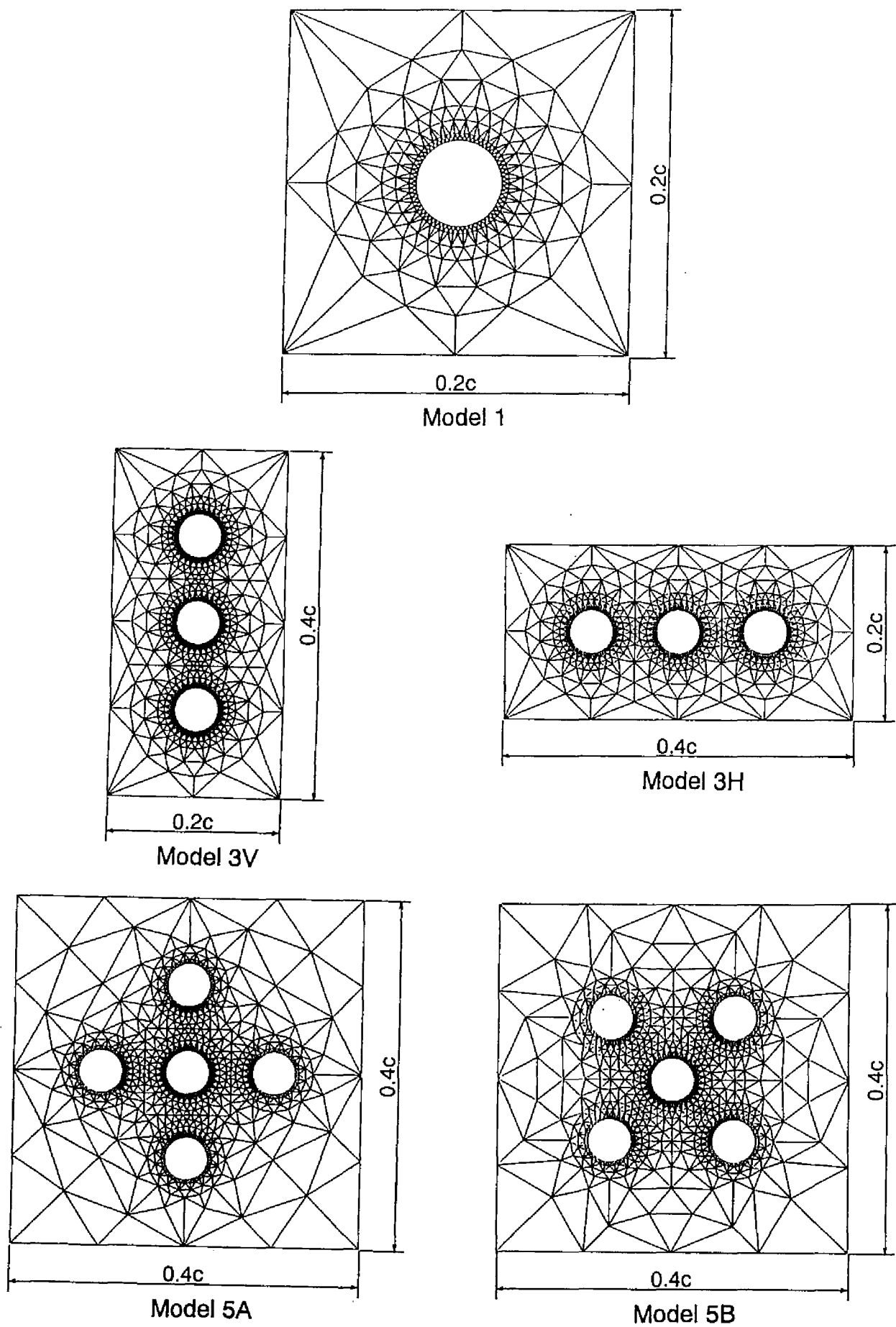


図 6-11 円孔周りの要素分割

各試験片の c に対する気孔半径は $0.02c \sim 0.04c$ であり、気孔間距離は $0.1c \sim 0.4c$ の間にあった。そこで、Model 1 については、円孔半径を $r/c = 0.025, 0.0375, 0.05, 0.1, 0.15$ に変化させ、それぞれの大きさの円孔を表面から深さ $d/c = 0.3, 0.5, 0.7$ に配置して応力解析を行った。さらに、Model 3V, Model 3H, Model 5A および Model 5B については、それぞれのモデルで中央に位置する円孔を表面から深さ $d/c = 0.5$ に配置し、円孔半径を $r/c = 0.025$ として円孔間距離 l/c を変化させて応力解析を行った。また、Model 3V と Model 3H については、円孔半径 $r/c = 0.05$ の場合についても解析した。各円孔配置モデルに対してヘルツの接触荷重中心からの円孔の位置 e/c を $0.0, \pm 0.3, \pm 0.5, \pm 0.8, \pm 1.0, \pm 1.2, \pm 1.5, \pm 2.0$ に変化させ、円孔周りのせん断応力を計算した。

6.2.3 せん断応力に及ぼす気孔の大きさの影響

図 6-12 に円孔の円周上に位置する各要素における無次元せん断応力 $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の変化を Model 1 の場合について示す。各要素の位置は、図中に示す角度 ϕ で示している。ヘルツの接触荷重中心からの円孔の位置 e/c が 0.0 のとき、 $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ は、およそ $30^\circ, 150^\circ, 210^\circ, 330^\circ$ で極大値を示している。 e/c が 0.5 と 1.0 のときも、ほぼ $e/c = 0.0$ のときと同じ位置の要素付近で $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ は極大値を示す傾向にある。円孔の円周上に位置する各要素における $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ は図に示すように分布しているので、円孔周りのせん断応力 $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の代表値として、 $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の最大値を選ぶことにする。

図 6-13 にヘルツの接触荷重中心からの円孔の位置 e/c に対する無次元せん断応力 $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の変化を Model 1 の場合について示す。 e/c に対する $(\tau_{yz})_k$ の変化は、両振であることがわかる。円孔半径 r/c が大きくなるにつれ $(\tau_{yz})_k$ の最大値は大きくなる傾向にある。しかし、円孔半径がかなり小さくなくても $(\tau_{yz})_k$ の最大値には顕著な減少はみられない。

図 6-14 に無次元せん断応力振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ と円孔の大きさ r/c との関係を示す。深さ d/c が一定の場合、 r/c が大きくなれば $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ は大きくなる傾向にある。また、 r/c が一定の場合、

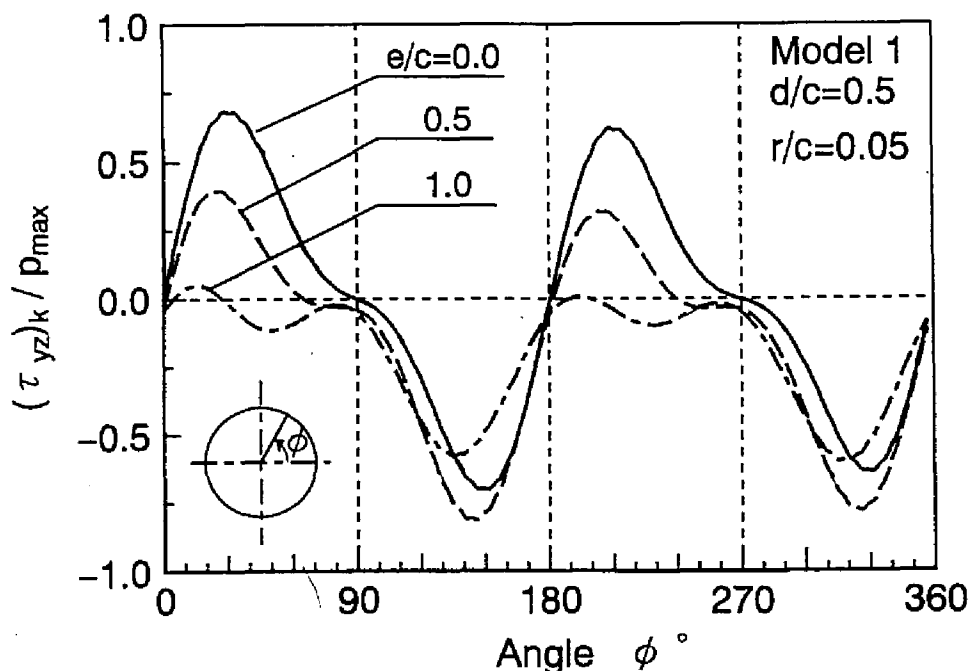


図 6-12 円孔周りのせん断応力の変化

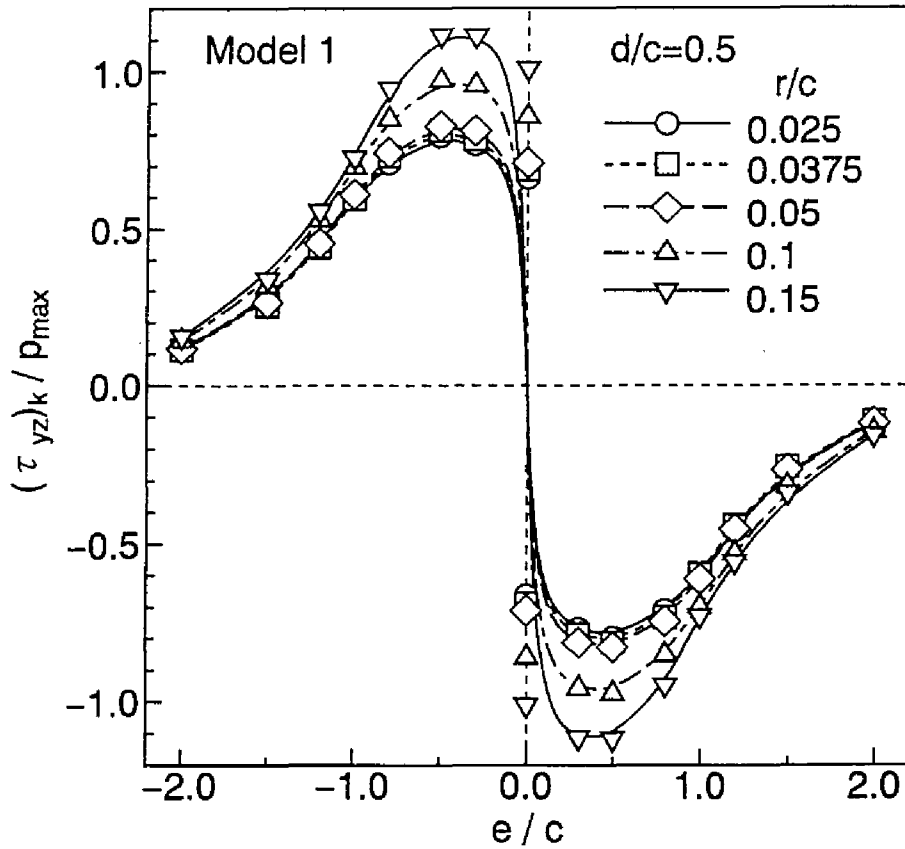


図 6-13 せん断応力の変化と円孔半径の関係

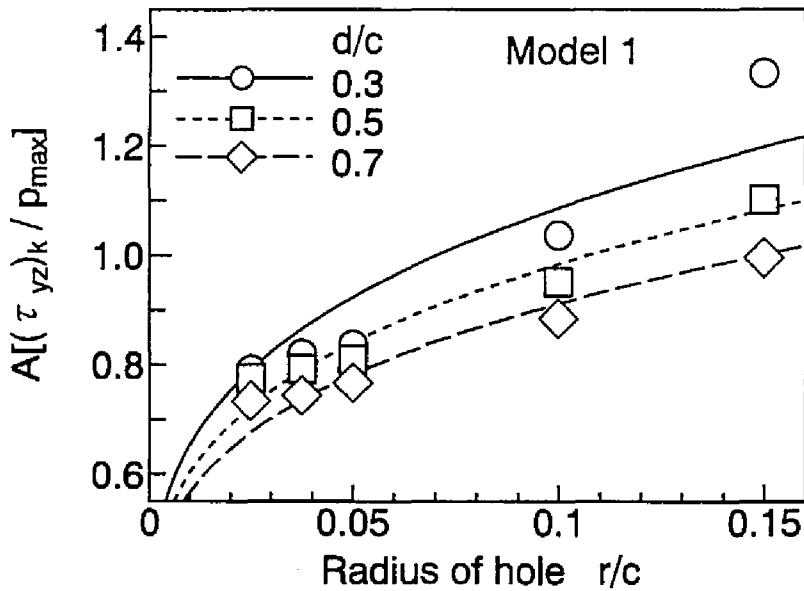


図 6-14 せん断応力振幅と円孔半径および円孔配置深さの関係

d/c が小さくなるほど、 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ の値は大きくなっている。以上の解析結果から、円孔が大きくなるほどせん断応力振幅 $A[(\tau_{yz})_k]$ が大きくなる傾向にあるといえる。

6.2.4 せん断応力に及ぼす気孔間距離の影響

せん断応力に及ぼす気孔間距離の影響を考察するために、3つの円孔または5つの円孔モデルを用いて有限要素法により応力解析を行う。円孔周りのせん断応力は、3つの円孔または5つの円孔それぞれの中央に位置する円孔の周りに生じるせん断応力を採用した。まず、円孔周りのせん断応力に及ぼす一

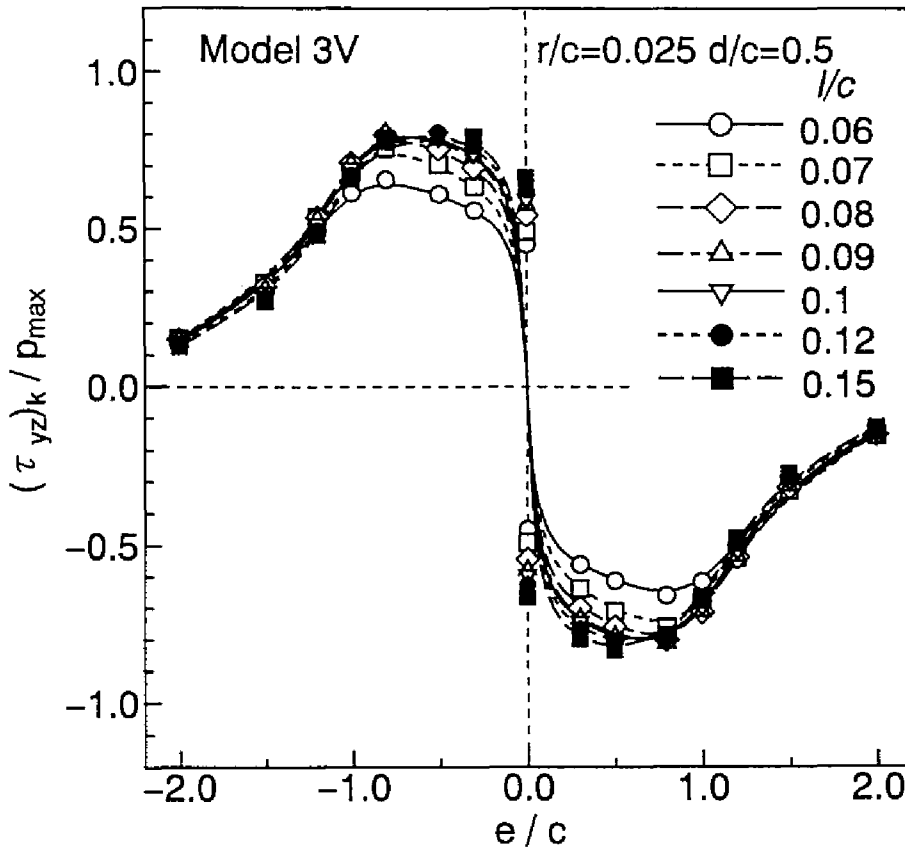


図 6-15 Model 3V の場合のせん断応力の変化と円孔間距離の関係

列に連なる3つの円孔の配置の違いの影響について考察する。図6-15にヘルツの接触荷重中心からの円孔の位置 e/c に対する無次元せん断応力 $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の変化を Model 3V の場合について示す。 $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ は、Model 1 の場合と同様に e/c に対して両振状態に変化する。円孔間距離 l/c が 0.15 から 0.09 へ減少しても、 $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の最大値はほぼ同じ値であるが、 l/c が 0.09 以下になると、 $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の最大値は減少している。

図6-16にヘルツの接触荷重中心からの円孔の位置 e/c に対する無次元せん断応力 $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の変化を Model 3H の場合について示す。円孔間距離 l/c が 0.15 から 0.07 へと減少するにつれ、 $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の最大値は増加するが、 l/c が 0.07 より小さくなると $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の最大値は減少するようになる。同じ l/c の場合、Model 3H では Model 3V よりも $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の最大値は大きく、3つの円孔が接触面に対して水平方向に配置されているほうがせん断応力に及ぼす影響が大きいといえる。

円孔周りのせん断応力に及ぼす5つの円孔の配置の違いの影響について考察する。図6-17にヘルツの接触荷重中心からの円孔の位置 e/c に対する無次元せん断応力 $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の変化を Model 5B の場合について示す。円孔間距離 l/c が 0.15 から 0.10 へと減少しても、 $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の最大値はほぼ同じであるが、 l/c が 0.10 より小さくなると $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の最大値は増加する傾向にある。なお、Model 5A の場合は、円孔間距離 l/c に対する $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の最大値の変化は Model 3H の場合と定性的にはほぼ同じであった。図6-12に示した Model 1 の場合の円孔周りの要素のせん断応力 $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の変化からもわかるように、およそ 30° 、 150° 、 210° 、 330° で $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ は極大となっていた。したがって、Model 5B のように中央の円孔に対して周りの円孔を 45° おきに配置した場合、 l/c が小さくなるほどせん断応力の干渉が起こりやすくなり、 $(\tau_{yz})_k / p_{max}$ の最大値が増加したと考えられる。

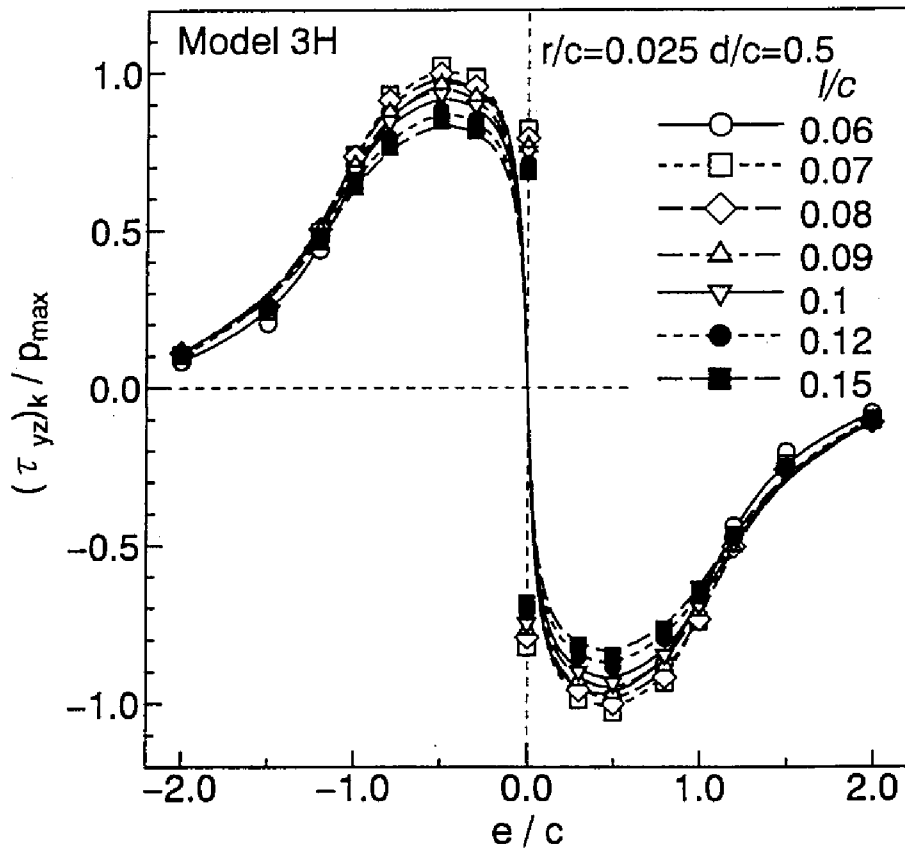


図 6-16 Model 3H の場合のせん断応力の変化と円孔間距離の関係

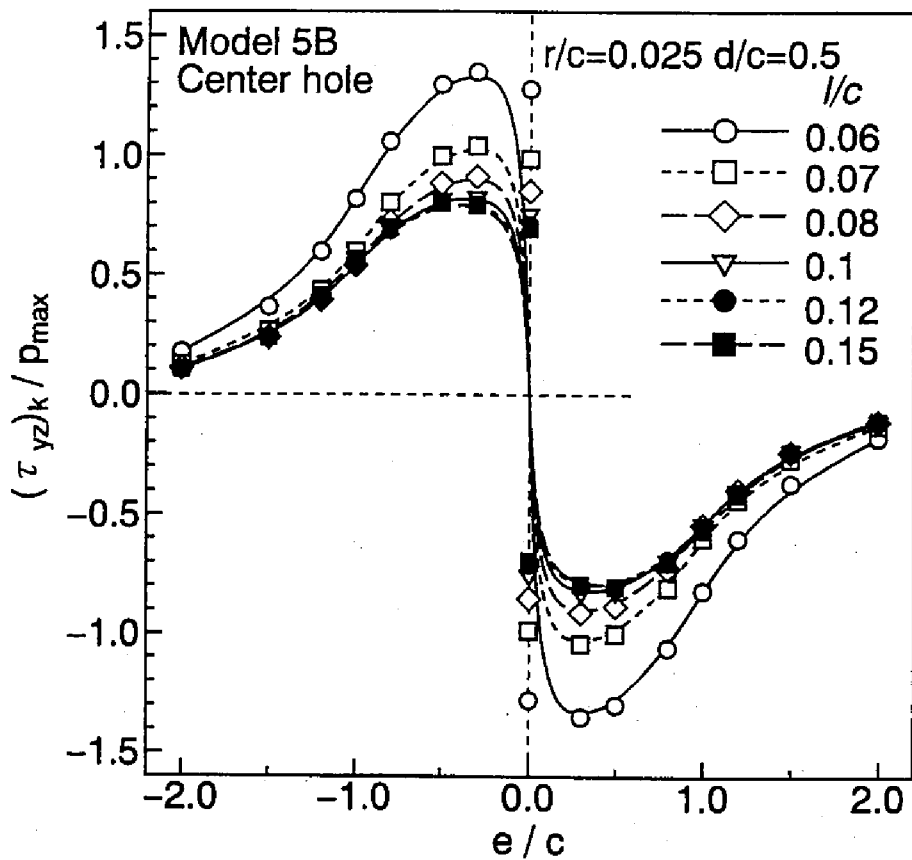


図 6-17 Model 5B の場合のせん断応力の変化と円孔間距離の関係

図6-18に3つの円孔配置モデルModel 3V, Model 3Hおよび5つの円孔配置モデルModel 5A, Model 5Bのそれぞれの場合について、円孔間距離 l/c に対する無次元せん断応力振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ の変化を示す。全てのモデルの振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ は、 l/c が大きくなると、図6-14に示した1つの円孔配置モデルModel 1の場合の振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ の値に近づくことがわかる。また、どのモデルについても、 l/c が0.15までは振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ はほぼ同じである。 l/c が0.15より小さくなると、円孔配置モデルの違いにより振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ の値は異なるようになり、特にModel 5Bの場合では、 l/c が0.07より小さくなると振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ が増加している。また、Model 5B以外の円孔配置モデルでは、定性的には l/c に対する振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ の値の変化はほぼ同じで、その中でもModel 3Hの振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ の値は l/c に対して最も変化が大きい傾向にある。本論文での粉末焼結歯車およびローラの面圧強さにおける c に対する気孔間距離の比はおよそ0.1~0.4の間にあったので、Model 5Bのような l/c の減少に伴う振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ の増加は考慮しなくてもよいと考えられる。その点を考慮に入れると、振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ に及ぼす気孔間距離の影響を考察するためには、Model 3Hを用いて評価しても差し支えないといえる。

円孔配置モデルModel 3Hについて、せん断応力振幅に及ぼす円孔半径と円孔間距離の影響について考察する。図6-19に円孔間のすき間 s/c に対する無次元せん断応力振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ の変化を、円孔半径 r/c が0.025と0.5の場合について示す。円孔間距離 l が同じであっても、円孔半径 r が異なると円孔間のすき間 s が異なり、 l を用いて振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ の変化を考察することが困難になる。そこで、 s をパラメータにとることにする。なお、 s, r, l の間には、 $s = l - 2r$ の関係がある。 r/c が異なっても、 s/c に対し振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ は定性的には同じような変化をしている。 s/c が大きくなると、振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ は、それぞれの r/c に対応するModel 1の場合の振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ の値に近づいている。両方の円孔半径ともに s/c が小さくなると、振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ は $s/c = 0.02$ までは増加する傾向にある。 s/c の変化に対する振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ の変化の割合に比べ、 r/c の変化

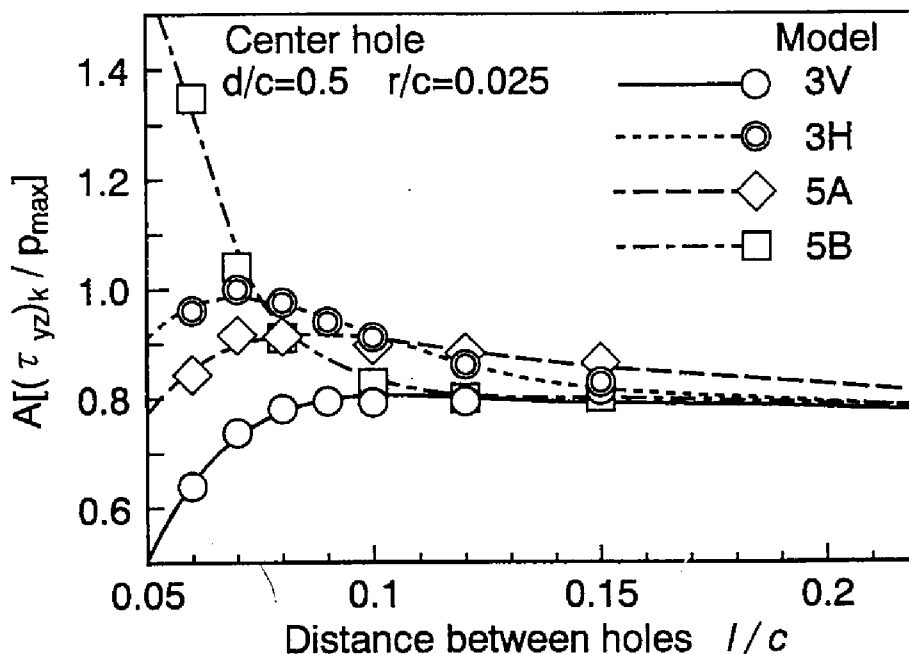


図6-18 円孔配置モデルの違いによるせん断応力振幅に及ぼす円孔間距離の影響

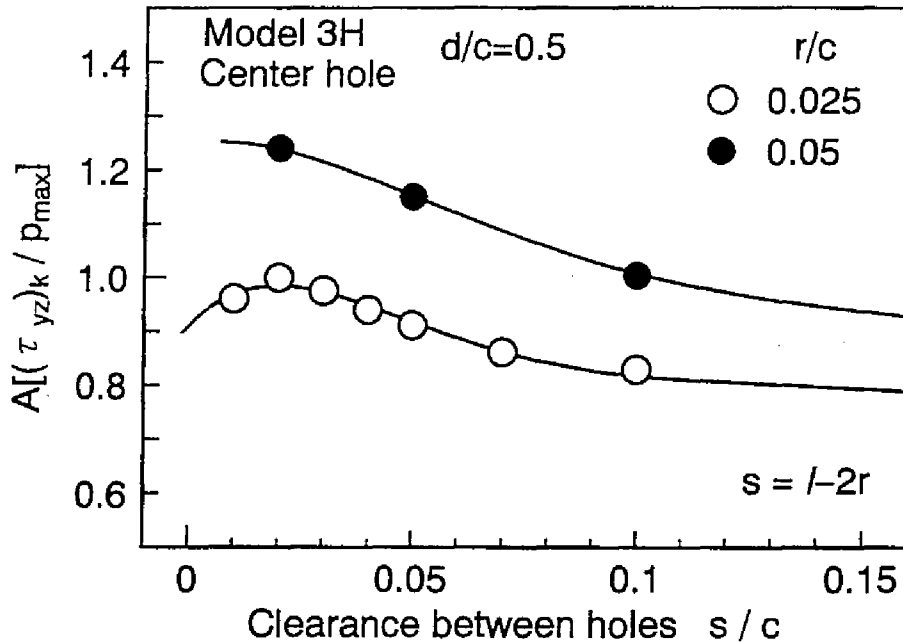


図 6-19 Model 3H の場合のせん断応力振幅と円孔間すき間および円孔半径の関係

に対する振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ の変化の割合のほうが大きい。すなわち、円孔間のすき間よりも、円孔半径のほうが振幅 $A[(\tau_{yz})_k / p_{max}]$ に及ぼす影響が大きいことを意味している。さらに、粉末焼結材と同じように微小集合欠陥を有している球状黒鉛鋳鉄や介在物を含む材料における丸棒の回転曲げ疲れ試験^{(58), (59)}および丸棒の引張圧縮疲れ試験⁽⁶⁰⁾などを行った結果では、村上ら^{(61), (62)}が提案している“微小集合欠陥を有している材料の応力拡大係数は、微小欠陥の面積の平方の値に比例する。”という関係を用いれば、微小集合欠陥を有する材料の疲れ強さの評価が可能であるとしている。微小集合欠陥を有する材料の疲れ強さは欠陥の大きさに依存するといえ、また、図6-8と図6-9に示したように面圧強さには気孔間距離よりも気孔半径の影響が大きいということからも、本解析結果には妥当性があるといえる。したがって、粉末焼結材の気孔半径と気孔間距離から図6-19に示したModel 3Hの場合の円孔周りのせん断応力を用いて粉末焼結材の面圧強さを評価しても差し支えないといえる。

6.3 応力集中係数と切欠き係数による面圧強さ評価

高周波焼入れ粉末焼結歯車およびローラの疲れ試験の結果、気孔が小さくそして気孔がまばらに存在しているほど、歯車およびローラの面圧強さは高くなり、HIP焼結された試験片ではその内部に気孔がないために、HIP焼結試験片の面圧強さは鋼とほぼ同等になった。一般に、切欠きを有する試験片の疲れ強さがその材料の疲れ強さと最大応力のみに関係するなら、切欠き係数と応力集中係数は比例の関係にあるといわれている⁽⁶³⁾。そこで、粉末焼結材に存在する気孔を切欠きと仮定して、第3章および第4章で得られた各種要因の影響に対する高周波焼入れ粉末焼結ローラおよび歯車の面圧強さを評価するために、応力集中係数 α と切欠き係数 β の関係を用いて考察を行う。

6.3.1 面圧強さの評価方法

せん断応力に関する応力集中係数 α を次のように定義する。

$$\alpha = \frac{A[(\tau_{yz})_k]}{A[(\tau_{yz})_0]} \quad (6.9)$$

ここで、 $A[(\tau_{yz})_k]$ は粉末焼結試験片の気孔を円孔にモデル化したときの円孔周りのせん断応力振幅、 $A[(\tau_{yz})_0]$ は鋼製試験片のせん断応力振幅である。鋼製試験片のせん断応力は、Smithらの式⁽⁵⁰⁾から求めた。粉末焼結試験片のせん断応力振幅 $A[(\tau_{yz})_k]$ については、前節での円孔配置モデル Model 3H についての有限要素法による円孔周りのせん断応力の解析結果と、画像処理により計測した気孔の円相当直径と気孔間距離から求めた。画像処理により求めた円相当直径および気孔間距離は、対数正規分布の平均値から標準偏差だけ離れた累積確率 84.1 % の値を採用する (図 6-8 および図 6-9)。各試験片の面圧強さ $(p_{max})_{wk}$ の負荷条件におけるヘルツの接触幅 $2c$ を求め、計測した気孔の円相当半径を円孔半径 r とし、気孔間距離を円孔間距離 l とする。第 5 章で示したように、気孔がない場合にはせん断応力振幅 τ_{yz} は接触表面から深さ $d/c = 0.5$ のところで最大となるので、応力集中係数を求める際には、 $d/c = 0.5$ の $A[(\tau_{yz})_k]$ および $A[(\tau_{yz})_0]$ を使用する。そして、 r/c と l/c から求めた円孔間のすき間 s/c に対応するせん断応力振幅 $A[(\tau_{yz})_k] / p_{max}$ を図 6-19 の有限要素法による応力解析結果から外挿あるいは内挿により求める。

切欠き係数 β は次のように定義する。

$$\beta = \frac{(p_{max})_{w0}}{(p_{max})_{wk}} \quad (6.10)$$

ここで、 $(p_{max})_{wk}$ は粉末焼結試験片の面圧強さであり、 $(p_{max})_{w0}$ は鋼製試験片の面圧強さである。面圧強さは、歯車とローラの疲れ試験で得た 2×10^7 サイクルの負荷繰返し数に対するヘルツの最大接触応力である。

6.3.2 面圧強さの評価

図 6-20 に粉末焼結歯車およびローラに関して各種要因の影響ごとに応力集中係数 α と切欠き係数 β の関係を示す。硬化層深さの影響に関しては、歯車およびローラともに気孔の大きさおよび気孔間距離はほぼ同じ値であった。したがって、同じ形状の試験片であれば α の値もほぼ同じとなっている。また、疲れ試験の結果から歯車およびローラの面圧強さは硬化層深さの影響を受けないので、 β の値も同じ形状の試験片であればほぼ同じ値となっている。粉末粒子径の影響に関しては、粉末粒子径が大きい試験片 IBLM ほど α は大きくなる傾向にある。 α の値が最も大きい試験片 IBLM の β はほかのものよりも大きくなっているのに対し、 α の値が最も小さい試験片 IBSM では β の値は最も小さくなっているとは限らない。圧粉密度の影響に関しては、圧粉密度が低い試験片 IBML ではほかの試験片よりも α の値は大きく、 β の値も大きい。逆に、圧粉密度が高い試験片 IBMH の α と β の値は最も小さくなっている。焼結方法と原料粉の影響に関しては、HIP 焼結ローラでは気孔が観察されなかったので、 α は 1.0 としている。HIP 焼結ローラでは α の値が 1.0 であるので、 β の値も 1.0 に近い値である。 α の値が同じである HIP 焼結ローラで β が異なるのは、第 3 章で述べたように原料粉の違いに起因する組織の違いが原因となっている。また、原料粉が HIP 焼結ローラのそれと対応している常圧焼結 1P1S ローラでは、拡散型合金鋼粉 C から造られた 1P1S-C の α の値は、純鉄粉 (1P1S-A) と部分合金鋼粉 (1P1S-B) の試験

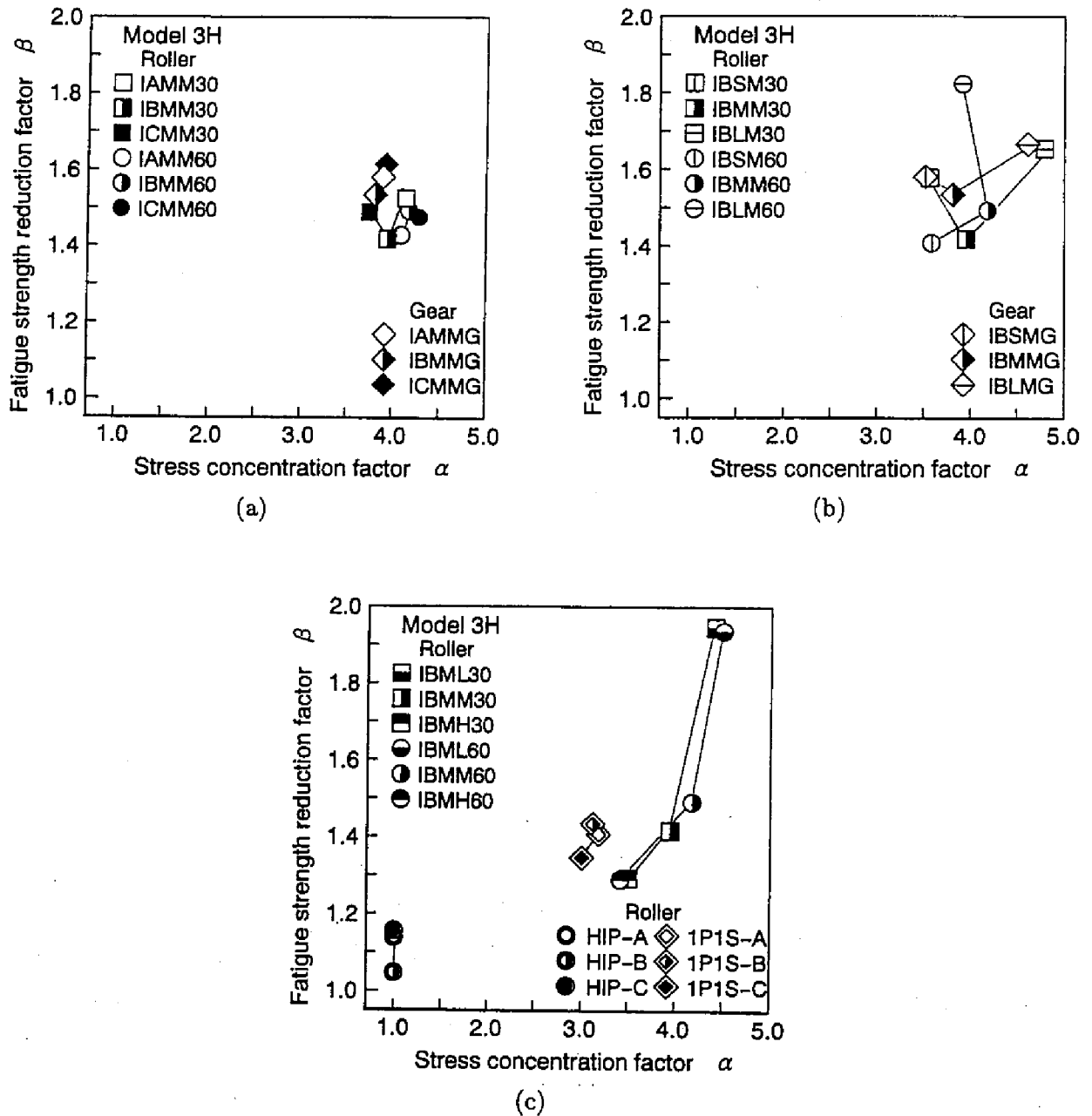


図 6-20 応力集中係数 α と切欠き係数 β の関係 (a) 硬化層深さの影響, (b) 粉末粒子径の影響, (c) 圧粉密度, 焼結方法および原料粉の影響

片よりも小さく、 β の値も小さい。しかし、歯車およびローラともに粉末粒子径の影響の場合には α が減少しても必ずしも β は減少していない。このように歯車およびローラの面圧強さがあまり増加しない理由としては、第3章および第4章で述べたように、粉末粒子径が小さくなると小さい気孔が密集して分布するようになることが原因であると考えらる。

図6-21 にフラクタル次元 D_f で表した気孔の密集度と歯車およびローラの面圧強さ $(p_{max})_{wk}$ との関係を各種要因の影響ごとに示す。圧粉密度の影響については、 D_f が大きい試験片 IBML では気孔が密集し、また図6-8に示したように気孔半径も大きくなっていたために、その面圧強さは最も低い。逆に、 D_f が小さい試験片 IBMH では小さい気孔がまばらに分布しているため、その面圧強さは最も高い。粉末粒子径の影響については、大きい気孔がまばらに分布していた試験片 IBLM の D_f が最も小さく、その面圧強さは最も低い。一方、小さい気孔が密集して分布していた試験片 IBSM の D_f は最も大きいですが、その面圧強さには顕著な増加は認められない。気孔の大きさが小さくても必ずしも面圧強さは上昇していないことから、気孔の密集度も面圧強さに関係しているといえる。そこで、応力集中係数 α を D_f で補正する必要があると考え、補正応力集中係数 $\alpha \cdot (D_f + 1)$ と切欠き係数 β との関係を調べる。ただし、HIP 焼結ローラのように気孔が観察されなかった試験片では、 D_f を計測することができないので便宜上 $D_f = 0$ とする。

図6-22 に各種影響因子に対して、補正応力集中係数 $\alpha \cdot (D_f + 1)$ と切欠き係数 β との関係を示す。硬化層深さ、圧粉密度および焼結方法と原料粉の影響に関しては、各試験片の $\alpha \cdot (D_f + 1)$ と β との相対的な位置関係は、図6-21に示した α と β との位置関係とほぼ同じである。しかしながら、粉末粒子径の影響については、 α と β との関係では、 α が小さくても β は必ずしも小さくならなかったのに対し、 $\alpha \cdot (D_f + 1)$ と β との関係は、 $\alpha \cdot (D_f + 1)$ が小さければ β が小さくなる傾向にある。このように、粉末粒子径の影響に関しては α に $(D_f + 1)$ を掛けることにより、 α と β との相対的な位置関係を改善することができた。

ところで、 α を補正するために $(D_f + 1)$ を掛けたが、気孔の密集度 D_f がどのくらいの割合で面圧強さに影響を及ぼしているかが問題となる。そこで、 $(D_f + 1)$ に指数 n を導入し、 $\beta \propto \alpha \cdot (D_f^n + 1)$ および $\beta \propto \alpha \cdot (D_f + 1)^n$ において、指数 n を変化させ、それぞれの場合の相関係数 γ を全ての実験点に対して求めた。ただし、 D_f を考慮した補正応力集中係数と β の間には1次式の関係があるとした。表6-2に β と $\alpha \cdot (D_f^n + 1)$ および β と $\alpha \cdot (D_f + 1)^n$ の間に1次式の関係があるとしたときの、指数 n と相関係数 γ の関係を示す。指数 $n = 0$ のときには、図6-20に示した α と β の関係であり、 γ は0.7762である。また、指数 $n = 1.0$ のときには、図6-22に示した $\alpha \cdot (D_f + 1)$ と β の関係であり、 γ は0.7846である。 γ が最大となるのは、 $(D_f^n + 1)$ では $n = 1.1$ 、 $(D_f + 1)^n$ では $n = 0.8$ であり、また $(D_f + 1)^n$ のほうが γ の最大値はわずかに大きく、その値は0.7851である。このことから、 α と β の関係よりも、 α に補正係数 $(D_f + 1)^n$ をかけた $\alpha \cdot (D_f + 1)^n$ と β の関係を用いれば、粉末焼結歯車およびローラの面圧強さをわずかであるがより良く評価できるといえる。

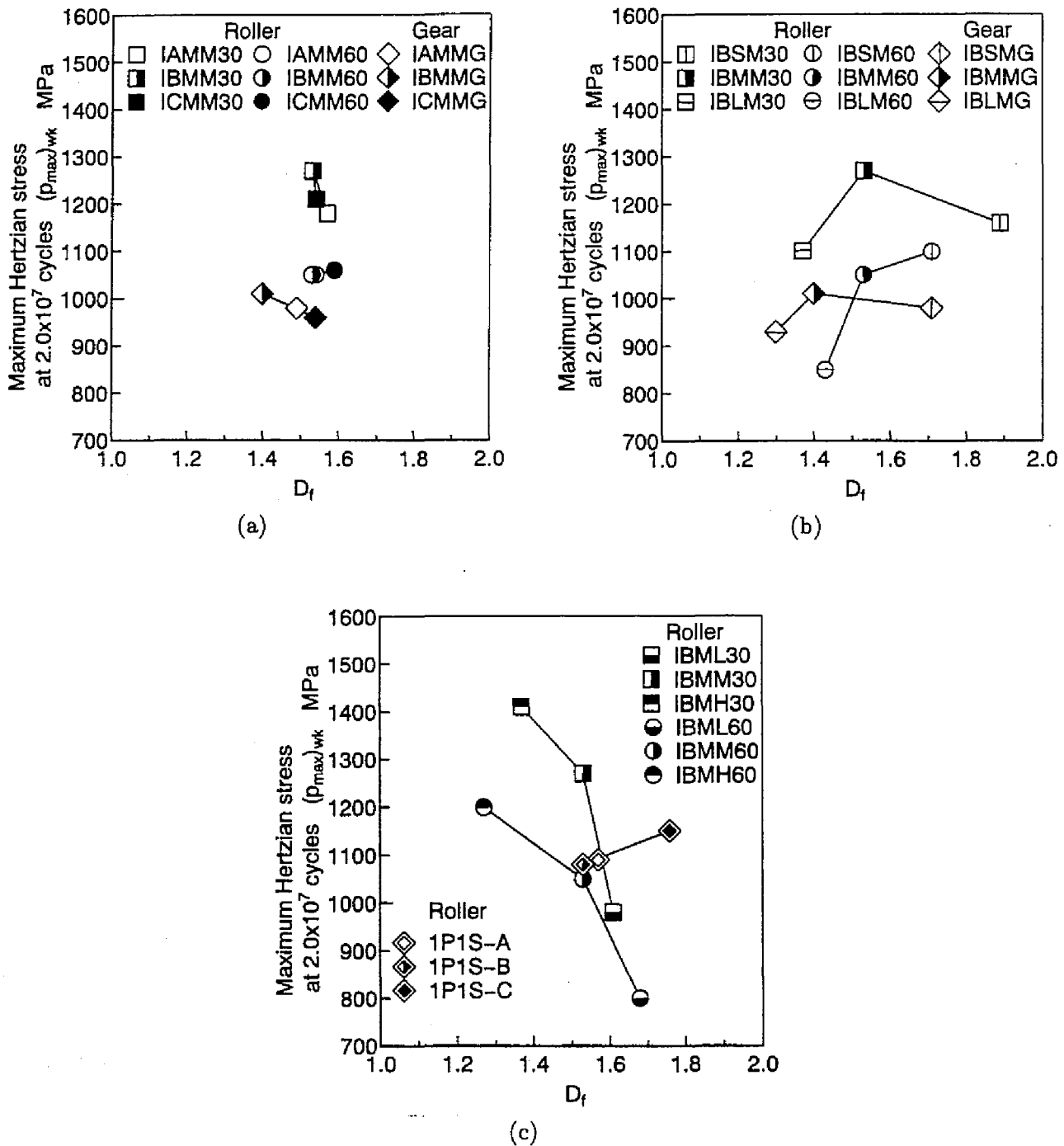
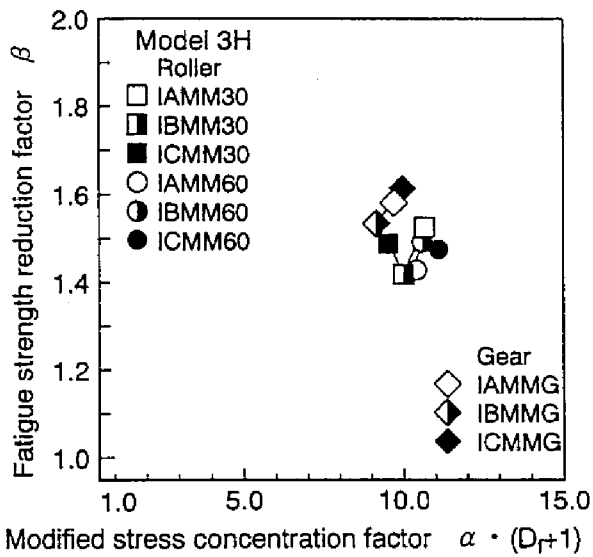
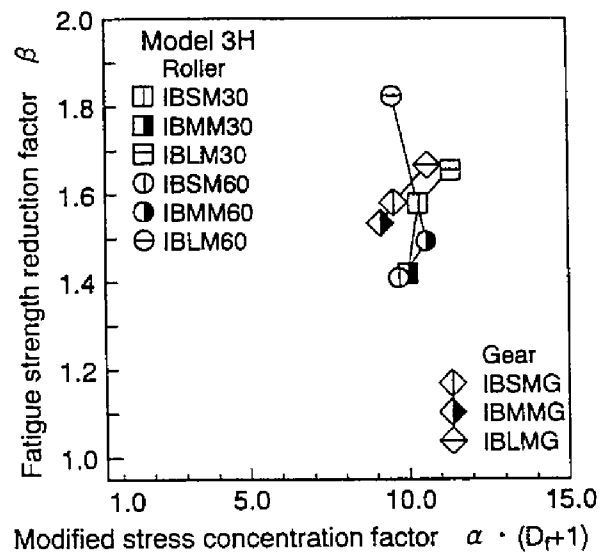


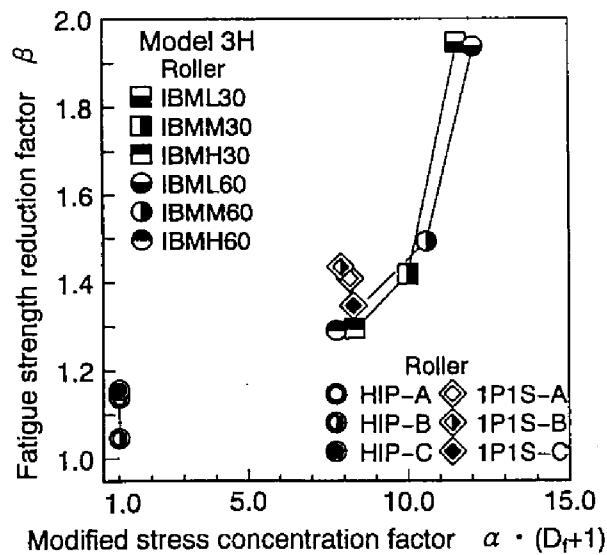
図 6-21 面圧強さと気孔の密集度との関係 (a) 硬化層深さの影響, (b) 粉末粒子径の影響, (c) 圧粉密度, 焼結方法および原料粉の影響



(a)



(b)



(c)

図 6-22 補正応力集中係数 $\alpha \cdot (D_f + 1)$ と切欠き係数 β の関係 (a)硬化層深さの影響, (b)粉末粒子径の影響, (c)圧粉密度, 焼結方法および原料粉の影響

図6-23に指数 $n = 0.8$ の場合の補正応力集中係数 $\alpha \cdot (D_f + 1)^{0.8}$ と切欠き係数 β の関係を示す。圧粉密度の低い試験片IBMLおよび粉末粒子径の大きいローラ直径60mmのローラIBLM60は $\alpha \cdot (D_f + 1)^{0.8} - \beta$ の直線からは離れており、 $\alpha \cdot (D_f + 1)^{0.8}$ と β の関係が本当に直線関係にあるかどうかは疑問の残るところである。図から判断すると、 $\alpha \cdot (D_f + 1)^{0.8}$ と β の関係を2次式で表すと、より相関がよくなることは明白である。しかし、相関係数 γ は0.7851であり、 $\alpha \cdot (D_f + 1)^{0.8}$ と β の間には直線関係がないとはいえ、大まかには $\alpha \cdot (D_f + 1)^{0.8}$ と β の直線関係から高周波焼入れ粉末焼結歯車およびローラの面圧強さを評価できるといえる。また、応力集中係数を補正するためにフラクタル次元で表した気孔の密集度 D_f を導入したが、その D_f を用いた補正係数 $(D_f + 1)^n$ の指数 n についても議論の残るところである。しかし、少なくとも $(D_f + 1)^n$ を導入することにより α と β の関係が改善されたことから、気孔の大きさと気孔間距離だけではなく、気孔の密集度を考慮に入れることにより、高周波焼入れ粉末焼結歯車およびローラの面圧強さを評価できるといえる。

表 6-2 指数 n に対する補正応力集中係数 $\alpha \cdot (D_f^n + 1)$ 、 $\alpha \cdot (D_f + 1)^n$ と切欠き係数 β の相関係数 γ の変化

	$\alpha \cdot (D_f^n + 1)$	$\alpha \cdot (D_f + 1)^n$
n	γ	
0.0	0.7762	0.7762
0.5	0.7790	0.7843
0.6	0.7807	0.7848
0.7	0.7821	0.7850
0.8	0.7833	0.7851*
0.9	0.7840	0.7849
1.0	0.7846	0.7846
1.1	0.7847*	0.7840
1.2	0.7843	0.7832
1.3	0.7836	0.7823
1.4	0.7823	0.7812
1.5	0.7806	0.7800
2.0	0.7638	0.7707
3.0	0.6765	0.7361

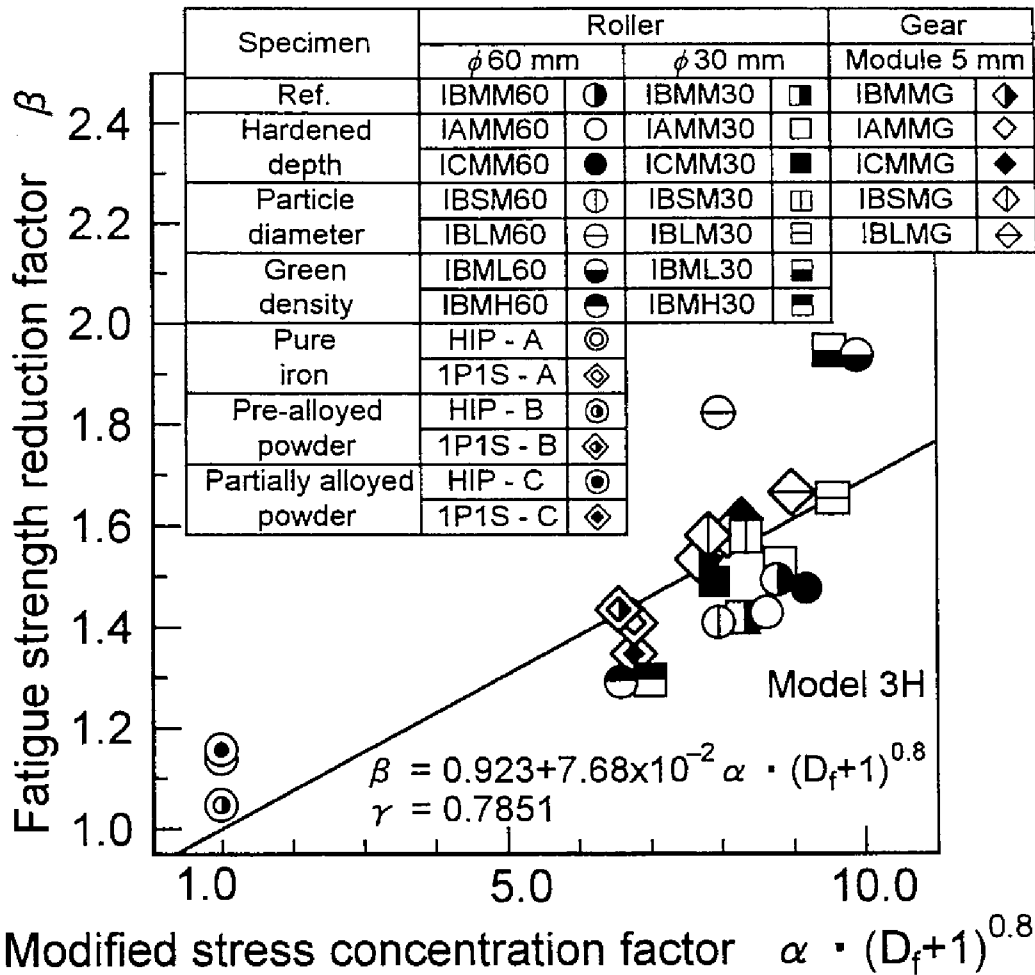


図 6-23 補正応力集中係数 $\alpha \cdot (D_f + 1)^{0.8}$ と切欠き係数 β の関係

6.4 結言

本章では、ヘルツ接触条件下での表面と平行なき裂に対する応力拡大係数を有限要素法により解析することにより、どのようなモードでき裂が伝ばするかを明らかにし、第5章においてスポーリングき裂発生深さに両振のせん断応力が関与していた理由について考察した。そして、気孔をモデル化した円孔周りの応力を有限要素法を用いて解析し、両振のせん断応力に関する応力集中係数を求め、さらに気孔を一種の切欠きとみなして、高周波焼入れ粉末焼結歯車およびローラの面圧強さに関する切欠き係数を求めて、高周波焼入れ粉末焼結歯車およびローラの面圧強さを応力集中係数と切欠き係数を用いて評価することを試みた。本章で得られた結果を要約すると以下のようになる。

- (1) ヘルツ接触条件下において接触表面と平行に発生するスポーリングき裂では、モードIである開口型のき裂伝ばはなく、モードIIである面内せん断型のき裂伝ばが支配的である。
- (2) ヘルツ接触条件下において、気孔をモデル化した円孔周りのせん断応力解析を行った結果、円孔間距離よりも円孔半径ほうが円孔周りのせん断応力に大きく影響を及ぼす。また、円孔半径が大きくなるほど、円孔周りのせん断応力も大きくなる傾向にある。
- (3) 1列に連なる3つの円孔を接触表面に対し平行に配置した円孔配置モデルのせん断応力解析結果と画像処理により計測した気孔半径と気孔間距離の関係から、せん断応力に関する応力集中係数

α を求め、疲れ試験から得られた高周波焼入れ粉末焼結歯車およびローラの面圧強さに関する切欠き係数 β を用いて歯車およびローラの面圧強さの評価を行った。その結果、 α と β の関係で面圧強さを整理するよりも、フラクタル次元で表した気孔の密集度 D_f を用いた補正係数 $(D_f + 1)^n$ を α にかけた補正応力集中係数 $\alpha \cdot (D_f + 1)^n$ と β の関係で面圧強さを整理するほうがよい。

- (4) 気孔の大きさや気孔間距離から応力集中係数 α を求め、気孔の密集度 D_f を考慮した補正応力集中係数 $\alpha \cdot (D_f + 1)^n$ を用いれば、高周波焼入れ粉末焼結歯車およびローラの面圧強さを評価することができる。したがって、粉末焼結材の気孔の大きさ、気孔間距離および気孔の密集度の3つの気孔分布のパラメータを考慮すれば、粉末焼結材の面圧強さを評価できるといえる。

第7章

粉末焼結歯車の動的性能

7.1 緒言

近年、歯車が高速・高負荷条件下で運転されるようになり、それに伴って歯車装置の振動・騒音問題への関心が高まってきている。振動・騒音低減の対策法として、歯車材として従来から使われている鋼に代えて制振材を適用したり、歯形修整などが行われている。高速・高負荷条件下で使用されている鋼製歯車には、歯面の面圧強さを高めるために熱処理が施されている。しかし、制振特性が優れた材料は熱処理を施すことが困難な場合が多く、そのために高速・高負荷条件下で運転される歯車に制振材を適用する場合、その面圧強さなどに問題が生じると考えられる⁽⁶⁴⁾。粉末焼結歯車はその内部に気孔を有するために鋼よりも制振特性が優れているといわれており、さらに鋼を原料粉とする粉末焼結材は鋼と同じ熱処理を施すことが可能である。また、第4章で示したように、高周波焼入れ粉末焼結歯車は高周波焼入れ鋼製歯車の面圧強さの約2/3の強度を有しており、ある程度の負荷であれば鋼製歯車に代えて粉末焼結歯車を歯車装置に適用することは可能である。そこで、高周波焼入れ粉末焼結歯車と高周波焼入れ鋼製歯車の動的性能を動力循環式歯車試験機を用いて調べ、歯車の動的性能として歯元ひずみ、歯車箱振動加速度および歯車箱近傍音圧に着目し、歯元ひずみについてはウェーブレット変換を用いた時間・周波数分析を行い、粉末焼結歯車の制振特性について考察する。

7.2 動的性能の測定方法

実験に用いた平歯車は、表4-1に示した諸元を有する高周波焼入れ粉末焼結大歯車と高周波焼入れ鋼製大歯車である。粉末焼結歯車には表4-2に示した条件で製造した歯車IBMMGを用い、鋼製歯車には第4章で示した歯車ISCMGを用いた。両大歯車ともに、相手側の小歯車には浸炭硬化鋼製歯車を用いた。歯車の形状は図4-1に示したとおりである。歯車精度は大歯車および小歯車ともにJIS 1級であった。図7-1に粉末焼結歯車IBMMGおよび鋼製歯車ISCMGの合成歯形誤差を示す。両歯車ともに、合成歯形誤差には大きな違いはない。

図7-2に動力循環式歯車試験機と動的性能（歯元ひずみ、歯車箱振動加速度、歯車箱近傍音圧）の測定方法を示す。単位歯幅当たり歯面法線荷重 $P_n/b = 142 \text{ N/mm}$ （小歯車軸の負荷トルク 30 Nm）を歯車対に負荷し、大歯車回転速度 n_2 を 1600 rpm から 10000 rpm の範囲で 200 rpm 毎に変化させ、歯車の動的性能を測定した。実験に用いた潤滑油は表3-2に潤滑油の性状を示したEP3090ギヤ油であり、油温を $313 \pm 5 \text{ K}$ に制御し、歯車かみ込み側から 750 ml/min で圧力給油した。動的性能として、歯元ひずみ、歯車箱振動加速度、歯車箱近傍音圧を測定した。大歯車の1枚の歯の圧縮側の歯元に抵抗線ひずみゲージ（ゲージ抵抗 120 Ω ，ゲージ長 0.3 mm）を貼付して、1組のブリッジを構成し、スリップリングと動ひずみ計を介して歯元ひずみを測定した。歯車の動荷重の評価を行うために、大歯車回転速度 $n_2 = 6.6$

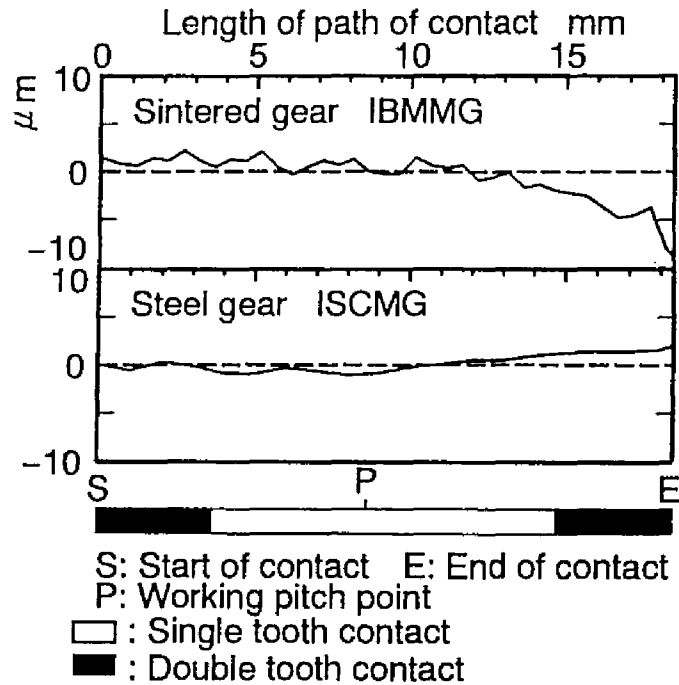


図 7-1 試験歯車対の合成歯形誤差

rpmでの歯元ひずみを静的歯元ひずみとした。そして、測定した歯元ひずみから歯元応力を求め、静的歯元応力の最大値 σ_{smax} で各大歯車回転速度での動的歯元応力の最大値 σ_{dmax} を除して動荷重を表した。歯車箱振動加速度については、歯車箱側面中央部に圧電型振動加速度センサー（周波数範囲1 Hz～25 kHz）を取り付け、チャージアンプを介して測定した。歯車箱近傍音圧については、歯車箱側面中央部に取り付けた圧電型振動加速度センサーの位置から、歯車箱側面に対して法線方向に300 mm離れたところにコンデンサー型マイクロホン（周波数範囲5 Hz～12.5 kHz）を固定し、騒音計を介して測定した。そして、大歯車軸と小歯車軸に取り付けたスリットと光電素子を用いて構成した歯車回転信号とともに歯元ひずみ、歯車箱振動加速度および歯車箱近傍音圧の波形をデータレコーダに記録した。データレコーダに記録した波形については、A/D変換器を介してデジタル化した動的性能の各波形を8回加算平均した後、波形解析、高速フーリエ変換による周波数分析およびウェーブレット変換による時間・周波数分析を行った。

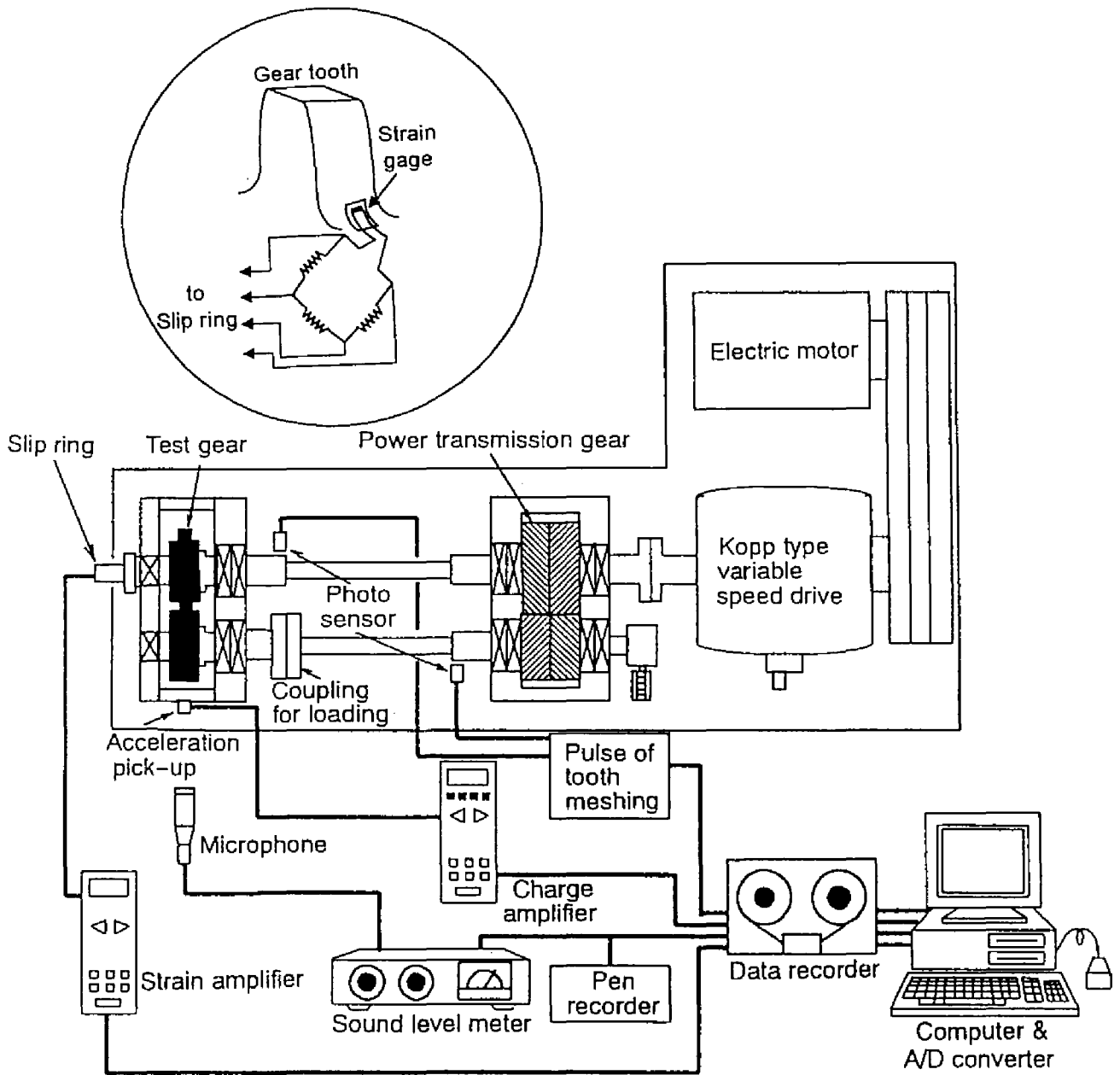


図 7-2 歯車試験機と動的性能の測定方法の概要

7.3 歯車回転速度の増加に伴う動的性能変化

7.3.1 鋼製歯車との比較

図7-3に大歯車回転速度 n_2 の増加に伴う動荷重比 $\sigma_{dmax} / \sigma_{smax}$ の変化を示す。 f_z は歯車かみあい周波数で、 f_e は歯車対のねじり振動の固有振動数である。文献⁽⁶⁵⁾に示されている歯車対の振動モデルに対して、実験に使用した歯車対の諸元と歯車試験機の寸法を代入して、歯車対の振動モデルの固有振動数を求めたところ、 f_e は約2.56 kHzであった。粉末焼結歯車IBMMGおよび鋼製歯車ISCMGともに、 n_2 の増加に伴い $\sigma_{dmax} / \sigma_{smax}$ は変動しており、特に、 $n_2 = 4200$ rpm ($f_z = 1.12$ kHz)、 6000 rpm ($f_z = 1.60$ kHz)、 9000 rpm ($f_z = 2.40$ kHz) で極大となっている。 $n_2 = 9000$ rpm、 4200 rpmでは f_e の近傍あるいはおよそ1/2のかみあい周波数であったため、 $n_2 = 9000$ rpm、 4200 rpmでは歯車対が共振し、動荷重比が高くなったと考えられる。また、歯車箱をハンマーでたたいたときの歯車箱振動加速度の減衰振動を高速フーリエ変換により周波数分析した結果では、振動加速度センサーが検知する方向の歯車箱の固有振動数は約5 kHzであった。したがって、歯車箱の固有振動数が5 kHzであるために、その固有振動数の1/2、1/3、1/4にほぼ対応するかみあい周波数 $n_2 = 9000$ rpm、 6000 rpm、 4200 rpmでも歯車箱全体が共振し、動荷重比が高くなったと考えられる。同じ大歯車回転速度に対して、粉末焼結歯車IBMMGの $\sigma_{dmax} / \sigma_{smax}$ は、鋼製歯車ISCMGよりも概して小さい傾向にある。特に、 $\sigma_{dmax} / \sigma_{smax}$ が極大となる大歯車回転速度では、その傾向が顕著に表れ、 $\sigma_{dmax} / \sigma_{smax}$ が最大となる $n_2 = 9000$ rpmでは、粉末焼結歯車IBMMGの動荷重比の値は、鋼製歯車ISCMGの約80%である。

図7-4および図7-5に大歯車回転速度 n_2 の増加に伴う歯車箱振動加速度レベル VAL と歯車箱近傍音圧レベル SPL の変化をそれぞれ示す。振動加速度レベル VAL および音圧レベル SPL は、次の式で定義した。

$$VAL = 20 \log \frac{a_{rms}}{a_0} \quad (7.1)$$

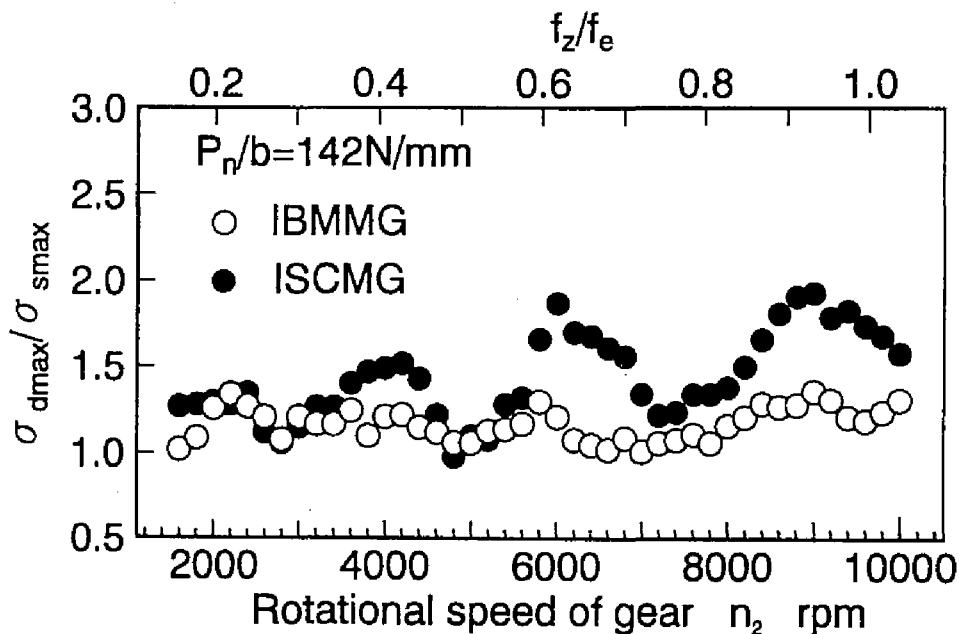


図7-3 大歯車回転速度 n_2 の増加に伴う動荷重比 $\sigma_{dmax} / \sigma_{smax}$ の変化

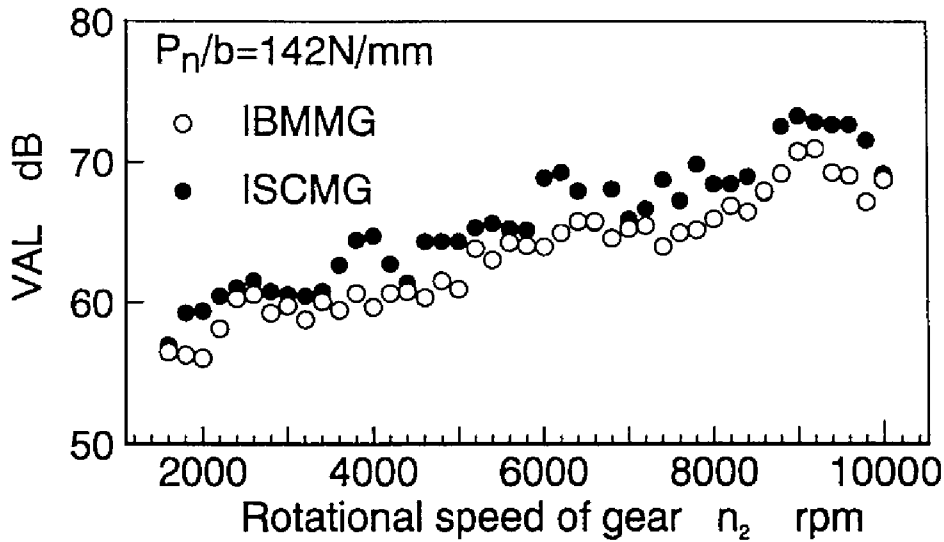


図 7-4 大歯車回転速度 n_2 の増加に伴う歯車箱振動加速度レベル VAL の変化

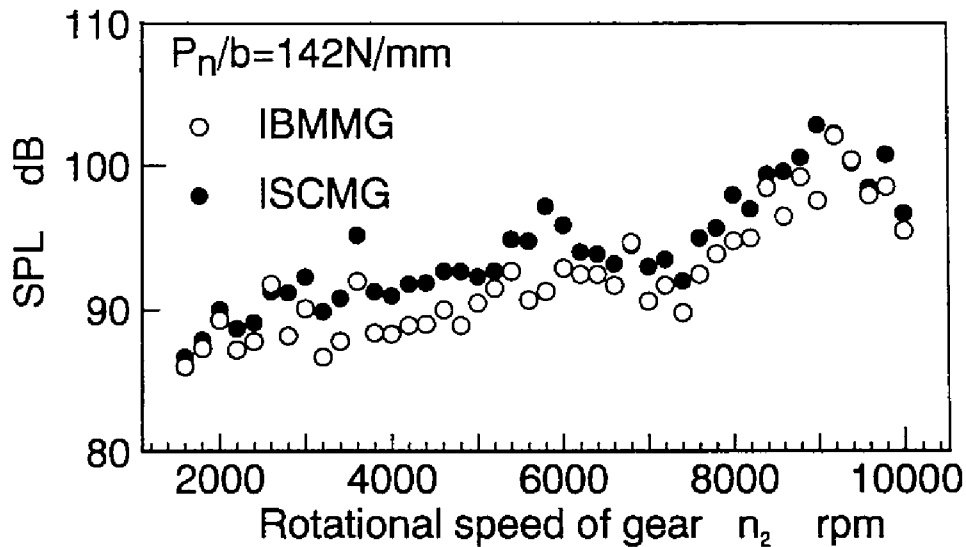


図 7-5 大歯車回転速度 n_2 の増加に伴う歯車箱近傍音圧レベル SPL の変化

$$SPL = 20 \log \frac{p_{rms}}{p_0} \quad (7.2)$$

ここで、 a_{rms} は大歯車 1 回転中の振動加速度波形の実効値であり、 a_0 は 10 mm/s^2 とした。また、 p_{rms} は大歯車 1 回転中の音圧波形の実効値であり、 p_0 は $2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$ とした。粉末焼結歯車 IBMMG と鋼製歯車 ISCMG とともに、 VAL と SPL は n_2 の増加とともに変動しながら増加する傾向にある。動荷重比が極大となる $n_2 = 4200 \text{ rpm}$ 、 6000 rpm 、 9000 rpm において、 VAL と SPL とともに極大値を示す傾向にある。また、鋼製歯車 ISCMG よりも粉末焼結歯車 IBMMG のほうが VAL と SPL のレベルの値は概して小さい傾向にある。歯車箱の振動および歯車箱から放射される音は、歯車のかみあいに起因する歯車のねじり振動が軸、軸受を伝ばして歯車箱を振動させ、その歯車箱振動が空気中に伝ばするために発生する。したがって、粉末焼結歯車のほうが鋼製歯車よりも歯車のねじり振動に関する制振特性が優れているために、歯車箱の振動と音も粉末焼結歯車のほうが鋼製歯車よりも低下したといえる。

図 7-6 および図 7-7 に大歯車回転速度 $n_2 = 1800 \text{ rpm}$ と 9000 rpm の場合の粉末焼結歯車 IBMMG およ

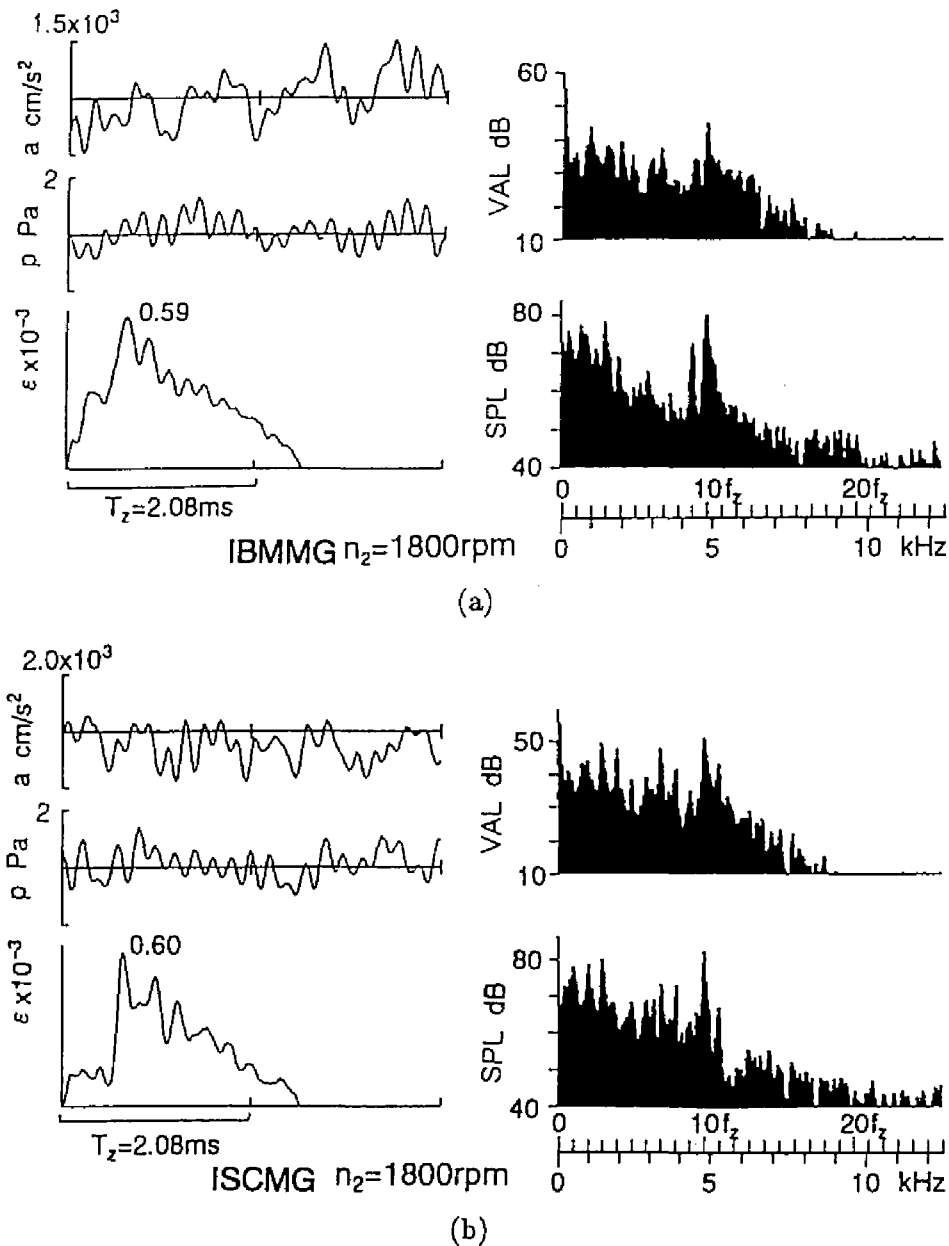


図 7-6 大歯車回転速度 $n_2 = 1800$ rpm における動的性能 (a) 粉末焼結歯車, (b) 鋼製歯車

び鋼製歯車 ISCMG の歯元ひずみ波形 ϵ , 歯車箱振動加速度波形 a , 歯車箱近傍音圧波形 p と振動加速度波形および音圧波形のそれぞれの周波数分析結果 VAL および SPL を示す. 第 4 章で示した歯車の疲れ試験は $n_2 = 1800$ rpm で行っており, その際の粉末焼結歯車 IBMMG の面圧強さは鋼製歯車 ISCMG の面圧強さの約 $2/3$ であった. $n_2 = 1800$ rpm では, かみあい周波数 f_z は 480 Hz である. 図 7-6 において動的性能を比較すると, 歯元ひずみ波形では粉末焼結歯車 IBMMG のほうが鋼製歯車 ISCMG よりも, 歯をばねとした歯車対の相対ねじり振動に起因する歯元ひずみ波形の変動が少ない. 振動加速度および音圧の周波数分析結果では, 粉末焼結歯車および鋼製歯車ともにあまり顕著な差はない. 図 7-7 の $n_2 = 9000$ rpm ($f_z = 2.40$ kHz) では, 粉末焼結歯車 IBMMG の動荷重比の値は鋼製歯車 ISCMG の値の約 80% であった. かみあい周波数 f_z が歯車対の固有振動数 f_e に近いために, 鋼製歯車 ISCMG では粉末焼結歯車 IBMMG に比べ歯元ひずみ波形は大きく変動している. また, ひずみの値も 0 近くになっているところもある. このことは, かみあい中の互いの歯が接触していない, すなわち歯面分離が起こっていることを意味している. 一方, 粉末焼結歯車 IBMMG では鋼製歯車に比べて歯元ひずみ波形は滑らか

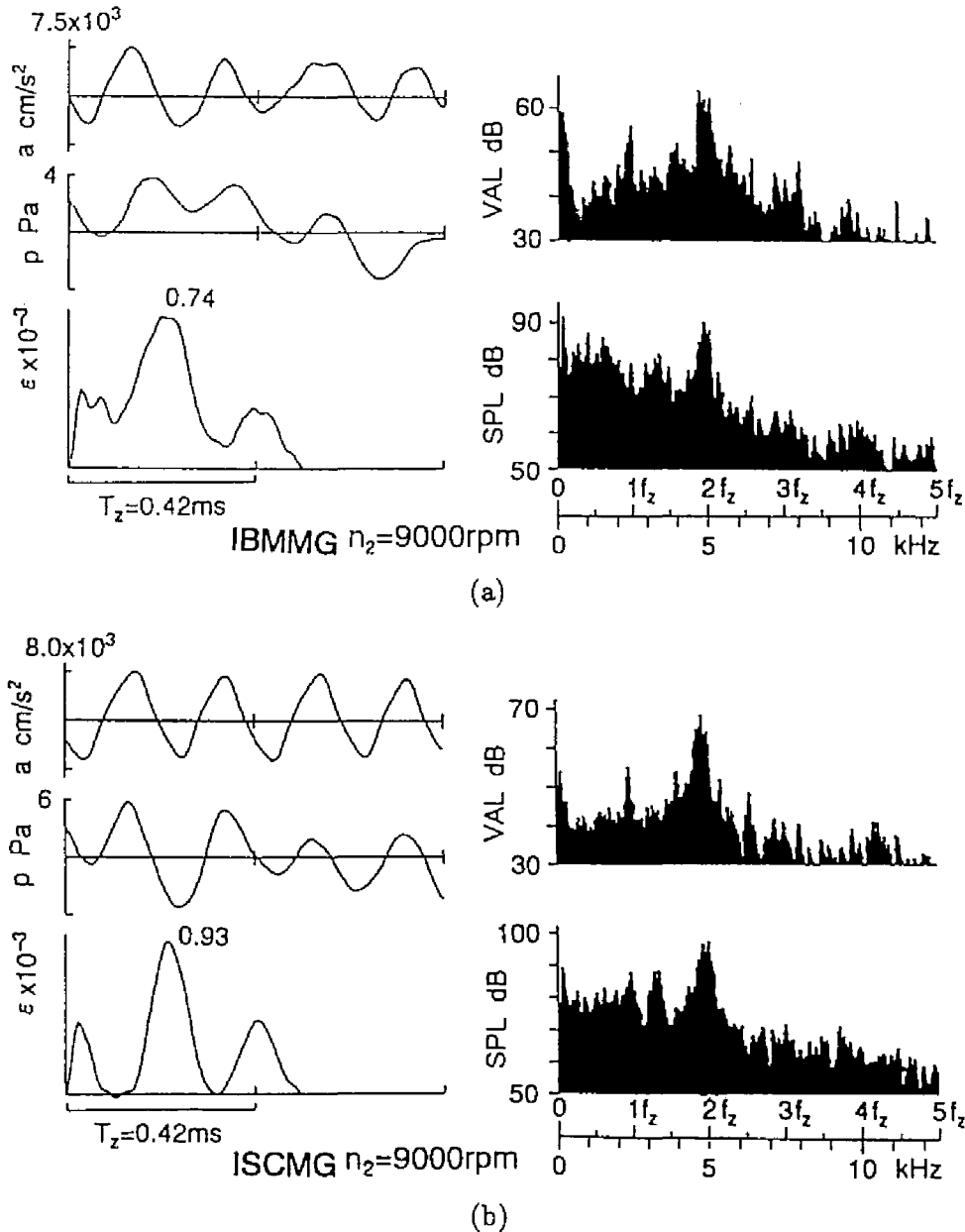


図 7-7 大歯車回転速度 $n_2 = 9000 \text{ rpm}$ における動的性能 (a) 粉末焼結歯車, (b) 鋼製歯車

に変動しており、ひずみの値も0になっていない。このようにかみあい周波数 f_z が歯車対の固有振動数に近い場合であっても、粉末焼結歯車では歯面分離を起こさずに動力を伝達していることがわかる。次に、歯元ひずみ波形に顕著な違いが現れた $n_2 = 9000 \text{ rpm}$ での歯車箱振動加速度と音圧について考察する。両歯車の歯車箱振動加速度に関しては、かみあい周期 T_z の半分の $T_z/2$ の周期で正弦波のように波形が変動しており、周波数分析結果においては周波数 $2f_z = 1/(T_z/2) = 4.8 \text{ kHz}$ 付近でのレベルが極端に高くなっている。このことから、歯車箱の固有振動数が約 5 kHz であるために歯車箱が共振していたことがわかる。歯車箱の振動が空気中に伝ばして発生する音圧も周波数 $2f_z$ のレベルが高くなっている。 $n_2 = 9000 \text{ rpm}$ では両歯車ともに歯車箱が共振しているが、VAL および SPL ともに粉末焼結歯車のほうが鋼製歯車よりもレベルの値が低い。以上のこのことから、歯車のねじり振動、歯車箱振動および音圧に関して、粉末焼結歯車は鋼製歯車よりも制振特性が優れているといえる。また、粉末焼結大歯車と鋼製小歯車の歯車対と鋼製歯車同士の歯車対を比較して実験を行ったが、粉末焼結歯車同士の歯車対で実験を行えば、粉末焼結歯車はさらに良い制振特性を示すと考えられる。

7.3.2 ウェーブレット変換を用いた歯元ひずみの時間・周波数分析

歯元ひずみから求めた動荷重比から歯車のねじり振動を評価したところ、粉末焼結歯車の制振特性は鋼製歯車よりも優れていることがわかった。しかし、動荷重比は静的歯元ひずみの最大値に対する動的歯元ひずみの最大値の比で表されており、動荷重比では時間的な歯車のねじり振動の情報が欠落している。歯車のねじり振動の時間的な分析を行うことにより、粉末焼結歯車の制振特性をさらに詳しく評価できると考えられる。そこで、時間的な歯車のねじり振動を評価するために、時間・周波数分析の一つの方法であるウェーブレット変換を用いて歯元ひずみを時間・周波数分析し、そして時間的に変化する周波数成分の強度から粉末焼結歯車と鋼製歯車の制振特性を比較・検討する。

7.3.2.1 ウェーブレット変換

ウェーブレット変換^{(66), (67)}は、時間的にも周波数的にも局在したアナライジングウェーブレットと呼ばれる関数 $\psi(t)$ の相似変形と平行移動を利用した時間・周波数2次元分析であり、入力信号 $f(t)$ のウェーブレット変換は次式で定義される。

$$(W_{\psi}f)(b, a) = |a|^{-\frac{1}{2}} \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} dt \quad (7.3)$$

ここで、 $\overline{\psi(t)}$ は $\psi(t)$ の複素共役であり、 a と b はそれぞれ周波数と時間に関するパラメータである。そして、 $\psi(t)$ は局在するという条件から、次の式を満たさなければならない。

$$\int_{-\infty}^{\infty} \psi(t) dt = 0 \quad (7.4)$$

また、ウェーブレット逆変換は次の式で定義される。

$$f(t) = \frac{1}{C_{\psi}} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{a^2} [(W_{\psi}f)(b, a)] |a|^{-\frac{1}{2}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) da db \quad (7.5)$$

ここで、 C_{ψ} は次に示すアドミッシブル条件で与えられる。

$$C_{\psi} = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{|\hat{\psi}(\omega)|^2}{|\omega|} d\omega < \infty \quad (7.6)$$

ここで、 ω は角周波数、 $\hat{\psi}(\omega)$ は $\psi(t)$ のフーリエ変換で次式で与えられる。

$$\hat{\psi}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} e^{-i\omega t} \psi(t) dt \quad (7.7)$$

ウェーブレット変換における時間および周波数分解能は、アナライジングウェーブレット $\psi(t)$ の形状に大きく依存しており、その選択は非常に重要である。時間・周波数分析に適用する際、アナライジングウェーブレットとして満足すべき条件は、式(7.6)に示したアドミッシブル条件を満たしていること、時間的かつ周波数的に局在性のよい関数であることなどが上げられる。次に3種類の代表的なアナライジングウェーブレット $\psi(t)$ を示す。

1. Gabor関数⁽⁶⁸⁾

図7-8にGabor関数の時間軸に対する波形と周波数特性を示す。Gabor関数は、次式で表される。

$$\psi(t) = \pi^{-\frac{1}{4}} \left(\frac{\omega_p}{\gamma}\right)^{\frac{1}{2}} \exp\left\{-\frac{1}{2} \left(\frac{\omega_p t}{\gamma}\right)^2 + i\omega_p t\right\} \quad (7.8)$$

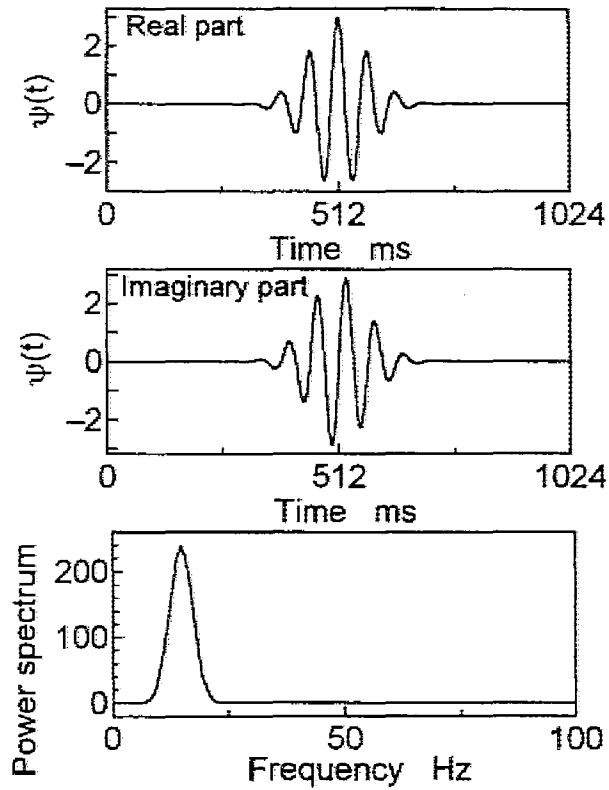


図 7-8 Gabor 関数

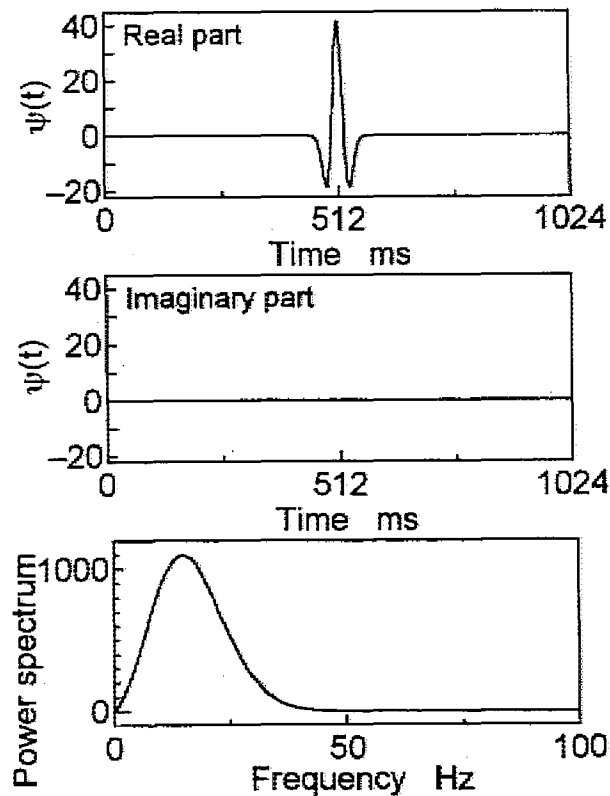


図 7-9 Laplacian - Gaussian 関数

ここで、 ω_p は中心角周波数、 γ は周波数領域での局在の幅を決めるパラメータである。この関数の時間波形および周波数特性をみると、時間的にも周波数的にも局在性が良い関数であることがわ

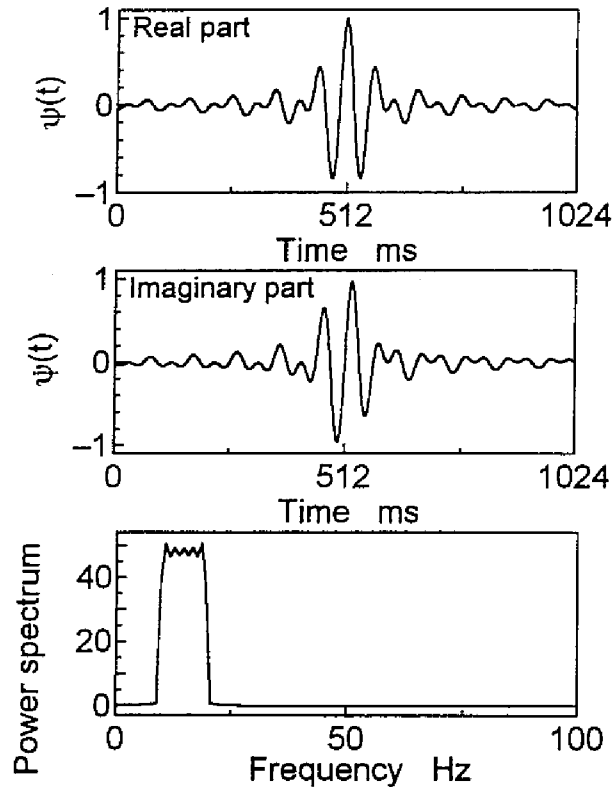


図 7-10 Harmonic wavelets

かる。なお、局在の幅を決めるパラメータ γ は 2π とした。

2. Laplacian - Gaussian 関数 ⁽⁶⁸⁾

図 7-9 に Laplacian - Gaussian 関数の時間軸に対する波形と周波数特性を示す。Laplacian - Gaussian 関数は、時間波形の形状からメキシカンハットとも呼ばれ、次式で表される。

$$\psi(t) = 2(2\pi)^{-\frac{1}{4}} \left(\frac{\omega_p}{3}\right)^{\frac{1}{2}} \left\{ 1 - \frac{(\omega_p t)^2}{2} \right\} \exp \left\{ -\frac{(\omega_p t)^2}{4} \right\} \quad (7.9)$$

虚数部の時間波形は0であり、実数部の時間波形のみから構成されている。周波数特性を比較すると、Gabor 関数に比べ周波数的な局在性がやや悪い関数であることがわかる。

3. Harmonic wavelets ⁽⁶⁹⁾

図 7-10 に Harmonic wavelets の時間軸に対する波形と周波数特性を示す。

Harmonic wavelets は、次式で表される。

$$\psi(2^j t - k) = \frac{1}{i2\pi(2^j t - k)} \left[\exp \left\{ i4\pi(2^j t - k) \right\} - \exp \left\{ i2\pi(2^j t - k) \right\} \right] \quad (7.10)$$

ここで、 j は分析角周波数帯 ω ($2\pi 2^j \leq \omega < 4\pi 2^j$) を決めるパラメータであり、 $j = 0$ から ∞ である。 k は、 $-\infty$ から ∞ の範囲である。Harmonic wavelets は、Gabor 関数に比べて時間的な局在性が悪い関数であることがわかる。

本論文では以上の3種類のアナライジングウェーブレットのうち、時間的にも周波数的にも局在性のよい Gabor 関数を用いてウェーブレット変換を行うことにする。

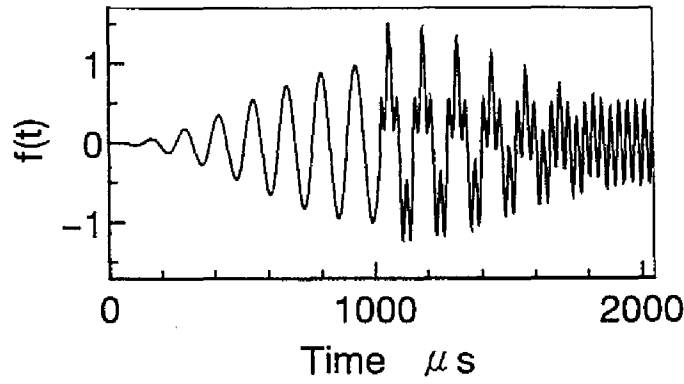


図 7-11 解析信号の 1 例

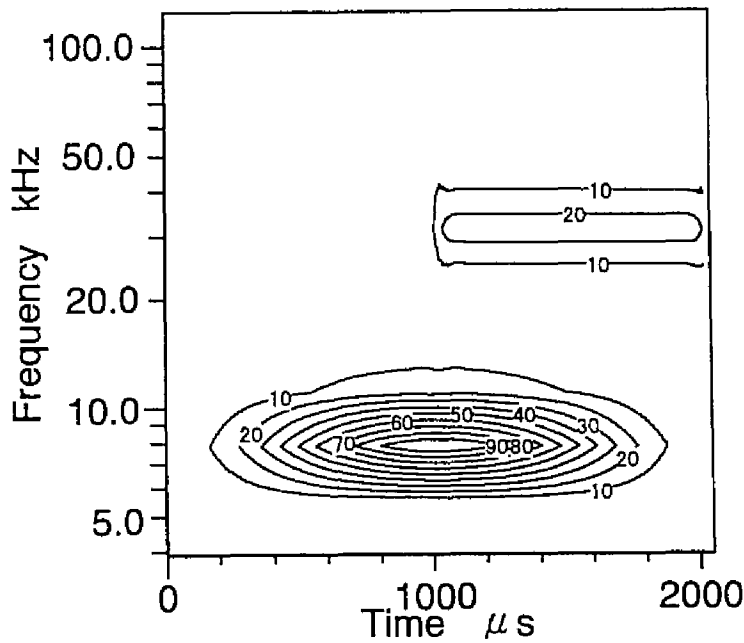


図 7-12 ウェーブレットマップ

図 7-11 にウェーブレット変換を用いて信号 $f(t)$ の時間・周波数分析を行った結果の一例を示す。分析を行った信号 $f(t)$ は、

$$f(t) = \begin{cases} \frac{1}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi t}{2048} \right) \sin \frac{2\pi t}{128} & (0\mu s \leq t < 1024\mu s) \\ \frac{1}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi t}{2048} \right) \sin \frac{2\pi t}{128} + \frac{1}{2} \cos \frac{2\pi t}{32} & (1024\mu s \leq t \leq 2048\mu s) \end{cases} \quad (7.11)$$

で表される。信号 $f(t)$ は、振幅が時間的に変化する周期 $128 \mu s$ (周波数 7.81 kHz) の正弦波形であり、 $t = 1024 \mu s$ からはその正弦波形に周期 $32 \mu s$ (周波数 31.25 kHz) の余弦波形が加わったものである。この信号 $f(t)$ に式(7.3)のウェーブレット変換を適用し、時間・周波数分析を行い、ウェーブレット変換後の信号 $f(t)$ のウェーブレット強度を時間・周波数平面上で等値線を用いて表したものが図 7-12 に示すウェーブレットマップである。ウェーブレット変換における積分計算は、台形公式を用いた数値積分により行った。なお、ウェーブレット強度 $|(W_\psi f)(b, a)|$ は、次式で表される。

$$|(W_\psi f)(b, a)| = \sqrt{\text{Re}\{(W_\psi f)(b, a)\}^2 + \text{Im}\{(W_\psi f)(b, a)\}^2} \quad (7.12)$$

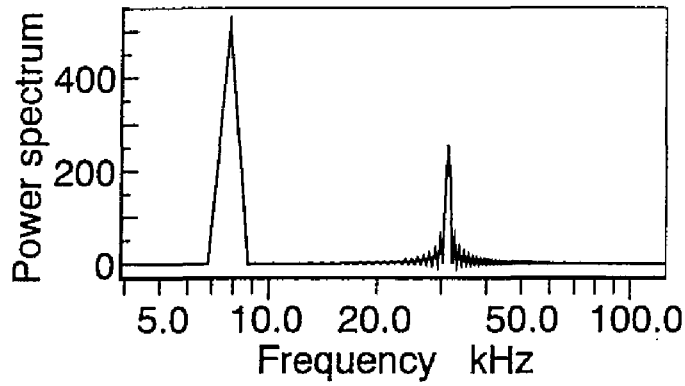


図 7-13 高速フーリエ変換による周波数分析

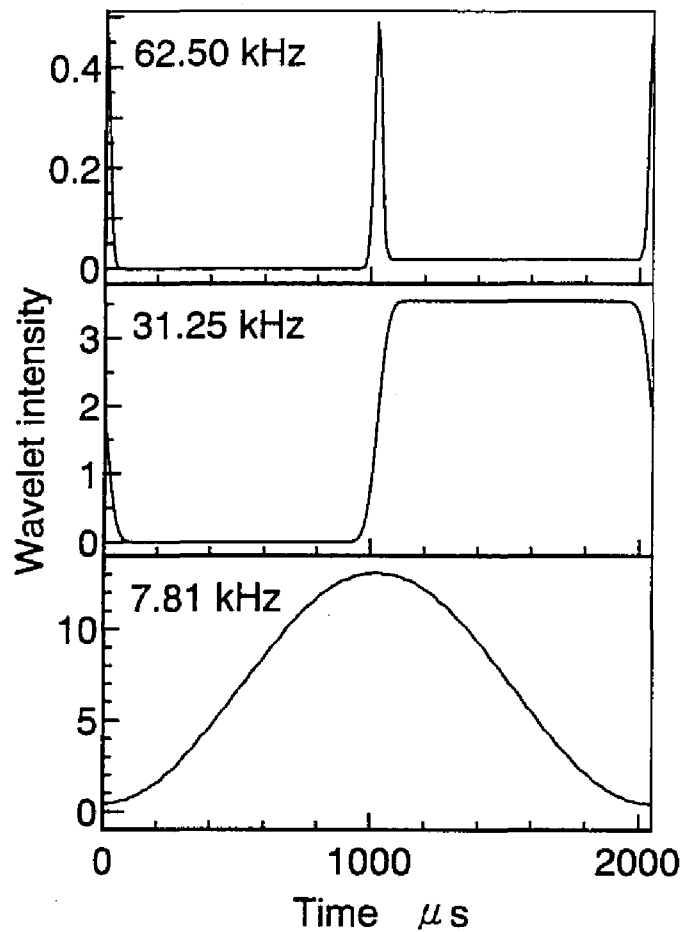


図 7-14 各周波数成分におけるウェーブレット強度の時間的変化

ここで、 $Re\{(W_{\psi}f)(b,a)\}$ と $Im\{(W_{\psi}f)(b,a)\}$ は、式(7.3)で計算された実数部と虚数部である。ウェーブレット変換後の信号 $f(t)$ のウェーブレット強度は、その最大値を100として正規化してある。このウェーブレットマップから、分析した信号中には時間に対して強度が変化する周波数7.81 kHzの成分に加え、 $t = 1024 \mu s$ からは周波数31.25 kHzの成分の強度が現れ、その強度は時間に対して一定の値であることがわかる。このように分析対象の信号の時間に対する振幅の強度変化の様子を各周波数成分に対して分析できていることがわかる。これに対し、高速フーリエ変換による周波数分析は、サンプリングした時間内に含まれる周波数成分を分析するものである。したがって、図7-13に示すように分析信号中に周波数7.81 kHzと31.25 kHzの成分が含まれているのはわかるが、時間に対しそれら周波数成分がど

のように変化しているかがわからない。高速フーリエ変換では周波数成分の強度の時間的変化が分析できないのに対し、ウェーブレット変換では周波数成分の強度の時間的変化を分析できることがわかる。

図7-14に信号 $f(t)$ の各周波数成分におけるウェーブレット強度の時間的変化を示す。周波数7.81 kHzの成分の強度の時間的な変化は、時間に対する $f(t)$ の振幅の変化と対応している。そして、周波数31.25 kHzの成分では、 $t = 1024 \mu\text{s}$ から一定の強度の信号が現れているのがわかる。また、信号 $f(t)$ には周波数62.5 kHzの成分は含まれていないが、図に示すように $t = 1024 \mu\text{s}$ で、強度は低いものの、インパルス的に強度が高くなっている。この強度が高くなっている時間は、周波数31.25 kHzの信号が $f(t)$ 中に表れる時間に対応している。これは、分析対象の信号が不連続である場合、ウェーブレット変換では、不連続な信号が現れる時間において高い周波数の成分の強度がインパルス的に高くなるという性質のために生じる。

以上のことから、ウェーブレット変換により信号の時間に対する周波数成分の変化を把握できることが確認できた。

7.3.2.2 歯元ひずみの時間・周波数分析

鋼製歯車よりも粉末焼結歯車のほうが制振特性が優れているために、粉末焼結歯車の振動・音圧は、鋼製歯車よりも低かった。しかし、歯車かみあい中の歯車のねじり振動の状態を表している歯元ひずみの時間・周波数分析を行えば、さらに詳しく粉末焼結歯車の制振特性について考察できると考えられる。そこで、歯元ひずみの時間・周波数分析をウェーブレット変換を用いて行い、歯車のねじり振動の周波数成分の時間的変化について考察する。

図7-15および図7-16に、大歯車回転速度 $n_2 = 1800 \text{ rpm}$ と 9000 rpm での歯元ひずみ波形およびその歯元ひずみ波形に対するウェーブレットマップを示す。歯元ひずみ波形は、歯元ひずみの最大値で正規化してある。ウェーブレットマップでは、分析した時間・周波数領域における最大のウェーブレット強度を100として正規化してある。 $n_2 = 1800 \text{ rpm}$ では、周波数1.0 kHzから5.0 kHzにかけて、歯元ひずみの周波数成分の強度が示されており、粉末焼結歯車IBMMGのほうが鋼製歯車ISCMGよりも概してウェーブレット強度は小さいことがわかる。 $n_2 = 9000 \text{ rpm}$ では、周波数3.0 kHzから10.0 kHzにかけて、歯元ひずみの周波数成分の強度が示されている。 $n_2 = 1800 \text{ rpm}$ と同様にウェーブレット強度は、粉末焼結歯車IBMMGのほうが鋼製歯車ISCMGよりも小さい。粉末焼結歯車IBMMGの動荷重比の値は、 $n_2 = 9000 \text{ rpm}$ ($f_z = 2.40 \text{ kHz}$) では鋼製歯車ISCMGの値の約80%であり、 $n_2 = 1800 \text{ rpm}$ では鋼製歯車の値の約90%であった(図7-7)。したがって、 $n_2 = 1800 \text{ rpm}$ の場合よりも $n_2 = 9000 \text{ rpm}$ の場合のほうが粉末焼結歯車と鋼製歯車とのウェーブレット強度の差が大きくなっている。さらに、 $n_2 = 9000 \text{ rpm}$ の場合、周波数10.0 kHzを越える領域では、粉末焼結歯車IBMMGの歯元ひずみ波形が立ち上がる場所、すなわち歯がかみあい始める場所でウェーブレット強度が大きくなっている。これは、前述したように歯元ひずみ波形が立ち上がる場所は不連続な信号であるために起こったものである。また、鋼製歯車ISCMGの場合、粉末焼結歯車と同様に周波数10.0 kHzを越える領域では歯元ひずみが立ち上がる場所の強度も高くなっている。さらに、図中の時間軸の0.45 ms付近で歯面分離が起こり、歯元ひずみ波形が不連続になったために、周波数10.0 kHzを越える領域の成分のウェーブレット強度が大きくなっている。

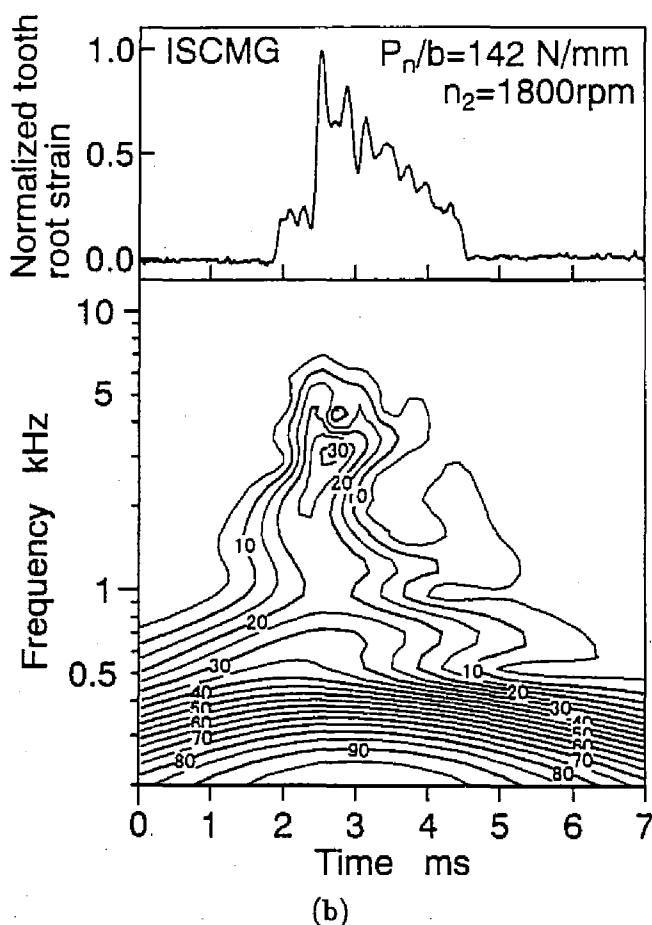
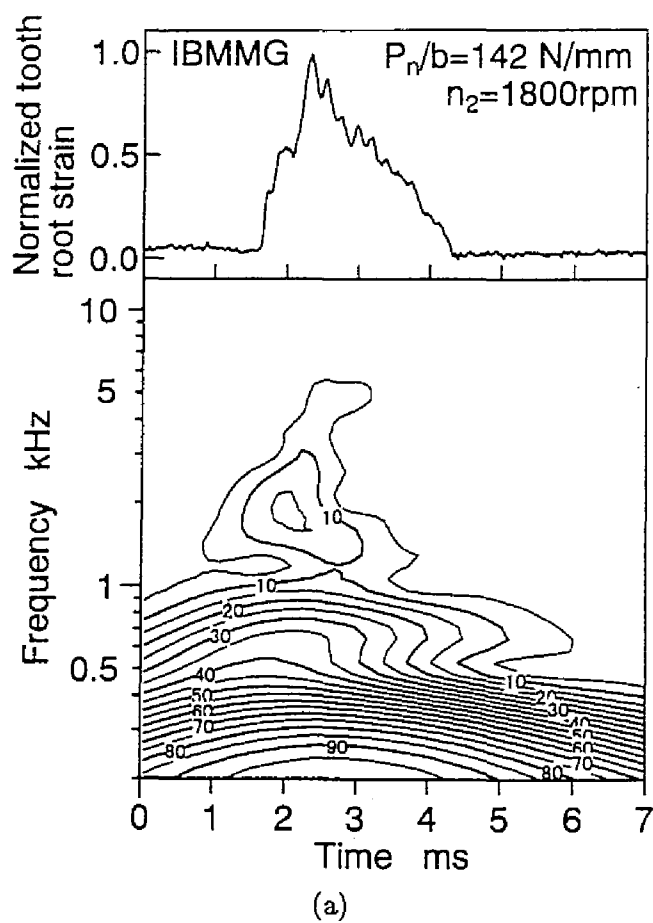
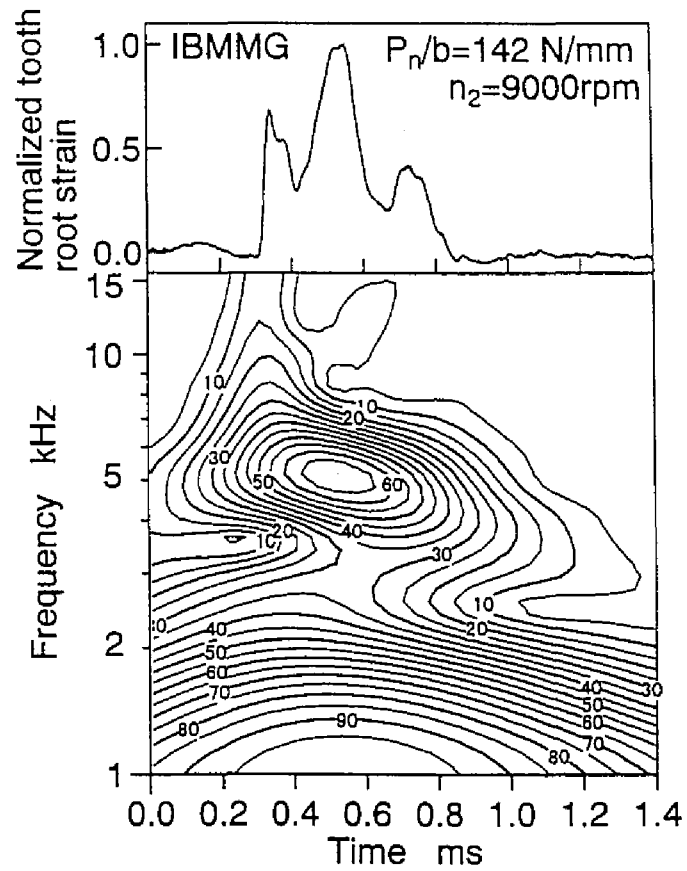
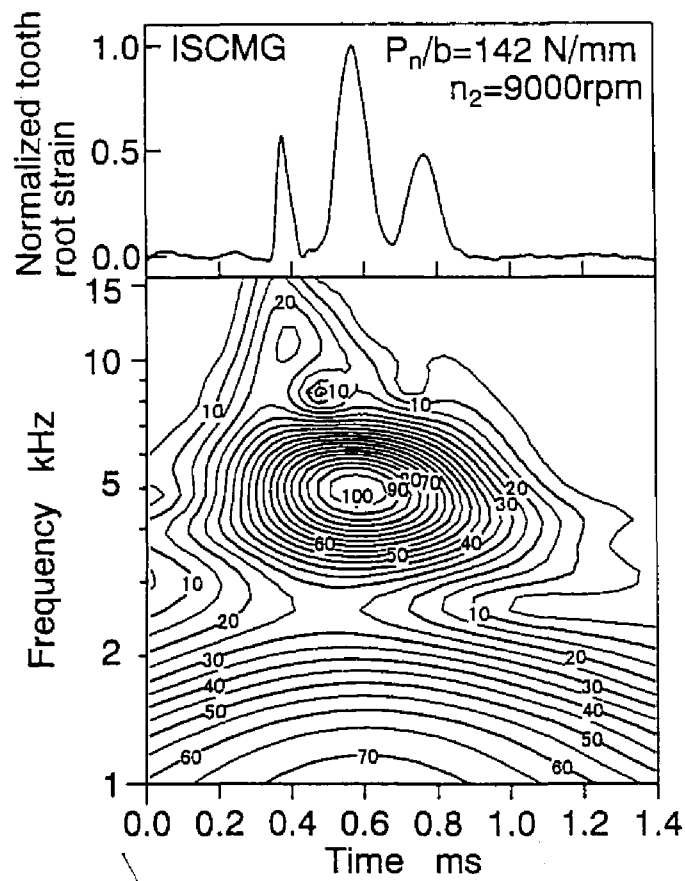


図 7-15 大歯車回転速度 $n_2 = 1800 \text{ rpm}$ における歯元ひずみに対するウェーブレットマップ (a) 粉末焼結歯車, (b) 鋼製歯車



(a)



(b)

図 7-16 大歯車回転速度 $n_2 = 9000$ rpm における歯元ひずみに対するウェーブレットマップ (a) 粉末焼結歯車, (b) 鋼製歯車

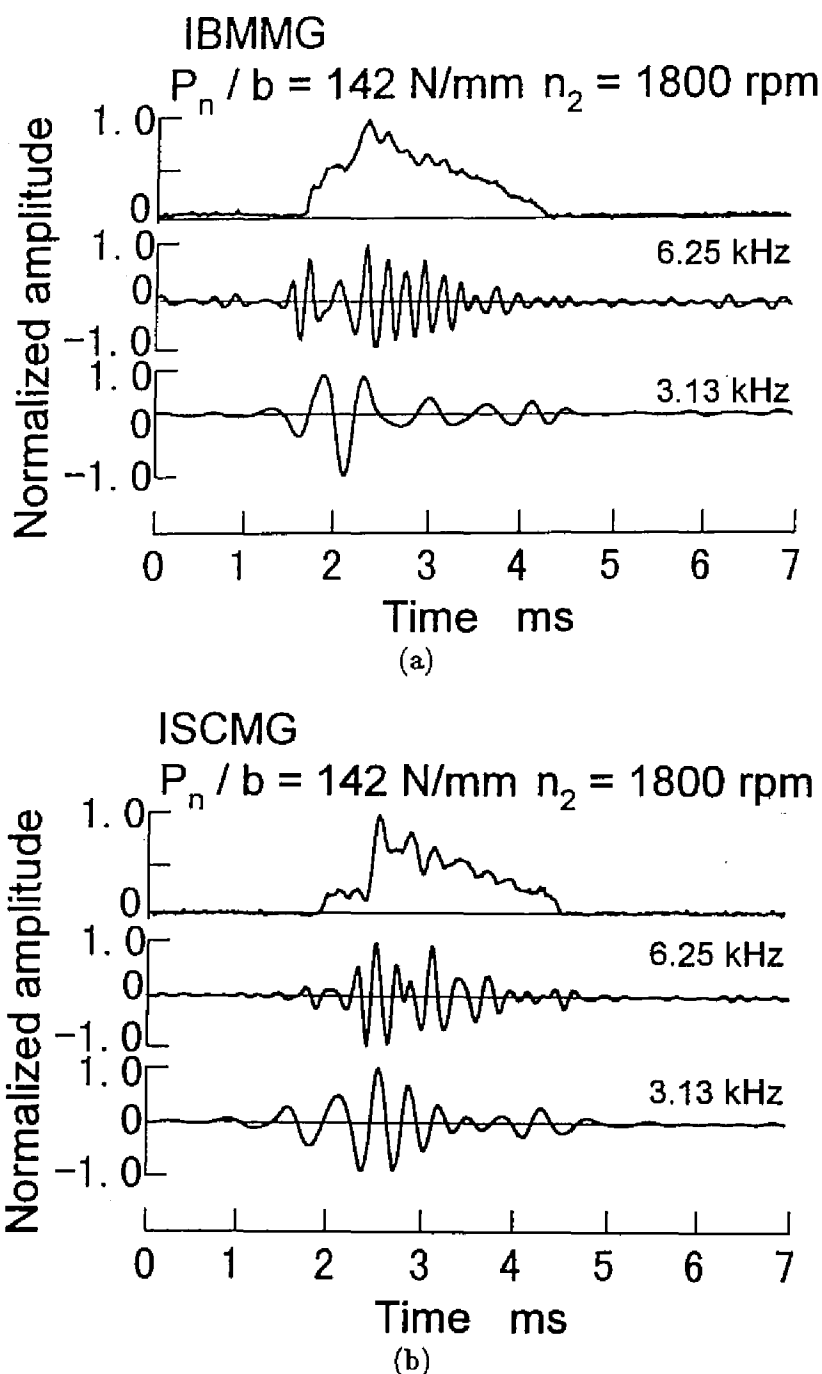


図 7-17 大歯車回転速度 $n_2 = 1800 \text{ rpm}$ における歯元ひずみとウェーブレット逆変換から求めた各周波数成分の振幅 (a) 粉末焼結歯車, (b) 鋼製歯車

図 7-17 に粉末焼結歯車および鋼製歯車の大歯車回転速度 $n_2 = 1800 \text{ rpm}$ における歯元ひずみ波形と、式(7.5)のウェーブレット逆変換から求めた周波数 6.25 kHz および 3.13 kHz における正規化した振幅を示す。それぞれの歯車に対する図中の最も一番上の波形は歯元ひずみ波形で、そのほかの波形は各周波数成分における振幅の変化である。各波形は、それぞれの波形の最大値で正規化してある。図 7-15 に示したように、両歯車ともに歯元ひずみ波形の振動は、周波数 1.0 kHz から 5.0 kHz の成分であった。そこで、歯元ひずみ波形に含まれている周波数 3.13 kHz を比較すると、粉末焼結歯車 IBMMG と鋼製歯車 ISCMG とともに、周波数 3.13 kHz の成分の振幅が極大となる位置は、歯元ひずみ波形が極大となる位置とほぼ一致している。周波数 3.13 kHz の成分の振幅の変化については、粉末焼結歯車 IBMMG では最大振幅が現れてから、急激に振幅の値が減少している。一方、鋼製歯車 ISCMG では最大振幅が現れた以

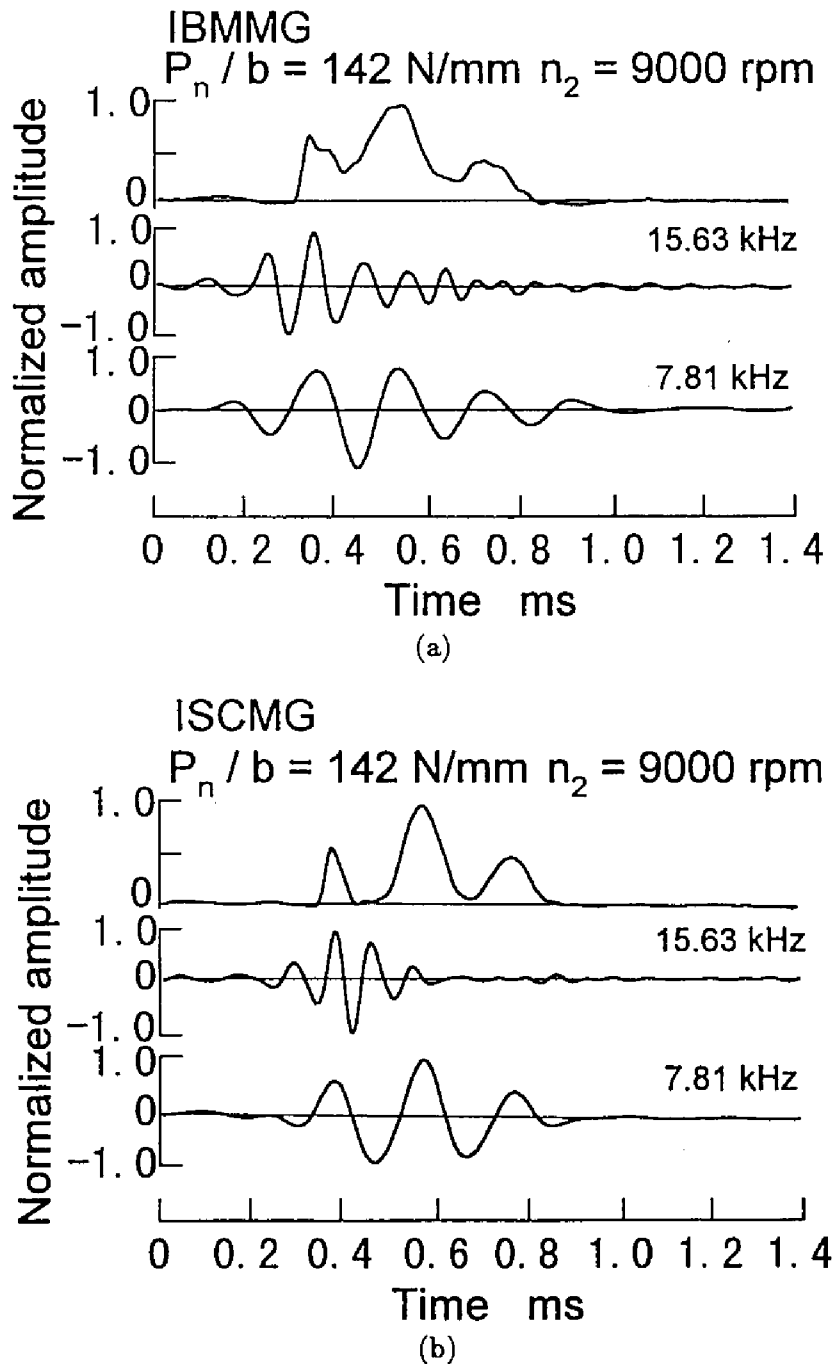


図 7-18 大歯車回転速度 $n_2 = 9000 \text{ rpm}$ における歯元ひずみとウェーブレット逆変換から求めた各周波数成分の振幅 (a) 粉末焼結歯車, (b) 鋼製歯車

降の振幅の値は、粉末焼結歯車 IBMMG に比べあまり減少していない。したがって、鋼製歯車よりも粉末焼結歯車のほうが歯車のねじり振動の減衰が大きいことがわかる。歯元ひずみ波形の非定常な波形変化をみるために、歯元ひずみ波形に含まれる周波数成分よりも高い周波数 6.25 kHz の成分の振幅を比較しても両歯車ともあまり大差がない。すなわち、両歯車ともに歯元ひずみ波形は滑らかに変動しているといえる。

図 7-18 に粉末焼結歯車および鋼製歯車の歯元ひずみとウェーブレット逆変換から求めた、周波数 7.81 kHz および 15.63 kHz における正規化した振幅を示す。 $n_2 = 9000 \text{ rpm}$ ($f_z = 2.40 \text{ kHz}$) では、粉末焼結歯車 IBMMG の動荷重比の値は鋼製歯車 ISCMG の値の約 80% であった (図 7-7)。かみあい周波数 f_z が歯車対の固有振動数 f_e に近いために、鋼製歯車 ISCMG

では歯元ひずみ波形は大きく変動し、歯元ひずみの値は、図中の時間軸上で0.45 ms付近で0になっているところもある。歯元ひずみ波形に含まれている周波数7.81 kHzの成分を比較すると、粉末焼結歯車IBMMGおよび鋼製歯車ISCMGともに、歯元ひずみ波形が極大となる位置と周波数成分の振幅が極大となる位置が対応している。また、鋼製歯車ISCMGよりも粉末焼結歯車IBMMGのほうが振幅の変動が小さい。したがって、粉末焼結歯車IBMMGのほうが鋼製歯車ISCMGに比べあまり歯が振動していなかったといえる。歯元ひずみ波形の非定常な波形変化をみるために、周波数15.63 kHzの成分を比較すると、鋼製歯車ISCMGのほうが最大振幅に比べ極大となる振幅の値が小さくなっている。鋼製歯車ISCMGでは、時間軸上で0.45 ms付近で歯元ひずみが0、すなわち歯面分離が起こり、歯元ひずみ波形が不連続に変化したため、その時間での周波数15.63 kHzの成分の振幅が極端に大きくなっている。ウェーブレット変換で不連続な波形の分析を行うと、その不連続になる時刻において高周波成分の強度が大きくなるという性質がある。そのために振幅の変化を正規化して表すと見かけ上、鋼製歯車ISCMGのほうが減衰が激しくなっただけであり、粉末焼結歯車よりも鋼製歯車のほうが歯元ひずみ波形が非定常に変動していたことがわかる。

以上の歯元ひずみの時間・周波数分析の結果から、気孔を有する粉末焼結歯車では、歯車のねじり振動を表している歯元ひずみ波形の減衰が鋼製歯車よりも大きかったことから、粉末焼結材は鋼よりも制振特性が優れているといえる。また、粉末焼結材の制振特性は、その内部に有する気孔に起因していると考えられる。

7.4 結言

第4章で示したように高周波焼入れ粉末焼結歯車は高周波焼入れ鋼製歯車の面圧強さの約2/3の強度を有しており、ある程度の負荷であれば鋼製歯車に代えて粉末焼結歯車を歯車装置に適用することは可能である。また、歯車装置の振動・騒音の低減を目的に歯車材に制振材などが適用する場合があるが、その制振材には熱処理を施すことが困難な場合が多い。しかし、鋼を原料粉とする粉末焼結材は鋼と同じ熱処理を施すことが可能である。このことから、気孔を有する粉末焼結歯車の制振特性を評価することは重要であると考えられる。そこで、動力循環式歯車試験機を用いて大歯車回転速度を200 rpm毎に1600 rpmから10000 rpmにまで変化させ、高周波焼入れ粉末焼結歯車と高周波焼入れ鋼製歯車の動的性能を調べた。歯車の動的性能として、歯元ひずみ、歯車箱振動加速度および歯車箱近傍音圧に着目し、歯元ひずみについては、ウェーブレット変換を用いた時間・周波数分析を行い、粉末焼結歯車の制振特性について考察を行った。本章で得られた結果を要約すると以下ようになる。

- (1) 粉末焼結歯車および鋼製歯車ともに、かみあい周波数の整数倍が歯車対のねじり振動の固有振動数あるいは歯車箱の固有振動数とほぼ同じになる大歯車回転速度において動荷重比が極大となった。歯車箱振動加速度および歯車箱近傍音圧については、大歯車回転速度の増加とともにレベルが増加する傾向にあり、また、動荷重比が極大となる大歯車回転速度でレベルが極大となった。粉末焼結歯車の動荷重比は鋼製歯車よりも小さく、歯車箱振動加速度および歯車箱近傍音圧についても粉末焼結歯車のほうが概してレベルが小さかった。

- (2) ウェーブレット変換を用いて歯元ひずみ波形に含まれる周波数成分の強度の時間変化を分析した結果から、歯車のねじり振動の減衰については粉末焼結歯車のほうが鋼製歯車より大きかった。したがって、粉末焼結歯車はその内部に気孔を有するために、鋼製歯車に比べ粉末焼結歯車のねじり振動の減衰が大きかったと考えられる。歯車箱の振動および歯車箱から放射される音は、歯車のかみあいに起因する歯車のねじり振動が軸、軸受を伝ばして歯車箱を振動させ、その歯車箱振動が空气中に伝ばするために発生する。したがって、粉末焼結歯車のほうが鋼製歯車よりも歯車のねじり振動の減衰効果が大きいため、鋼製歯車に比べ粉末焼結歯車の歯車箱の振動と音が低下したといえる。
- (3) 鋼製歯車よりも粉末焼結歯車の制振特性が優れているために、歯車装置に粉末焼結歯車を適用することは振動・騒音の点で利点があるといえる。

第8章

総括

本論文では、高周波焼入れ粉末焼結平歯車およびローラの面圧強さを動力循環式歯車試験機ならびに2円筒滑り・転がり試験機を用いて調べ、面圧強さに及ぼす粉末焼結材の製造条件の各種影響について実験的に明らかにした。また、粉末焼結材内部に存在する気孔を統計的に計測し、気孔分布を定量化した。そして計測した気孔分布を考慮に入れた面圧強さ評価法について検討した。本論文で得られた成果を総括すれば次のとおりである。

第1章では、本研究の目的を述べるとともに従来行われた主な研究を紹介し、本研究の位置づけ、意義について論じ、さらに研究内容の概要について述べた。

第2章では、モジュール2、基準圧力角 14.5° 、歯数65枚の実機仕様の高周波焼入れ粉末焼結歯車の疲れ試験を行った結果、歯車の損傷形態は、歯元フィレット部からの曲げによる歯の折損、かみあいピッチ点からのピットをき裂の起点とした歯の折損、破壊的歯面損傷の3例が現れた。いずれの損傷においても、焼結材内部に存在する気孔が損傷に影響を及ぼしていた。特に歯面に現れたピットの発生には、気孔が大きく関与していることが推察できた。このように粉末焼結歯車の疲れ強さに関して、歯の曲げ強さばかりでなく、歯面の面圧強さも重要であることが確認でき、面圧強さおよび歯面損傷形態に及ぼす気孔分布の影響を検討する必要性があることを示した。

第3章では、2円筒滑り・転がり接触試験機を用いて直径30mmならびに直径60mmを有する高周波焼入れ粉末焼結ローラの疲れ試験を行い、面圧強さに及ぼす高周波焼入れ硬化層深さ、原料粉の粉末粒子径、粉末焼結材の圧粉密度、焼結方法および原料粉の影響について実験的に明らかにした。高周波焼入れ硬化層深さは面圧強さには影響を及ぼさず、概して表面硬さが高いローラほどその面圧強さは高くなる傾向にあった。原料粉の粉末粒子径が大きいローラほど面圧強さは低下したが、粉末粒子径がかなり小さくてもローラの面圧強さは増加しなかった。また、圧粉密度が高くなれば面圧強さは高くなる傾向にあった。焼結方法に関しては、原料粉の種類に関わらずHIP（熱間等方加圧）焼結ローラのほうが常圧焼結（1次成形・1次焼結）ローラよりも面圧強さは高く、HIP焼結ローラは鋼製ローラの面圧強さとほぼ同程度であった。HIP焼結は、有力な粉末焼結材の面圧強さ改善法であることが確かめられた。損傷形態は、ローラ表面と平行にき裂が伝ばするスポーリング損傷であった。画像処理を用いた気孔分布の計測結果では、硬化層深さは気孔分布に影響を及ぼさず、粉末粒子径が小さくなるにつれ、気孔は小さく、密集するようになり、圧粉密度が大きければ、気孔は小さく、まばらに分布するようになった。従来、粉末焼結材の強さの指標とされていた粉末焼結材の密度だけでは面圧強さを一義的には決められず、気孔の分布状態が粉末焼結材の面圧強さの指標になり得ることが明らかになった。

第4章では、動力循環式歯車試験機を用い、モジュール5、基準圧力角 20° 、歯数16枚の粉末焼結歯車を用いて、同じ歯車諸元の鋼製歯車と面圧強さを比較し、さらに面圧強さに及ぼす高周波焼入れ硬化層深さと原料粉の粉末粒子径の影響について実験的に明らかにした。鋼製歯車の面圧強さに対して粉末

焼結歯車の面圧強さは約2/3程度であった。損傷形態に関しては、粉末焼結歯車ではピッチングを伴うスポーリング損傷であったが、粉末焼結歯車の寿命を決定した損傷形態はスポーリング損傷であり、一方、鋼製歯車の損傷形態はピッチングをき裂の起点とする歯の折損であった。この粉末焼結歯車と鋼製歯車の損傷形態の違いから、粉末焼結歯車の歯面損傷には気孔が重要な役割を担っていることが明確となった。粉末焼結歯車の面圧強さに及ぼす硬化層深さならびに原料粉の粉末粒子径の影響に関しては、第3章の粉末焼結ローラの疲れ試験結果と同様な結果であり、硬化層深さは面圧強さに影響を及ぼさず、粉末粒子径が大きい歯車ほど面圧強さは低下したが、粉末粒子径がかなり小さくなっても面圧強さは増加しなかった。また、粉末焼結ローラの場合と同様に気孔の分布状態が粉末焼結歯車の面圧強さの指標になり得ることが明らかになった。

第5章では、粉末焼結歯車およびローラの面圧強さ設計に対して、従来より表面硬化鋼製歯車の面圧強さ設計に参照されている材料硬さと面圧強さの関係を適用できるかどうかを検討した。まず、歯車およびローラの接触中の内部に発生する応力分布を理論的に明らかにした。そして、粉末焼結歯車およびローラでは接触表面に平行にスポーリング損傷が発生していたが、その発生深さは、材料内部に生じる両振のせん断応力の振幅を硬さで除した比が極大となる深さとほぼ対応することを確認した。そして、面圧強さの負荷条件において硬さに対する両振のせん断応力の比の振幅を計算し、その振幅が硬化層内で極大となる深さでの両振のせん断応力振幅と硬さを用いて面圧強さを評価した。同じ気孔分布を有する粉末焼結材では、硬さとせん断応力振幅は比例関係にあった。しかし、粉末粒子径、圧粉密度、焼結方法および原料粉が異なると、同じ硬さであってもせん断応力の値は異なっていた。気孔分布および原料粉の種類が異なると、硬さと面圧強さの関係も異なり、硬さから粉末焼結材の面圧強さを一義的に決めることができないことを明らかにした。

第6章では、接触表面に対し平行に伝ばしていたスポーリングき裂には、モードIIの面内せん断型のき裂開口が支配的となることを示した。そこで、モードIIに関係のあるせん断応力に着目して、気孔を円孔と仮定したときの円孔周りのせん断応力を有限要素法により解析した。その結果、ヘルツ接触条件では応力集中は、円孔径が大きく、そして円孔間の距離が近づくと増加する傾向にあった。気孔を一種の切欠きと仮定して、粉末焼結材の面圧強さを応力集中係数と切欠き係数を用いて評価することを試みた。応力集中係数は、粉末焼結試験片の面圧強さ、気孔の大きさそして気孔間距離を考慮して有限要素法による円孔周りのせん断応力解析結果から求め、さらに、応力集中係数を気孔の密集度のべき乗で補正して、補正応力集中係数を求めた。切欠き係数は、鋼製試験片の面圧強さで粉末焼結試験片の面圧強さを除すことにより求めた。その結果、粉末焼結試験片の面圧強さは補正応力集中係数に対してほぼ一義的に決まることがわかった。したがって、少なくとも気孔の大きさ、気孔間距離、気孔の密集度の3つのパラメータを考慮に入れれば、応力集中係数と切欠き係数の関係で粉末焼結歯車およびローラの面圧強さを整理できる可能性を示した。

第7章では、動力循環式歯車試験機を用いて、歯車回転速度を1600 rpmから10000 rpmまで変化させ、歯車回転速度の増加に伴う粉末焼結歯車の動的性能—歯元ひずみ、歯車箱振動加速度、歯車箱近傍音圧—を鋼製歯車の動的性能と比較し、粉末焼結歯車の制振特性を調べた。歯元ひずみから求めた歯車動荷重の結果から、粉末焼結歯車は鋼製歯車よりも制振特性が優れていた。また、歯車箱振動加速度と

歯車箱近傍音圧に関しても粉末焼結歯車のほうが振動は少なく静かであった。ウェーブレット変換を用いて歯元ひずみの時間・周波数解析を行った結果からも、粉末焼結歯車の歯車対の振動は鋼製歯車に比べ制振特性が優れていることを明らかにした。

以上、高周波焼入れ粉末焼結歯車の面圧強さに関する各種要因の影響を実験的に明らかにするとともに、気孔分布と面圧強さの関係を定量的に評価し、気孔分布を考慮した補正応力集中係数と切欠き係数の関係を用いれば粉末焼結歯車の面圧強さの整理が可能であることを示した。すなわち、粉末焼結材の密度では面圧強さを評価することはできず、少なくとも気孔の大きさ、気孔間距離、気孔の密集度の3つのパラメータを考慮すれば粉末焼結歯車およびローラの面圧強さを評価できることがわかった。そして、粉末焼結材を歯車へ適用する際の面圧強さ設計に対する基礎的資料を与えることができた。

参考文献

- (1) 日本粉末冶金工業会編著, “焼結機械部品 (その設計と製造)”, 技術書院, 1987.
- (2) 日本機械学会誌, “機械工学年鑑特集”, 92巻, 849号, 702-702, 1989.
- (3) (財)素形材センター, “平成7年の素形材工業・工学年間”, 素形材, 37巻, 4号, 93-101, 1996.
- (4) (財)素形材センター, “昭和60年の素形材工業・工学年間”, 素形材, 27巻, 4号, 63-70, 1986.
- (5) 中村貞行, “難削材料の特性とその快削化”, 精密工学会秋季大会シンポジウム資料, 51-56, 1995.
- (6) 大下秀男, “超砥粒ホイールによる難削材の研削加工”, 精密工学会秋季大会シンポジウム資料, 63-68, 1995.
- (7) 北折忠弘, 山田 洋, “動力伝達用機械部品はどう設計するか”, 機械設計, 30巻, 10号, 77-82, 1986.
- (8) 早坂忠郎, “高強度焼結材料—使い方のポイント”, 機械設計, 30巻, 10号, 44-50, 1986.
- (9) 岡崎正和, 久曾神 煌, 佐藤利晴, 角南英八郎, “Fe-C-Cu-Ni 焼結歯車の疲労強度”, 日本機械学会論文集 (A編), 55巻, 513号, 1055-1062, 1989.
- (10) D. P. Townsend, “Surface Fatigue and Failure Characteristics of Hot-Forged Powder Metal AISI 4620, AISI 4640 and Machined AISI 4340 Steel Spur Gears”, Lubrication Engineering, Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers, Vol. 43, No. 9, 706-716, 1987.
- (11) 武藤睦治, 田中紘一, “高強度焼結鋼の機械的性質と延性破壊に及ぼす密度の影響”, 日本機械学会論文集 (A編), 51巻, 463号, 891-897, 1985.
- (12) 田中紘一, 武藤睦治, “高強度焼結鋼の疲労強度に及ぼす密度の影響”, 日本機械学会論文集 (A編), 52巻, 473号, 81-88, 1986.
- (13) 西谷弘信, 藤崎 渉, 田中哲志, 田中洋征, “HIP 処理による SMF3035 焼結材の回転曲げ疲労における切欠感度”, 日本機械学会論文集 (A編), 55巻, 520号, 2382-2387, 1989.
- (14) B. Lindqvist, “Influence of Microstructure and Porosity on Fatigue Properties of Sintered Steels”, Metallurgy of Powder Report, Vol. 44, No. 6, 443-448, 1989.
- (15) 技術資料「歯車強さ設計資料」出版分科会編, “歯車強さ設計資料”, 日本機械学会, 138-141, 1979.
- (16) S. Way, “Pitting due to rolling contact”, Transactions of the ASME, Vol. 57, A49, 1935.
- (17) P. H. Dawson, “Rolling Contact Fatigue Crack Initiation in a 0.3 percent Carbon Steel”, Proc. Instn, mech. Engrs, 183(Part 1), 75, 1968.
- (18) 市丸和徳, 中島 晃, 平野富士夫, “表面粗さの突起間干渉による転がり疲れ機構について”, 潤滑, 22巻, 10号, 655-663, 1977.

- (19) K. Fujita, A. Yoshida, "Effects of Case Depth and Relative Radius of Curvature on Surface Durability of Case-Hardened Chromium Molybdenum Steel Roller", Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 103, 474-481, 1981.
- (20) A. Yoshida, "Some Problems in Design of Surface-Hardened Gears for Tooth Surface Durability", JSME international Journal, Series III, Vol. 32, No. 3, 356-364, 1989.
- (21) L. M. Keer, M. D. Bryant and G. K. Haritos, "Subsurface and Surface Cracking Due to Hertzian Contact", Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol.104, 347-351, 1982.
- (22) L. M. Keer and M. D. Bryant, "A Pitting Model for Rolling Contact Fatigue", Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol.105, 198-205, 1983.
- (23) 村上敬宣, 兼田 楨宏, 八塚裕彦, "ころがり接触下における表面き裂の伝ば解析", 日本機械学会論文集 (C編), 51巻, 467号, 1603-1610, 1985.
- (24) 兼田 楨宏, 末次 稔, 村上敬宣, "ころがり-すべり接触下における表面き裂の伝ば解析 (線接触と点接触との比較)", 潤滑, 31巻, 5号, 322-328, 1986.
- (25) 兼田 楨宏, 村上敬宣, 岡崎利治, "ころがり-すべり接触下における内部き裂の伝ば解析", 潤滑, 31巻, 4号, 239-244, 1986.
- (26) 兼田 楨宏, 村上敬宣, 岡崎利治, "ころがり-すべり接触下における内部き裂の伝ば解析 (き裂開閉口に関する理論的・実験的検討)", 潤滑, 31巻, 6号, 429-436, 1986.
- (27) 石川二郎, "歯車の歯のたわみについて", 日本機械学会論文集, 17巻, 59号, 103, 1951.
- (28) 会田俊夫, 寺内喜男, "平歯車の曲げ応力について (第3報, 曲げ応力計算結果について)", 日本機械学会論文集, 27巻, 128号, 868-876, 1961.
- (29) 藤田公明, 吉田 彰, 赤松謙介, "高周波焼入れ歯車の強さと損傷に関する一寄与 (クロム・モリブデン鋼製平歯車の場合)", 日本機械学会論文集 (第3部), 44巻, 382号, 2121-2131, 1978.
- (30) 藤田公明, 吉田 彰, 中田司郎, 小南啓次郎, "歯車の疲労が動的性能に及ぼす影響に関する研究 (SCM440鋼製高周波焼入れ歯車の場合)", 日本機械学会論文集 (C編), 49巻, 440号, 657-666, 1983.
- (31) 滝 晨彦, "歯車の耐ピッチング強度に関する研究", 京都大学博士論文, 25, 1988.
- (32) 高木幹雄, 下田陽久 監修, "画像解析ハンドブック", 東京大学出版会, 580, 1992.
- (33) 高安秀樹, "フラクタル", 朝倉書店, 18, 1986.
- (34) 仙波正荘, "歯車 第4巻", 日刊工業新聞社, 1013-1054, 1958.
- (35) 吉田 彰, 大上祐司, 原 京史, 藤田公明, 宮西希一, 鳥居 修, "SCr420鋼製浸炭窒化ローラの面圧強さに及ぼす硬化層深さと相対曲率半径の影響", 日本機械学会論文集 (C編), 55巻, 518号, 2591-2598, 1989.

- (36) 吉田 彰, 宮西希一, 大上祐司, 山本和弘, 佐藤悟久, 藤田公明, “浸炭窒化歯車の疲れ強さに及ぼす硬化層深さの影響”, 日本機械学会論文集 (C編), 59巻, 557号, 264-271, 1993.
- (37) 吉田 彰, 宮西希一, 大上祐司, 山本和弘, 木村治宏, 佐藤悟久, “浸炭窒化歯車の疲れ強さに及ぼす基準圧力角の影響”, 日本機械学会論文集 (C編), 60巻, 570号, 654-661, 1994.
- (38) 日本材料学会・X線材料強度部門委員会, “X線応力測定法標準”, 日本材料学会, 1-12, 1982.
- (39) 李 漢瑛, 川本 信, 岡林邦夫, “X線回折による鋼の転がり疲れの研究 (第1報: 初期表面性状の影響)”, トライボロジスト, 34巻, 1号, 43-50, 1989.
- (40) 米谷 茂, “X線による中空円筒の残留応力の測定方法について”, 材料, 18巻, 190号, 610-614, 1969.
- (41) 浅利 明, 井上陽一, “HIP技術の将来と現状”, 日本機械学会誌, 91巻, 841号, 1237-1241, 1988.
- (42) 宮下隆夫, 井硯 弘, 佐久間均, 早見威彦, 佐藤正昭, 花岡宏卓, “高強度焼結部品用低合金鋼粉の特性”, 神戸製鋼技報, 40巻, 1号, 7-10, 1990.
- (43) 藤田公明, 吉田彰, 中瀬和夫, “高周波焼入れS45C鋼の面圧強度と最適硬化層深さ”, 日本機械学会論文集 (第3部), 44巻, 387号, 3932-3940, 1978.
- (44) 日本熱処理技術協会・日本金属熱処理工業会編集, “熱処理技術入門”, 大河出版, 69, 1984.
- (45) 吉田 彰, 藤田公明, 金原武吉, 太田一忠, “浸炭硬化歯車の疲れ強さに及ぼす硬化層深さの影響”, 日本機械学会論文集 (C編), 51巻, 465号, 992-998, 1985.
- (46) 技術資料「歯車強さ設計資料」出版分科会編, “歯車強さ設計資料”, 日本機械学会, 109-114, 1979.
- (47) G. Lundberg and A. Palmgren, “Dynamic Capacity of Rolling Bearings”, Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Series Vol. 1, Nr. 3, 1947.
- (48) E. I. Radzimovsky, “Stress Distribution and Strength Condition of Two Rolling Cylinders Pressed Together”, University of Illinois Engineering Experiment Station, Bulletin Series No. 408, 1953.
- (49) H. Poritsky, “Stress and Deflections of Cylindrical Bodies in Contact”, Transactions of ASME, Series E, Journal of Applied Mechanics, Vol. 17, 191, 1950.
- (50) J. O. Smith and C. K. Liu, “Stress Due to Tangential and Normal Loads on an Elastic Solid with Application to Some Contact Stress Problems”, Transactions of ASME, Series E, Journal of Applied Mechanics, Vol. 20, 157-166, 1953.
- (51) 藤田公明, 吉田 彰, 中瀬和夫, “S45C鋼ローラの面圧強さに及ぼすかたさ差の影響”, 潤滑, 24巻, 6号, 377-383, 1979.
- (52) 藤田公明, 吉田 彰, “鋼ローラの面圧強さに関する研究 (硬さと強さとの関連)”, 日本機械学会論文集 (C編), 45巻, 396号, 963-944, 1979.
- (53) 藤田公明, 吉田 彰, 小幡文雄, “表面硬化歯車の歯面強さ設計法設定に関する研究”, 文部省科学研究費補助金成果報告書, 546081, 1983.

- (54) 岡村弘之, “線形破壊力学入門”, 培風館, 19, 1993.
- (55) 白鳥正樹, 三好俊郎, 松下久雄, “数値破壊力学”, 実教出版, 60-70, 1992.
- (56) 日本材料学会編, “初心者のための有限要素法”, 日本材料学会, 86-164, 1985.
- (57) 谷口健男, “FEMのための要素自動分割 デローニー三角分割法の利用”, 森北出版, 1992.
- (58) 塩田俊雄, 小松慎一郎, “黒鉛形状の異なる鋳鉄の疲労強度と切欠き効果および有効断面積との関係について”, 材料, 27巻, 294号, 291-297, 1978.
- (59) 戸梶恵郎, 小川武史, “球状黒鉛鋳鉄の疲労寿命分布とそのシミュレーション”, 材料, 44巻, 497号, 187-193, 1995.
- (60) 村上敬宣, 大山邦利, 池田勇人, 高藤哲哉, 小林裕和, “Al-Si 共晶合金の引張圧縮超長寿命疲労特性に及ぼすSi相の影響”, 材料, 44巻, 497号, 194-200, 1995.
- (61) 村上敬宣, 遠藤正浩, “疲労強度に及ぼす微小欠陥の影響の評価法”, 日本機械学会論文集 (A編), 49巻, 438号, 127-136, 1983.
- (62) 村上敬宣, 遠藤正浩, “微小き裂の下限界応力拡大係数幅 ΔK_{th} に及ぼす硬さとき裂形状の影響”, 材料, 35巻, 395号, 911-917, 1986.
- (63) 平 修二, “現代材料力学”, オーム社, 139-148, 1983.
- (64) 吉田 彰, 大上祐司, 宮本豊彰, 小泉忠夫, 三浦健藏, “制振合金の歯車への適用に関する基礎的研究 (ローラの面圧強さについて)”, 日本機械学会論文集 (C編), 61巻, 582号, 427-434, 1995.
- (65) 日本機械学会編, “RC-SC38 歯車の精度と設計に関する調査研究分科会・研究成果報告書”, 日本機械学会, 238-257, 1977.
- (66) チャールズK. チュウイ著, 桜井 明, 新井 勉共訳, “ウェーブレット入門”, 東京電気大学出版局, 59-91, 1994.
- (67) 山口昌哉, 守本 晃, “ウェーブレットとその応用 [I]”, 計測と制御, 31巻, 8号, 879-886, 1992.
- (68) 伊藤忠宏, 川上高史, 北川 孟, 堀畑 聡, “Wavelet 変換による非定常信号の再構成”, 日本機械学会論文集 (C編), 61巻, 586号, 2347-2352, 1995.
- (69) D. E. Newland, “Random Vibrations, Spectral & Wavelet Analysis”, Longman Scientific & Technical, 359-364, 1993.

謝 辞

本論文をまとめるにあたり、終始懇篤な指導を賜りました京都大学教授 久保愛三 博士に心より感謝申し上げます。また、有益なご教示ならびにご討論いただきました京都大学教授 矢部 寛 博士ならびに京都大学教授 柴田俊忍 博士に心より感謝申し上げます。

本研究は岡山大学教授 吉田 彰 博士のご指導のもとに行ったもので、終始変わらぬ暖かいご指導とご援助を賜りました先生に心より感謝の意を表します。また、ご教示いただいた岡山大学講師 藤井正浩 博士ならびに実験の遂行、実験装置および試験片の製作にご協力いただいた元岡山大学文部技官 山崎眞男 氏に感謝の意を表します。そして、岡山大学工学部機械工学科機械設計学研究室に在籍された児玉正裕 氏、小川義博 氏、川崎裕章 氏、大家幸之助 氏、宮本豊彰 氏、村中光彦 氏、玉置昌弘 氏、木脇祐二 氏、山下直人 氏には、実験の遂行、試験片ならびにソフトウェアの製作にご協力いただき、感謝申し上げます。

本研究を進めるにあたり、粉末焼結材の製作など多くの便宜をお図りいただきました住友金属工業株式会社 鳥野 勇 氏、海野正英 氏ならびに株式会社神戸製鋼所 佐久間 均 氏、花岡宏卓 氏、そして潤滑油をご提供いただいた株式会社ジャパンエナジー総合研究所 松尾浩平 博士に深く感謝申し上げます。