

Title	平歯車のスコ어링に関する研究
Author(s)	藤井, 正浩
Citation	大阪大学, 1990, 博士論文
Version Type	VoR
URL	<a href="https://hdl.handle.net/11094/24511">https://hdl.handle.net/11094/24511</a>
rights	
Note	

*Osaka University Knowledge Archive : OUKA*

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

Osaka University

# 平歯車のスコーリングに関する研究

平成元年12月

藤井正浩



# 平歯車のスコ어링に関する研究

藤井正浩

# 目 次

第1章 緒 論 .....	1
参考文献 .....	3
第2章 平歯車の歯の温度上昇解析 .....	10
第2.1節 おもな記号 .....	10
第2.2節 繰返し作用する移動熱源による温度上昇 .....	12
2.2.1 理論解 .....	12
2.2.2 計算結果 .....	16
2.2.3 せん光温度と作用歯面バルク温度上昇 .....	20
第2.3節 せん光温度 .....	22
2.3.1 せん光温度の理論式 .....	22
2.3.2 計算結果および考察 .....	24
第2.4節 作用歯面バルク温度上昇 .....	32
2.4.1 作用歯面バルク温度上昇の理論式 .....	32
2.4.2 計算結果 .....	33
2.4.3 作用歯面バルク温度上昇の近似計算法 .....	35
第2.5節 総 括 .....	40
参考文献 .....	41
第3章 スコーリング発生温度 .....	43
第3.1節 ギヤ油基油の場合のスコーリング発生温度 .....	43
3.1.1 試験機, 供試歯車と試料油 .....	43
3.1.2 実験方法 .....	46
3.1.3 スコーリング発生荷重に及ぼす回転速度の影響 ..	47

3・1・4	スコアリング発生荷重に及ぼす給油方向の影響	49
3・1・5	歯面の潤滑状態とスコアリング発生挙動	50
3・1・6	スコアリングの発生と温度の関係	52
第3.2節	極圧油の場合のスコアリング発生温度	58
3・2・1	試験機, 供試歯車と試料油	58
3・2・2	実験方法	58
3・2・3	スコアリング発生荷重とスコアリング発生温度	59
3・2・4	歯面の潤滑状態	63
3・2・5	摩擦係数	64
3・2・6	スコアリングの発生と温度の関係	66
第3.3節	総括	71
	参考文献	72
第4章	歯先りょう干渉の影響	75
第4.1節	かみあい始め側とかみあい終わり側の歯先りょう干渉	76
4・1・1	実験方法	76
4・1・2	かみあい始め側とかみあい終わり側の歯先りょう干渉に関する考察	78
第4.2節	作用歯面バルク温度に及ぼす歯先修整の影響	88
4・2・1	供試歯車および実験方法	88
4・2・2	かみあい始めの歯先りょう干渉量	91
4・2・3	作用歯面バルク温度	96
第4.3節	スコアリングの発生と進展に及ぼす歯形の影響	99
4・3・1	供試平歯車および実験方法	99
4・3・2	スコアリングの発生と進展	104

4・3・3	スコ어링発生荷重と作用歯面バルク温度	107
第4・4節	総括	111
	参考文献	112
第5章	動荷重の影響	115
第5・1節	潤滑油の耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響	116
5・1・1	試験機および荷重密度に変動を与えるための 試験円筒	117
5・1・2	実験方法	118
5・1・3	突起間干渉状態	120
5・1・4	高すべり率における耐焼付き能	135
第5・2節	平歯車の耐スコ어링負荷容量に及ぼす動荷重 の影響	139
5・2・1	動荷重に変動を与えるための供試平歯車および 実験方法	139
5・2・2	動荷重	142
5・2・3	作用歯面バルク温度と動荷重の関係	145
5・2・4	スコ어링発生荷重と作用歯面バルク温度	146
5・2・5	歯面の潤滑状態	148
第5・3節	総括	149
	参考文献	151
第6章	スコ어링発生温度推定法	153
第6・1節	2円筒試験における潤滑油の耐焼付き能	154
6・1・1	ギヤ油基油の場合	154
6・1・2	極圧油の場合	160

第6.2節	平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関	166
第6.3節	スコ어링発生温度推定法	170
第6.4節	総括	173
	参考文献	173
第7章	結 論	175
	謝 辞	178

## 第 1 章 緒 論

機械の高速・高負荷能，小型化の要求が高まるにともない，使用される歯車の運転状態はますます厳しくなっている．歯車の使用条件が高速，高負荷になると，歯車の設計においては，材料の疲れ強さである曲げ強さ，面圧強さのほかに，潤滑上の問題であるスコーリング強さに対する配慮が重要である．歯車の曲げ強さ，ピッチング強さ設計の基本的考え方は確立され，種々の強さ計算法が提案されている<sup>(1)</sup>．一方，スコーリングに関しては，現在 I S O で負荷容量計算式が討議されている<sup>(2)</sup>が，究明されなければならない基礎的問題が数多くある．

歯車の耐スコーリング負荷容量に及ぼす潤滑油，歯車諸元などの影響は詳しく調べられている<sup>(3)-(11)</sup>．また，高速・高負荷歯車においては運転中の歯の温度が高くなることから，歯車のスコーリングの発生はしばしば温度との関連において検討されてきた<sup>(12)-(18)</sup>．歯車の接触状態をモデル化した 2 円筒試験の結果<sup>(19)-(22)</sup>によれば，高すべり率では焼付きは混合あるいは完全な弾性流体潤滑状態から発生しやすく，潤滑油の耐焼付き能は低い．歯車のスコーリングはすべり率が大きいかみあい始め，あるいはかみあい終わりから発生しやすいことを考えると，スコーリングの発生と温度の関係についてはさらに詳細な研究が必要である．

スコーリング発生を支配する温度の考え方は，熱の発生と放散の状態で決定されるバルク温度とそのバルク温度に接触時の瞬間上昇温度を加えた接触面温度に大別される．従来の接触面温度に関する理論的研究<sup>(23)-(26)</sup>は，有限物体である実際の系を半無限物体で近似し，熱源は一方向に一定速度で移動するとしてせん光温度の解析に主目的を置いたものである．一方，バルク温度に関する研究としては，有限要素法を用いた歯のバルク温度上昇の解析がある<sup>(27)-(31)</sup>．例えば Patier ら<sup>(27)</sup>は平歯車のバルク温度を有限要素法を用いて解析し，種々の作用



歯面上の熱源分布，放熱状態について検討しているが，実際の熱源作用形態とは異なって熱源は静止したままである．このように，従来のせん光温度あるいはバルク温度に関する解析的研究は，実際の物体の形状および熱源作用形態をかなり単純にした状態におけるものである．したがって，歯車におけるスコアリングの発生と温度の関係を究明するためには，その基礎として，繰返し作用する移動熱源による歯車の歯の温度上昇の特性を把握しておく必要がある．

歯車潤滑油の耐負荷能は，歯車試験だけでなく，歯車の接触状態をモデル化した円筒試験で検討されることが多い．そして，平歯車試験結果と円筒試験結果の相関性も調べられている<sup>(32)-(34)</sup>．しかし，両者の間に定量的に良い相関は見いだされていない．その原因としては以下のことがいえる．スコアリング強さに影響する因子が種々あり，スコアリング強さを評価すべき物理量が明確でない．歯車と円筒とではその形状，接触・潤滑機構などが大きく異なる．すなわち，歯車では，かみあい位置により，すべり率，すべり速度，曲率半径などが変化するのに対し，円筒ではそれらは接触位置によらず一定である．また，円筒にはみられない歯車特有の現象として歯先りょう干渉や動荷重があり，これらの現象がスコアリング強さに及ぼす影響が明らかではない．

ところで，歯先りょう干渉とは，歯のたわみ，歯車の精度に起因する幾何学的かみあい域外のかみあいである．歯先りょう干渉の影響は，しばしば歯先りょう干渉を軽減するための歯先修整の効果に関して論じられる．歯先修整の効果に関する研究のほとんどは振動および騒音に関するものであり，スコアリングとの関連で歯先修整の効果を調べた研究は少ない<sup>(8)(10)</sup>．一方，歯車の動荷重は，歯車の製作誤差やかみあいの進行にともなう歯のこわさの変動が原因である．スコアリングに及ぼす動荷重の影響は市丸ら<sup>(35)</sup>によって検討されているが，スコアリング強さ計算における動荷重の取扱い方法は必ずしも明らかにされていない．

本研究は，平歯車の耐スコアリング負荷容量計算法の基礎的考え方を確立する

ことを目的として、平歯車のスコアリング発生と温度の関係ならびに歯車試験結果と2円筒試験結果の相関性を検討し、以上述べてきた耐スコアリング設計に関する種々の因子の影響を調べる。

以下に、各章の内容の概略を述べる。まず、第2章において、歯車のスコアリング発生と温度の関係を究明するための基礎として、平歯車の一つの歯に対応する部分を長方形物体で近似し、断続的に作用する移動熱源によるその温度上昇の理論解を求め、数値計算結果から平歯車の作用歯面上の温度上昇に対する考え方を明らかにする<sup>(36)-(38)</sup>。第3章においては、歯車試験によりギヤ油の耐スコアリング能に及ぼす回転速度の影響を調べ、スコアリングの発生と温度の関係を明らかにするとともに、歯車試験結果と2円筒試験結果の相関を、すべり率、すべり速度、摩擦面の潤滑状態の点から考察する<sup>(39)(40)</sup>。第4章においては、耐スコアリング負荷容量に及ぼす歯先りょう干渉の影響を歯車試験により調べ<sup>(41)</sup>、さらに、作用歯面バルク温度に及ぼす歯先修整の影響およびスコアリングの発生と進展に及ぼす歯形の影響を検討し、すべり率と歯先りょう干渉に注目した歯形設計の考え方を明らかにする<sup>(42)(43)</sup>。第5章では、動荷重が耐スコアリング負荷容量に及ぼす影響を2円筒試験並びに歯車試験により検討し、スコアリング強さ計算における動荷重の取扱い方を究明する<sup>(44)-(46)</sup>。第6章では、歯車試験結果と2円筒試験結果の相関をすべり率を考慮して詳細に検討し<sup>(47)-(48)</sup>、平歯車のスコアリング発生温度推定法を示す。最後に、第7章において以上の研究成果を総括する。

## 参考文献

- (1) 日本機械学会編，技術資料 歯車強さ設計資料，(1979)，6。
- (2) ISO/DIS 6336/4, Calculation of Load Capacity of Spur and Helical

- Gears - Part 4: Calculation of Scuffing Load Capacity, (1985).
- (3) Niemann, G., Rettig, H., and Lechner, G., Scuffing Tests on Gear Oils in the FZG Apparatus, ASLE Trans., 4 (1961), 71.
  - (4) 瀧野宏正・寺内喜男, 平歯車のスコアリング強さに及ぼす材料の硬さの影響, 日本機械学会論文集 (C編), 52-477 (1986), 1589.
  - (5) 寺内喜男・瀧野宏正・尾阪達郎, スコアリングに関する基礎的研究 (第2報, 動力循環式歯車試験機による実験結果), 日本機械学会論文集, 41-343 (1975), 994.
  - (6) 寺内喜男・瀧野宏正, スコアリングに関する基礎的研究 (第4報, スコアリング強さに及ぼすモジュールの影響), 日本機械学会論文集, 45-393 (1979), 556.
  - (7) 灰塚正次・成瀬長太郎・根元良三・東郷 展, 歯面あらさと潤滑油の粘度が平歯車のスコアリング強度に及ぼす影響, 日本機械学会論文集 (C編), 52-483 (1986), 2906.
  - (8) 成瀬長太郎・根元良三・灰塚正次・高橋秀雄, 平歯車の歯形がスコアリング限界荷重と摩擦損失に及ぼす影響, 日本機械学会論文集 (C編), 49-443 (1983), 1236.
  - (9) 成瀬長太郎・灰塚正次・根元良三・吉崎正敏, 平歯車の負荷特性に及ぼす歯先修整の効果, 日本機械学会論文集 (C編), 50-458 (1984), 1857.
  - (10) Yokoyama, M., Ishikawa, J., and Hayashi, K., Effect of Tooth Profile Modification on the Scoring Resistance of Heavy-Duty Spur Gears, Wear, 19 (1972), 131.
  - (11) Terauchi, Y., Effect of Tooth Profile Modification on the Scoring Resistance of Spur Gears, Wear, 80 (1982), 27.
  - (12) Lechner, G., A Descriptive Analysis Based on New Test Results,

JSME 1967 Semi-Int. Symp., Papers, Gearing, (1967), 249.

- (13) O'Donoghue, J.P., and Cameron, A., Temperature at Scuffing, Proc. Instn. Mech. Eng., 180, Pt. 3B (1965/66), 85.
- (14) 岩井律哉・野中鉄也・久保愛三・矢部 寛, スコーリング発生機構に関する基礎的研究(第1報, 歯車におけるスコーリングの発生・進展), 日本機械学会論文集(C編), 49-444 (1983), 1407.
- (15) 久保愛三・野中鉄也・岩井律哉・藤津 武・矢部 寛, スコーリング発生機構に関する基礎的研究(第2報, スコーリング発生モデルと限界温度の意味), 日本機械学会論文集(C編), 49-448 (1983), 2180.
- (16) 久保愛三・藤津 武・國嶋 茂・尾中辰美, スコーリング発生機構に関する基礎的研究(第3報, スコーリング発生モデルの改良とスコーリング指標), 日本機械学会論文集(C編), 50-458 (1984), 1867.
- (17) Terauchi, Y., and Mori, H., Comparison of Theories and Experimental Results for Surface Temperature of Spur Gear Teeth, Trans. ASME, J. Eng. Ind., 96-2 (1974), 41.
- (18) 寺内喜男・宮尾義治・灘野宏正, 表面硬化歯車の瞬間歯面温度上昇について(第1報, 表面硬化層の熱伝導率による影響), 日本機械学会論文集, 39-317 (1973), 404.
- (19) 藤田公明・小幡文雄・山浦 泉, 2円筒試験による潤滑油の焼付き強さに関する研究(第3報, ころがり-すべり接触における基油の焼付き挙動および焼付きと温度の関係), 日本機械学会論文集(C編), 47-423(1981), 1518.
- (20) 藤田公明・小幡文雄・山浦 泉・松尾浩平, 二円筒試験による極圧油の耐焼付き能に関する研究, 日本機械学会論文集(C編), 49-440 (1983), 667.

- (21) 藤田公明・小幡文雄，潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらかさの影響（第1報，無添加ギヤ油の場合），日本機械学会論文集（C編），49-445（1983），1521.
- (22) 藤田公明・小幡文雄・松尾浩平，潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらかさの影響（第2報，極圧油の場合），日本機械学会論文集（C編），50-457（1984），1612.
- (23) Blok,H., Measurement of Temperature Flashes on Gear Teeth under Extreme-Pressure Conditions, Proc. Gen. Discus. Lub. & Lub., 2（1937），14.
- (24) Cameron,A., Gordon,A.N., and Symm,G.T., Contact Temperatures in Rolling-Sliding Surfaces, Proc. Roy. Soc. Lond., Ser.A, 286（1965），45.
- (25) 寺内喜男・灘野宏正・河野正来，移動熱源による温度上昇について（第1報，三次元熱流による温度計算），日本機械学会論文集（C編），49-444（1983），1434.
- (26) 寺内喜男・灘野宏正・河野正来，移動熱源による温度上昇について（第2報，表面から放熱がある場合の温度計算），日本機械学会論文集（C編），51-463（1985），677.
- (27) Patir,N., and Cheng,H.S., Prediction of the Bulk Temperature in Spur Gears Based on Finite Element Temperature Analysis, ASLE Trans., 22-1（1975），25.
- (28) Wang,K.L. and Cheng,H.S., A Numerical Solution to the Dynamic Load, Film Thickness, and Surface Temperature in Spur Gears, Pt.1 Analysis, ASME J Mech. Des., 103-1（1981），177.
- (29) Wang,K.L. and Cheng,H.S., A Numerical Solution to the Dynamic Load,

- Film Thickness and Surface Temperature in Spur Gears, Pt.2 Results, Trans. ASME, J. Mech. Des., 103-1 (1981), 188.
- (30) Townsend, D.P. and Akin, L.S., Analytical and Experimental Spur Gear Tooth Temperature as Affected by Operating Variables, Trans. ASME, J. Mech. Des. 103-1 (1981), 220.
- (31) El-Bayoumy, L.E., Akin, L.S., and Townsend, D.P., An Investigation of the Transient Thermal Analysis of Spur Gears, Trans. ASME, J. Mech. Transm. Autom. Des., 107-12 (1985), 541.
- (32) Benedict, G.H., Correlation of Disk Machines and Gear Tests, 24-12 (1968), 591.
- (33) 成瀬長太郎・灰塚正次, 2円筒試験におけるスコーリング限界荷重と摩擦係数(潤滑油, すべり率とすべり速度の影響, 鋼/鋼の場合), 日本機械学会論文集, 43-376 (1977), 4670.
- (34) 成瀬長太郎・灰塚正次・根本良三・野口裕明, スコーリング限界荷重に及ぼす油の粘度と摩耗防止剤の影響(F Z G平歯車試験機を中心にして), 日本機械学会論文集(C編), 46-411 (1980), 1444.
- (35) 市丸和徳・平野富士夫・畠本道男, 平歯車の過負荷試験(第2報, スコーリングに及ぼす動荷重の影響), 日本機械学会論文集, 39-323 (1973), 2272.
- (36) 小幡文雄・藤田公明・藤井正浩, 繰返し作用する移動熱源による平歯車の歯の温度上昇, 日本機械学会論文集(C編), 52-476 (1986), 1387.
- (37) 小幡文雄・藤田公明・藤井正浩, 平歯車におけるせん光温度, 日本機械学会論文集(C編), 52-478 (1986), 1827.
- (38) 小幡文雄・藤田公明・藤井正浩, 平歯車の作用歯面バルク温度上昇, 日本機械学会論文集(C編), 52-480 (1986), 2174.

- (39) 小幡文雄・藤田公明・藤井正浩・松尾浩平，平歯車のスコ어링に関する研究（第1報，ギヤ油基油の場合のスコ어링発生温度），日本機械学会論文集（C編），52-473（1986），122.
- (40) 小幡文雄・藤田公明・藤井正浩・松尾浩平，平歯車のスコ어링に関する研究（第2報，極圧油の場合のスコ어링発生温度），日本機械学会論文集（C編），52-484（1986），3256.
- (41) 小幡文雄・藤田公明・藤井正浩・松尾浩平，平歯車のスコ어링に関する研究（第3報，かみあい始め側歯形摩耗による耐スコ어링負荷容量の向上），日本機械学会論文集（C編），52-486（1987），444.
- (42) 藤井正浩・小幡文雄・吉田 彰，平歯車の作用歯面バルク温度に及ぼす歯先修整の影響，日本機械学会論文集（C編），56（1990）.
- (43) 藤井正浩・小幡文雄・吉田 彰・松田 浩・藤田公明，平歯車におけるスコ어링の発生と進展に及ぼす歯形の影響，日本機械学会論文集（C編）55-512（1989），1017.
- (44) 小幡文雄・藤田公明・藤井正浩，潤滑油の耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響（第1報，ギヤ油基油の場合の突起干渉状態），日本機械学会論文集（C編），51-472（1985），3259.
- (45) 小幡文雄・藤田公明・藤井正浩，潤滑油の耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響（第2報，高すべり率におけるギヤ油基油の耐焼付き能），日本機械学会論文集（C編），51-472（1985），3267.
- (46) 藤井正浩・小幡文雄・吉田 彰・松田 浩，平歯車の耐スコ어링能に及ぼす動荷重の影響，日本機械学会論文集（C編），56（1990）.
- (47) 小幡文雄・藤田公明・藤井正浩，潤滑油の耐スコ어링能（第1報，ギヤ油基油の平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関），潤滑，32-9（1987），679.

- (48) 小幡文雄・藤田公明・藤井正浩，潤滑油の耐スコーリング能（第2報，平歯車のスコーリング発生温度推定法），潤滑，32-10（1987），733.



## 第2章 平歯車の歯の温度上昇解析

歯車のスコアリングなど焼付き損傷の発生は、温度と深い関係にある。平歯車を対象にかみあい時の瞬間上昇温度であるせん光温度あるいは熱の発生と放散状態により定まる本体温度いわゆるバルク温度を解析した研究はある。しかし、それらの研究では、解析を容易にするため、物体の形状または熱源作用形態がかなり単純化されている。従来のせん光温度計算式は、熱量および移動速度一定の熱源による半無限物体表面上の定常温度上昇に基づいている<sup>(1)(2)</sup>。また、バルク温度解析の多くは有限要素法により静止熱源に対して行われている<sup>(3)(4)</sup>。したがって、スコアリングの発生と温度の関係を究明するには、より実際に近い状態での歯の温度上昇を解明する必要がある。本章では、平歯車の一つの歯に対応する部分を長方形物体で近似し、断続的に作用する移動熱源によるその温度上昇の理論解を求め、数値計算結果から平歯車の作用歯面上の温度上昇に対する考え方を明らかにする。また、作用歯面上のせん光温度を従来の半無限物体表面上のせん光温度と対比しながら考察するとともに、歯車ではかみあい位置によって摩擦熱量が異なることを考え、変動熱量に対する簡便なせん光温度計算式を検討する。さらに、接触面温度あるいは弾性流体潤滑膜厚に大きく関与する作用歯面バルク温度上昇に及ぼす諸因子の影響を検討し、作用歯面バルク温度上昇を推定するための近似計算法を示す。

### 第2.1節 おもな記号

$a_1$  : 平歯車のリム厚さ, ウェブ厚さとボス厚さの和に相当する値      mm

$$[\bar{a}_1 = a_1 / m]$$

- $a_2$  : 平歯車のかみあい歯だけに相当する値    mm    [ $\bar{a}_2 = a_2/m$ ]  
 $b$  : 平歯車の歯厚に相当する値    mm    [ $\bar{b} = b/m$ ]  
 $c$  : 平歯車の比熱    J/(kg·K)  
 $2d$  : 熱源の x 方向 (熱源移動方向) の幅    mm    [ $\bar{d} = d/m$ ]  
 $f(x)$  : 静止熱源の x 方向の熱量分布を与える無次元係数  
 $H$  : 表面における熱伝達率    W/(mm<sup>2</sup>·K)  
 $h$  : 表面における相対熱伝達率 =  $H/\lambda$     mm<sup>-1</sup>    [ $\bar{h} = hm$ ]  
 $m$  : 平歯車のモジュール    mm  
 $Q(t)$  : 単位時間・単位歯幅あたりの流入熱量    J/(s·mm)  
           [ $\bar{Q}(\bar{t}) = Q(t)/Q_0$ ]  
 $Q_0$  : ( $\Delta t$  の時間に流入する単位歯幅あたりの全熱量) /  $\Delta t$  (一定)  
           J/(s·mm)  
 $T$  : 温度あるいは温度上昇    K    [ $T = \lambda T/Q_0$ ]  
 $T_b$  : 作用歯面バルク温度上昇    K    [ $T_b = \lambda T_b/Q_0$ ]  
 $T_f$  : 作用歯面上のせん光温度    K    [ $T_f = \lambda T_f/Q_0$ ]  
 $T_{if}$  : 半無限物体表面上のせん光温度    K    [ $T_{if} = \lambda T_{if}/Q_0$ ]  
 $T_{fmax}$  : 熱源作用域内の最高せん光温度    K    [ $T_{fmax} = \lambda T_{fmax}/Q_0$ ]  
 $T_{ifmax}$  :  $Q(t) = Q_0$  のときの半無限物体における熱源作用域内の  
           最高せん光温度    K    [ $T_{ifmax} = \lambda T_{ifmax}/Q_0$ ]  
 $(T_{ifmax})_{max}$  : 変動熱量下の半無限物体における熱源作用域内の最高せん光温度  
           の最大値    K    [ $(T_{ifmax})_{max} = \lambda (T_{ifmax})_{max}/Q_0$ ]  
 $T_s$  : 静止熱源による温度上昇    K    [ $T_s = \lambda T_s/Q_0$ ]  
 $t$  : 時間    s    [ $\bar{t} = \kappa t/m^2$ ]  
 $v$  : 熱源移動速度    mm/s    [ $\bar{v} = mv/\kappa$ ]  
 $x$  : 平歯車の半径方向に対応する座標    mm    [ $\bar{x} = x/m$ ]

- $x_0$  : 熱源左端の  $x$  座標     $mm$      $[\bar{x}_0 = x_0 / m]$   
 $y$  : 平歯車の歯厚方向に対応する座標     $mm$      $[\bar{y} = y / m]$   
 $z$  : 平歯車の歯数  
 $\lambda$  : 平歯車の熱伝導率     $W / (mm \cdot K)$   
 $\kappa$  : 平歯車の熱拡散率     $= \lambda / c \rho$      $mm^2 / s$   
 $\rho$  : 平歯車の密度     $kg / mm^3$   
 $\Delta t$  : 1 回の繰返しで熱源が作用する時間     $= (a_2 - 2d) / |v|$      $s$   
 $[\Delta \bar{t} = (\bar{a}_2 - 2\bar{d}) / |\bar{v}|]$

なお、[ ] 内は無次元量を示す。  $\bar{x} = -\bar{a}_1$ ,  $\bar{x} = \bar{a}_2$  および  $\bar{y} = 0$ ,  $\bar{y} = \bar{b}$  の境界面における  $\bar{h}$  にはそれぞれ、1, 2, 3, 4 の添字を付ける。

## 第 2. 2 節 繰返し作用する移動熱源による平歯車の歯の温度上昇

### 2. 2. 1 理論解

歯車の温度上昇の理論解を歯車の形状そのものに対して求めることはできない。歯車の場合、一つの歯に作用する摩擦熱量分布、歯表面における熱伝達率はいずれの歯でも等しいと考えることができる。そこで本解析では、平歯車の一つの歯に対応する部分を 図 2-1 に示す  $y$  方向の境界面が断熱された等方・等質な長方形物体で近似し、断続的に繰返し作用する一様分布移動熱源によるその温度上昇の理論解を求める。

図 2-1 に示す直交座標系  $0-x-y$  における熱伝導方程式は、 $T$  を温度として次式で与えられる。

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \kappa \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \dots(2-1)$$

ここで熱拡散率  $\kappa$  は温度によらない定数である。

x 方向の境界面から温度零の周囲にニュートンの法則に従う放熱があり、y 方向の境界面が断熱されている場合の境界条件は、次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \left( \frac{\partial T}{\partial x} - h_1 T \right)_{x=-a_1} &= 0 \\ \left( \frac{\partial T}{\partial x} + h_2 T \right)_{x=a_2} &= 0 \\ \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} &= \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=b} = 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots(2-2)$$

ただし、相対熱伝達率  $h_1$ 、 $h_2$  は y 方向の位置および温度によらない定数である。

図2-1 に示す一様分布移動熱源が図2-2に示すような  $z \Delta t$  の時間間隔、熱量変動でもって繰返し作用する場合の温度上昇を求めるためには、まず、単位強さの瞬間線熱源による 図2-1示した長方形物体の温度応答すなわちグリーン関数を知る必要がある。グリーン関数は単位強さの瞬間線熱源をディラックのデルタ関数を用いて初期温度として表す方法<sup>(5)</sup> により容易に得られる。

式(2-1)、(2-2) を満足するグリーン関数  $G$  は、次式で与えられる。

$$G(x, y, t; x', y', t') = \frac{2}{(a_1 + a_2)b} \sum_{s=1}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{e^{-B_{sn}(t-t')} X_s(\bar{x}) X_s(\bar{x}') \varepsilon_n \cos \zeta_n \bar{y} \cos \zeta_n \bar{y}'}{(1 + C_s^2)(1 + A_{s1} + A_{s2})} \quad \dots(2-3)$$

ここに、 $\varepsilon_n = 1 (n=0)$ 、 $2 (n=1, 2, \dots)$ 。

$$\left. \begin{aligned} A_{s1,2} &= \{\bar{h}_{1,2}(\bar{a}_1 + \bar{a}_2)\} / \{\mu_s^2 + \bar{h}_{1,2}^2(\bar{a}_1 + \bar{a}_2)^2\}, \quad B_{sn} = \xi_s^2 + \zeta_n^2 \\ C_s &= \{-\mu_s \sin \xi_s \bar{a}_1 + \bar{h}_1(\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \cos \xi_s \bar{a}_1\} / \{\mu_s \cos \xi_s \bar{a}_1 + \bar{h}_1(\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \sin \xi_s \bar{a}_1\} \\ X_s(\bar{x}) &= \cos \xi_s \bar{x} + C_s \sin \xi_s \bar{x}, \quad \xi_s = \mu_s / (\bar{a}_1 + \bar{a}_2), \quad \zeta_n = n\pi / \bar{b} \end{aligned} \right\} \dots (2-4)$$

$\mu_s$  は次式の  $s$  番目の正根である。

$$\{\alpha^2 - \bar{h}_1 \bar{h}_2 (\bar{a}_1 + \bar{a}_2)^2\} \sin \alpha - (\bar{h}_1 + \bar{h}_2) (\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \alpha \cos \alpha = 0 \quad \dots (2-5)$$

したがって、図2-1に示した長方形物体の初期温度は零であるとするとき、図2-2に示したような時間間隔、熱量変動で繰返し作用する一様分布移動熱源による時間  $t$  での温度上昇  $T$  は、次式で与えられる。なお、熱源の移動速度  $v$  は一定で、 $x$  軸の正の向きを正とする。

$$\left. \begin{aligned} T &= \sum_{j=0}^{i-1} \Delta T_j + \Delta T \quad [iz\Delta t \leq t \leq (iz+1)\Delta t] \\ T &= \sum_{j=0}^i \Delta T_j \quad [(iz+1)\Delta t < t < (i+1)z\Delta t] \end{aligned} \right\} \dots (2-6)$$

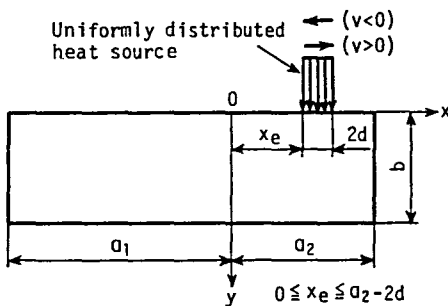


図2-1 平歯車の一つの歯に対応する部分を近似した長方形物体の座標系と移動熱源

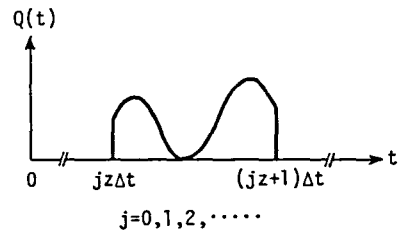


図2-2  $z\Delta t$  の時間間隔で繰返し作用する移動熱源の作用時間  $\Delta t$  内の熱量変動

ここに,  $i = [t / z \Delta t]$ .  $\Delta T_j$ ,  $\Delta T$ はそれぞれ, 時間  $j z \Delta t$ から時間  $(j z + 1) \Delta t$ の間および時間  $i z \Delta t$ から時間  $t$ の間に作用した熱源による時間  $t$ での温度上昇成分であり, 次式で与えられる.

$$\Delta T_j = \frac{1}{2c\rho d} \int_{jz\Delta t}^{(jz+1)\Delta t} \int_{x_0}^{x_0+2d} Q(t') G(x, y, t; x', 0, t') dt' dx' \quad \dots(2-7)$$

$$\Delta T = \frac{1}{2c\rho d} \int_{iz\Delta t}^t \int_{x_0}^{x_0+2d} Q(t') G(x, y, t; x', 0, t') dt' dx' \quad \dots(2-8)$$

ただし,  $x_0$ は 式(2-7)では  $x_0 + v(t' - j z \Delta t)$ , 式(2-8)では  $x_0 + v(t' - i z \Delta t)$ である. なお,  $x_0$ は  $v > 0$ のとき  $0$ ,  $v < 0$ のとき  $a_2 - 2d$ である.

ここで式(2-6)~(2-8)に第2. 1節で示した無次元量を導入すれば, 次式の無次元温度上昇  $T (= \lambda T / Q_0)$ が得られる.

$$\left. \begin{aligned} \bar{T} &= \sum_{j=0}^{i-1} \Delta \bar{T}_j + \Delta \bar{T} \quad [iz\Delta \bar{t} \leq \bar{t} \leq (iz+1)\Delta \bar{t}] \\ \bar{T} &= \sum_{j=0}^i \Delta \bar{T}_j \quad [(iz+1)\Delta \bar{t} < \bar{t} < (i+1)z\Delta \bar{t}] \end{aligned} \right\} \quad \dots(2-9)$$

ここに,

$$\Delta \bar{T}_j = \frac{2}{bd} \sum_{s=1}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\sin \xi_s \bar{d} X_s(\bar{x}) \varepsilon_n \cos \zeta_n \bar{y}}{\mu_s(1+C_s^2)(1+A_{s1}+A_{s2})} \int_{jz\Delta \bar{t}}^{(jz+1)\Delta \bar{t}} \bar{Q}(\bar{t}') e^{-B_{sn}(\bar{t}-\bar{t}')} D_{sj} d\bar{t}' \quad \dots(2-10)$$

$$\Delta \bar{T} = \frac{2}{bd} \sum_{s=1}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\sin \xi_s \bar{d} X_s(\bar{x}) \varepsilon_n \cos \zeta_n \bar{y}}{\mu_s(1+C_s^2)(1+A_{s1}+A_{s2})} \int_{iz\Delta \bar{t}}^{\bar{t}} \bar{Q}(\bar{t}') e^{-B_{sn}(\bar{t}-\bar{t}')} D_{si} d\bar{t}' \quad \dots(2-11)$$

式(2-10)の  $D_{sj}$ は

$$D_{sj} = \cos \xi_s \{ \bar{x}_0 + \bar{d} + \bar{v}(\bar{t}' - jz\Delta\bar{t}) \} + C_s \sin \xi_s \{ \bar{x}_0 + \bar{d} + \bar{v}(\bar{t}' - jz\Delta\bar{t}) \} \quad \dots(2-12)$$

で与えられる。なお、 $\bar{x}_0$ は $\bar{v} > 0$  のとき 0,  $\bar{v} < 0$ のとき  $\bar{a}_2 - 2\bar{d}$ である。式(2-11)の $D_{si}$ は、式(2-12)の右辺のjをiで置換した式で与えられる。

### 2・2・2 計算結果

歯面における熱伝達率は歯の温度上昇に大きな影響を及ぼす。しかし、回転中の歯車でその値を直接知ることは困難である。本解析では、鋼製円筒を用いた実験結果<sup>(6)</sup>を参考にし、 $\bar{v}_{1,2} \leq 0.5$ とした。理論解の値は、式(2-10), (2-11)に示すs, nの項数がそれぞれ 300以内の範囲で、収束状態を考慮して求めた。

以下、一様分布移動熱源が繰返し作用するときの温度上昇を表2-1に示す平歯車モデルに対して検討する。

表2-1 計算に用いた平歯車モデルの諸値

$\bar{a}_1$	$\bar{a}_2$	$\bar{b}$	$2\bar{d}$	z
8	2	2	0.2	10

#### a. 熱源移動速度と放熱状態の影響

図2-3は、計算に用いた無次元熱量 $\bar{Q}(\bar{\tau})$ の  $0 \leq \bar{\tau} \leq \Delta\bar{\tau}$ における状態を示す。 $\bar{\tau} = \Delta\bar{\tau}/2$ はかみあいピッチ点位置に対応する。一对の歯がかみあっている無次元時間に相当する $\Delta\bar{\tau}$ 内の $\bar{Q}(\bar{\tau})$ の平均値は1である。図2-4は、図2-3の熱量変動に対して求めた、温度上昇に及ぼす熱源移動速度と放熱状態の影響を示す。温度上昇は熱源から見た状態がその前の熱源の繰返しのとおりと同じ状態（以後、準定常状態と称す）におけるものである。熱源の左端は  $\bar{x}_0 = 1.18$  にあり、そのときの $\bar{Q}(\bar{\tau})$ は 1.0である。同じ放熱状態では準定常状態は時間によって決定された。 $\bar{v} = 1$ で準定常状態に達するに必要な熱源の繰返し数は、 $\bar{v} = 10$ のときの

1/10の約15であった。図2-4で、 $\bar{y} = 0$  の  $0 \leq \bar{x} \leq 2$ の範囲は平歯車の作用歯面に、 $\bar{y} = 2$  の  $0 \leq \bar{x} \leq 2$ の範囲はその反作用歯面に相当する。熱源が $\bar{x}_0 = 0$ から $\bar{x}_0 = 1.8$ まで ( $\bar{v} < 0$ のときは $\bar{x}_0 = 1.8$ から $\bar{x}_0 = 0$ まで) 移動するに要する時間 $\Delta \bar{\tau}$ は、 $\bar{v} = 1$ では1.8、 $\bar{v} = 10$ では0.18である。図2-4中のH.S.は熱源作用域であることを示す。なお、図2-4中の破線については2・2・3項で触れる。

まず、熱源移動速度の影響について検討する。1回の繰返しで熱源が作用している時間が $\bar{v} = 10$ のときの10倍となる  $\bar{v} = 1$ では、 $\bar{y} \leq 0.5$ とくに $\bar{y} = 0$ の熱源作用域およびその近傍の温度上昇は、同じ放熱状態で比較するとき、 $\bar{v} = 10$ の温度上昇よりかなり大きい。 $\bar{v} = 10$ では、こ

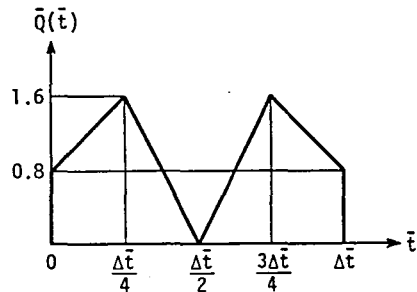


図2-3 計算に用いた $\bar{Q}(\bar{\tau})$   
(その1)

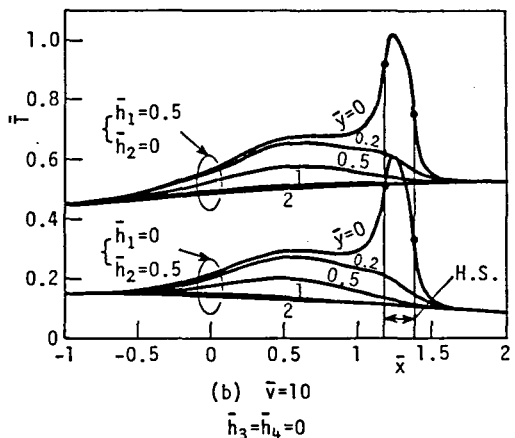
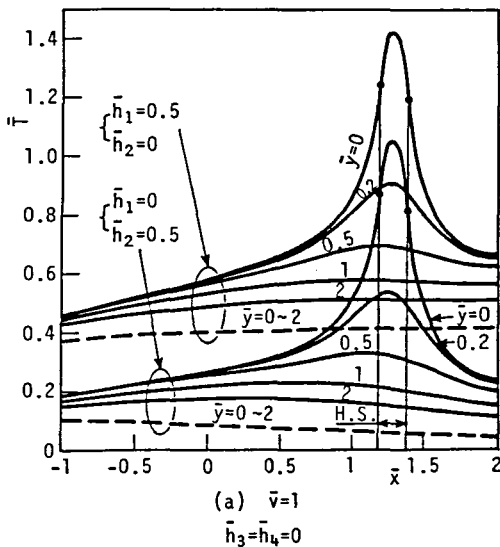


図2-4 温度上昇に及ぼす熱源移動速度と放熱状態の影響 [図2-3の $\bar{Q}(\bar{\tau})$ に対して]



れから熱源が作用する熱源作用域右側の温度上昇は，熱源作用域近傍を除けば  $y$  方向の位置によって変化しない．それに対し， $\bar{v}=1$  では， $\bar{y}=0$  に近づくほど温度上昇は大きい．ところで，熱源の作用が終わって間のない熱源作用域左側で作用歯面に相当する部分には，前述の  $\bar{Q}(\bar{t})=1.0$  より高い熱量を受けた領域があるにもかかわらず，熱源作用域の温度上昇より大きい温度上昇の箇所は見られない．

つぎに，放熱状態の影響について検討する．図2-4で  $\bar{h}_1=0.5$ ， $\bar{h}_2=0$  はボス部から放熱，歯先面が断熱されている場合， $\bar{h}_1=0$ ， $\bar{h}_2=0.5$  はその逆の場合に相当する．放熱状態の影響をわかりやすくするため，計算は極端な条件で行った．熱源移動速度によらず，同じ熱伝達率では，冷却効果は作用歯面に近い歯先面から放熱があるほうがボス部から放熱があるほうより大きい．温度上昇分布は放熱のある面のほうへ傾斜しているが， $\bar{v}=2$  の面の温度上昇を基準にした温度上昇分布に及ぼす放熱のある面の位置の大きな影響はない．

### b. 熱源移動方向の影響

駆動歯車ではかみあい位置は歯元側から歯先側に移るが，被動歯車ではその逆である．図2-4は熱源が歯元側から歯先側に移動する場合の温度上昇を示した．図2-5は  $\bar{v}$  が負すなわち熱源が歯先側から歯元側に移動する場合の図2-3の熱量変動に対する準定常状態における温度上昇を示す．熱源の左端は  $\bar{x}_0=$

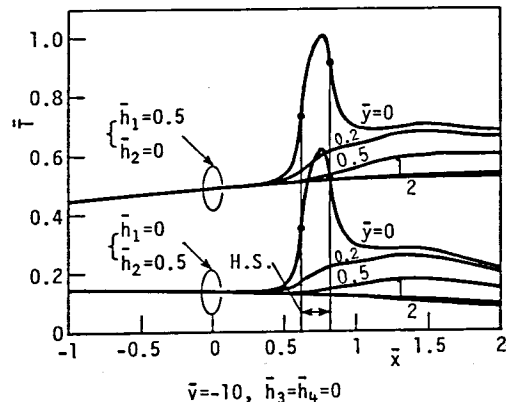


図2-5 熱源が歯先側から歯元側に移動する場合の温度上昇  
[図2-3の  $\bar{Q}(\bar{t})$  に対して]

0.62にあり、そのときの $\bar{Q}(\bar{\tau})$ は、図2-4の場合と同じく1.0である。熱源移動速度の大きさが等しい 図2-4(b)の温度上昇との比較から次のことがわかる。同じ放熱状態では $\bar{y}=2$ の温度上昇におよぼす熱源移動方向の影響はない。また、左右の違いはあるが、図の熱源作用位置では、それぞれの放熱状態で $\bar{y}=2$ の面の温度上昇を基準にした熱源作用域およびその近傍の温度上昇分布に及ぼす熱源移動方向の影響もない。

c. 流入熱量の時間的変動状態の影響

図2-3は流入熱量の時間的変化が $\bar{\tau} = \Delta\bar{\tau}/2$ を中心に対称な場合であった。ここで、図2-6に示す非対称な流入熱量の時間的変動に対する温度上昇を検討する。なお、 $\Delta\bar{\tau}$ 内の $\bar{Q}(\bar{\tau})$ の平均値は、図2-3の場合と同じく1である。図2-7は、熱源が歯元側から歯先側に移動し、歯先側の流入熱量が大きい場合の準定常状態における温度上昇を示す。熱源の左端は図2-4の場合と同じ $\bar{x}_0 = 1.18$ にある。そのときの $\bar{Q}(\bar{\tau})$ は図2-6において1.0で、これも図2-4の場合と同じである。熱源移動速度が等しい 図2-4(b)の温度上昇と比較して、いずれの放熱状態において

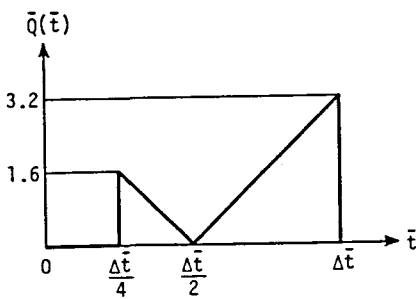


図2-6 計算に用いた $\bar{Q}(\bar{\tau})$  (その2)

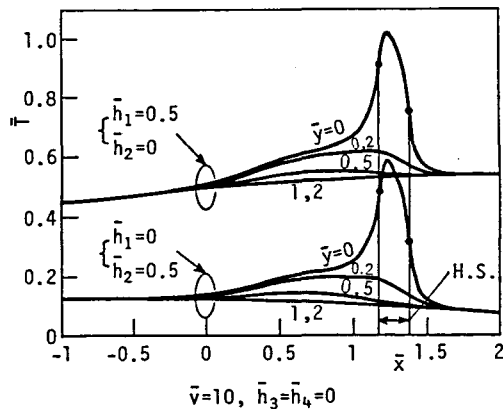


図2-7 歯先側の流入熱量が大きい場合の温度上昇[図2-6の $\bar{Q}(\bar{\tau})$ に対して]

も流入熱量の大きい歯先側の温度上昇に若干の違いがあり、また、流入熱量の小さい熱源作用域左側の温度上昇が小さい。しかし、全体的には、 $\bar{y}=2$ の面の温度上昇を基準にした熱源作用域及びその近傍の温度上昇に、図2-4(b)の場合と大差はない。

### 2・2・3 せん光温度と作用歯面バルク温度上昇

2・2・2項で示した計算結果は、ボス部あるいは歯先面から放熱はあるが、歯面にあたる部分から放熱はない場合であった。実際の歯車では当然、歯面からも放熱があり、そのことが歯の温度上昇にいかなる影響を及ぼすかを明らかにすることは重要である。しかし、図2-1で $y=0$ と $y=b$ の境界面の $-a_1 \leq x < 0$ の領域は断熱され、 $0 \leq x < a_2$ の領域からは放熱がある場合の理論解を求めることは困難である。そこで、ここでは $y$ 方向の境界面全体から放熱がある場合の理論解の数値計算結果から、歯の温度上昇に及ぼす歯面からの放熱の影響の概略を知ることとする。なお、この場合の理論解は、2・2・1項で示した $x$ 方向の境界面から放熱がある場合と同様な手順で容易に求められるので省略する。図2-8は、 $y$ 方向の温度上昇にできるだけ大きな差がつくように、 $\bar{y}=2$ の境界面からのみ放熱があるとした場合の準定常

状態における温度上昇を示す。

熱源の位置、計算に用いた $\bar{Q}(\bar{t})$ などは図2-4の場合と同じである。熱源移動速度が等しい図2-4(b)の場合と比較して、 $\bar{y}=0$ と $\bar{y}=2$ の面の温度上昇の差は少し大きい。しかし、温度上昇分布の形状に及ぼす $\bar{y}=2$

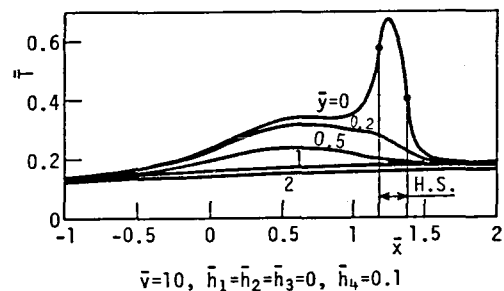


図2-8  $\bar{y}=2$ の境界面からのみ放熱がある場合の温度上昇 [図2-3の $\bar{Q}(\bar{t})$ に対して]

の境界面からの放熱の顕著な影響はない。

ところで、歯車におけるスコ어링の発生と温度の関係を検討する場合、接触面の温度は重要である。上述および2・2・2項で述べたことから明らかなように、物体全体の温度上昇は放熱状態の影響を大きく受けるが、熱源作用域およびその近傍の温度上昇の分布状態に及ぼす放熱状態の影響は小さい。ここで、熱源作用域およびその近傍の温度上昇に及ぼす放熱状態の影響について少し詳しく検討する。図2-4、2-5、2-7、2-8において、 $\bar{v} > 0$ のときは $\bar{x}_e = 0$ から $\bar{x}_e = 1.18$ まで、また $\bar{v} < 0$ のときは $\bar{x}_e = 1.8$ から $\bar{x}_e = 0.62$ まで移動する時間、熱源の熱量を零にした場合の温度上昇を破線で示した。なお、図2-4(a)のように、 $\bar{y} = 0$ から $\bar{y} = 2$ までの各面の破線の温度上昇は同じである。また、図2-4(b)、2-5、2-7では破線の温度上昇は $\bar{y} = 2$ の実線の温度上昇と、また図2-8では $\bar{x} \leq 1$ の範囲の破線の温度上昇は $\bar{y} = 1$ の実線の温度上昇とそれぞれ一致している。 $\bar{y} = 0$ で $0 \leq \bar{x} \leq 2$ のいわゆる作用歯面に相当する部分の熱源作用域およびその近傍の温度上昇は、破線で与えられる温度上昇成分と破線の温度上昇を基準にした温度上昇成分の和で与えられる。各図を比較、検討することにより、前者は放熱状態の影響を大きく受けるが、後者はその影響を受けないことがわかる。計算結果によれば、このことは、他の熱源作用

位置、平歯車モデルに対して、また準定常状態に達していない場合でも正しい。ここで前者をバルク温度上昇、後者をせん光温度と定義する。せん光温度は、図2-4に示されるように熱源移動速度が高くなれば急激に小さくなり、また流入熱量の急速な

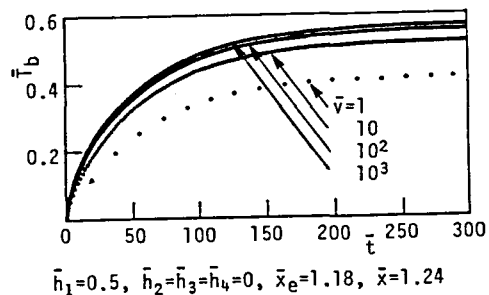


図2-9 作用歯面バルク温度上昇 $T_b$ の時間特性 [図2-3の $Q(t)$ に対して]

変動に対しても敏感である。一方、バルク温度上昇は、流入熱量の急速な変動には追従できない。図2-9は、表2-1に示した平歯車モデルに対して求めた、熱源作用域内の $\bar{x} = 1.24$ における作用歯面バルク温度上昇 $T_b$ の時間特性を熱源移動速度 $\bar{v}$ との関連において示す。 $\bar{v} \geq 10^2$ では、 $T_b$ におよぼす熱源移動速度の影響はわずかである。熱源移動速度によらず、 $T_b$ は $\bar{v} = 250$ でほぼ定常に達している。

### 第2.3節 せん光温度

第2.2節では、平歯車の一つの歯に対応する部分を長方形物体で近似し、断続的に繰返し作用する移動熱源によるその温度上昇を解析した。その結果、作用歯面上の熱源作用域及びその近傍の温度上昇はせん光温度成分とバルク温度上昇成分に分離できることが明らかにされた。本節では、作用歯面上のせん光温度を従来の半無限物体表面上のせん光温度と対比しながら考察するとともに、歯車ではかみあい位置によって摩擦熱量が異なることを考え、変動熱量に対する簡便なせん光温度計算式を検討する。

#### 2.3.1 せん光温度の理論

##### 式

移動速度一定の一様分布熱源が第2.2節の図2-1に示す面上に図2-10の時間間隔および熱量変動で繰返し作用するとき、熱源作用域およびその近傍の作用歯面上の無次元せん光温度 $T_r$ は、第2.2節

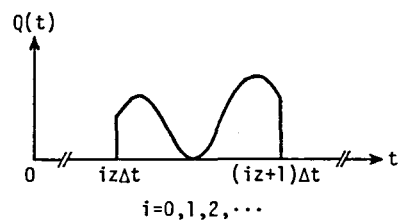


図2-10  $z \Delta t$ の時間間隔で繰返し作用する移動熱源の作用時間 $\Delta t$ 内の熱量変動

の式(2-11)をもとに、次式で与えられる。

$$\bar{T}_f = \frac{2}{bd} \sum_{s=1}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\epsilon_n \sin \xi_s \bar{d} X_s(\bar{x})}{\mu_s (1 + C_s^2) (1 + A_{s1} + A_{s2})} \int_{iz\Delta\bar{i}}^{\bar{i}} \bar{Q}(\bar{i}') e^{-B_{sn}(\bar{i}-\bar{i}') D_{s1}} d\bar{i}'$$

$$[iz\Delta\bar{i} \leq \bar{i} \leq (iz+1)\Delta\bar{i}] \quad \dots(2-13)$$

ここに、 $\epsilon_n = 1 (n=0), 2 (n=1, 2, \dots)$ ,  $i = [\tau / z \Delta \tau]$  .

$$\left. \begin{aligned} A_{s1,2} &= \bar{h}_{1,2} (\bar{a}_1 + \bar{a}_2) / \{\mu_s^2 + \bar{h}_{1,2}^2 (\bar{a}_1 + \bar{a}_2)^2\}, \quad B_{sn} = \xi_s^2 + \zeta_n^2 \\ C_s &= \{-\mu_s \sin \xi_s \bar{a}_1 + \bar{h}_1 (\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \cos \xi_s \bar{a}_1\} / \{\mu_s \cos \xi_s \bar{a}_1 + \bar{h}_1 (\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \sin \xi_s \bar{a}_1\} \\ X_s(\bar{x}) &= \cos \xi_s \bar{x} + C_s \sin \xi_s \bar{x}, \quad \xi_s = \mu_s / (\bar{a}_1 + \bar{a}_2), \quad \zeta_n = n\pi / \bar{b} \\ D_{s1} &= \cos \xi_s \{\bar{x}_0 + \bar{d} + \bar{v}(\bar{i}' - iz\Delta\bar{i})\} + C_s \sin \xi_s \{\bar{x}_0 + \bar{d} + \bar{v}(\bar{i}' - iz\Delta\bar{i})\} \end{aligned} \right\} \dots(2-14)$$

式(2-14)の $D_{s1}$ で、 $\bar{x}_0$ は $\bar{v} > 0$ のとき0、 $\bar{v} < 0$ のとき $\bar{a}_2 - 2\bar{d}$ である。 $\mu_s$ は次式の $s$ 番目の正根である。

$$[\alpha^2 - \bar{h}_1 \bar{h}_2 (\bar{a}_1 + \bar{a}_2)^2] \sin \alpha - (\bar{h}_1 + \bar{h}_2) (\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \alpha \cos \alpha = 0 \quad \dots(2-15)$$

次に、熱量および移動速度一定の一様分布熱源による半無限物体表面上の無次元せん光温度の定常解 $\bar{T}_{1f}$ は、図2-11の熱源作用位置に対し、次式で与えられる  
(7)

$$\bar{T}_{1f} = \frac{1}{\pi d \bar{v}} \left[ I \left\{ \frac{\bar{v}}{2} (\bar{x} + \bar{d}) \right\} - I \left\{ \frac{\bar{v}}{2} (\bar{x} - \bar{d}) \right\} \right] [\bar{Q}(\bar{i}) = 1] \quad \dots(2-16)$$

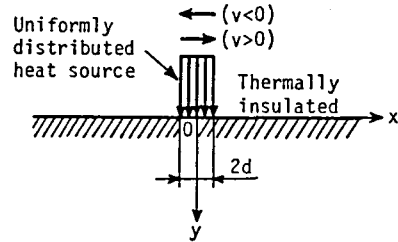


図2-11 半無限物体の座標系と移動熱源

ただし,

$$I(a) = \int_0^a e^{-u} K_0(|u|) du = \begin{cases} ae^{-a} \{K_0(a) - K_1(a)\} + 1 & (a > 0) \\ ae^{-a} \{K_0(|a|) + K_1(|a|)\} + 1 & (a < 0) \end{cases} \quad \dots(2-17)$$

(2-17)式で,  $K_0$ ,  $K_1$ はそれぞれ, 0次および1次の第2種の変形されたベッセル関数である.

### 2.3.2 計算結果および考察

流入熱量の変動状態がいずれの熱源の繰返しにおいても同じであるとすれば, 式(2-13)からわかるように,  $T_r$  は  $\bar{t}$  と  $i z \Delta \bar{t}$  の時間差によって決定され, 熱源の繰返し数にはよらない. そこで, 計算はすべて  $i = 0$  で行った.  $T_r$  の収束値を求めるのに必要とした式(2-13)の  $s$  および  $n$  の項数は  $\bar{d}$ ,  $\bar{v}$  の値によって異なり, 本節の計算ではそれらはそれぞれ300~1000の範囲にあった.

#### a. 一定熱量下のせん光温度

ここでは, 単位時間当りの流入熱量が一定の場合について, 熱源作用域および

その近傍の作用歯面上の無次元せん光温度 $T_r$ に及ぼす熱源移動速度,熱源移動方向,熱源作用位置の影響を検討する. なお,計算は $\bar{a}_1=8$ ,  $\bar{a}_2=\bar{b}=2$ で行った.

図2-12は,  $\bar{Q}(\tau)=1$ ,  $|\bar{v}|=1$ ,  $\bar{d}=0.1$ の場合の $\bar{x}$ 方向の $T_r$ の分布を示す. 図2-12(a)は $\bar{v}=1$ で熱源が $\bar{x}_e=0$ から1.8まで, また図2-12(b)は $\bar{v}=-1$ で熱源が $\bar{x}_e=1.8$ から0までそれぞれ移動するときの各熱源作用位置における状態である. 図2-12中の破線は, 式(2-16)から求めた半無限物体表面上の無次元せん光温度 $T_{if}$ である.  $\bar{v}=1$ のとき,  $\bar{x}_e$ が大きくなるにつれて $T_r$ は上昇し,  $\bar{x}_e=1.5$ では $T_{if}$ にほぼ等しい. また,  $\bar{x}_e \leq 1.5$ では $T_r$ に及ぼす放熱状態の影響はわずかであり,  $\bar{x}_e \leq 0.3$ では $\bar{h}_1=0$ ,  $\bar{h}_2=0.5$ の $T_r$ は  $\bar{h}_1=0.5$ ,  $\bar{h}_2=0$ の $T_r$ に一致している. しかし,  $\bar{x}_e=1.8$ では,  $\bar{x}=\bar{a}_2$ の端面の影響が現れて,  $\bar{x}_e=1.5$ におけるより $T_r$ は全体的に大きく, また放熱状態の影響を受けている. 一方,  $\bar{v}=-1$ のとき,  $\bar{v}=1$ のときと比較して $T_r$ に及ぼす放熱状態の影響は全体的に小さい.  $\bar{x}_e=1.7$ , 1.5の $T_r$ は,  $\bar{x}=\bar{a}_2$ の端面の影響により, 熱源が作用し始め

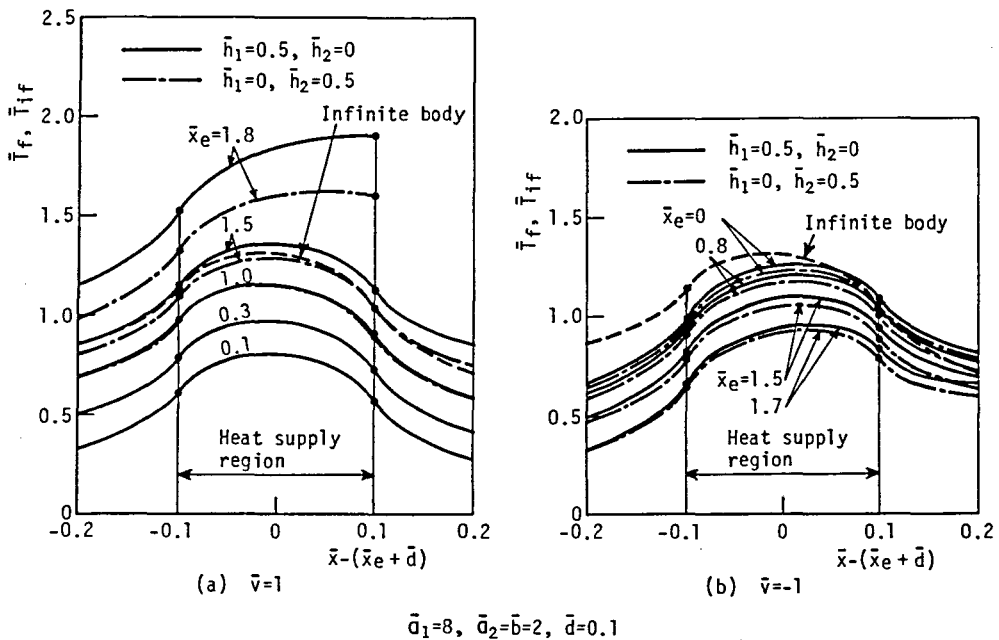


図2-12 作用歯面上のせん光温度分布 [ $\bar{Q}(\tau)=1$ ,  $|\bar{v}|=1$ ]



てからの移動距離が等しい  $\bar{v} = 1$  の  $\bar{x}_e = 0.1, 0.3$  における  $T_r$  より大きい。しかし、熱源が端面から遠ざかるにつれて  $T_r$  の増加割合は小さくなり、 $\bar{x}_e = 0$  の熱源作用域内の  $T_r$  の最高値は  $T_{ir}$  の最高値と大差ない。なお、第2.2節でせん光温度は放熱状態の影響を受けない温度上昇成分であるとした。しかし、 $|\bar{v}| = 1$  という通常の動力伝達用平歯車にはない小さい熱源移動速度の大きさでは、式(2-13)の  $T_r$  は放熱状態の影響をある程度受ける。

図2-13は、 $\bar{Q}(\bar{v}) = 1$ 、 $|\bar{v}| = 10^2$ 、 $\bar{d} = 0.1$  の場合の  $\bar{x}$  方向の  $T_r$  の分布を示す。 $T_r$  に及ぼす放熱状態の影響はない。ここで、 $\bar{v} = 10^2$  である図2-13(a)の  $T_r$  の分布と  $\bar{v} = -10^2$  である図2-13(b)で  $\bar{x} - (\bar{x}_e + \bar{d}) = 0$  に対して左右の値を交換した  $T_r$  の分布を、熱源の作用し始めてからの移動距離が等しい時点で比較してみる。図2-13(a)で  $\bar{x}_e = 0.05, 0.1, 1.8$  のときとそれに対応する図2-13(b)で  $\bar{x}_e = 1.75, 1.7, 0$  のときにわずかな分布の違いがあるが、それらを除けば図2-13(a)と図2-13(b)における  $T_r$  の分布に本質的な差はない。図2-13(a)で  $\bar{x}_e \geq 1$ 、図2-13(b)で  $\bar{x}_e \leq 0.8$  の  $T_r$  は、 $T_{ir}$  にほぼ等しい。

以上は、 $\bar{a}_1 = 8$ 、 $\bar{a}_2 = \bar{b} = 2$  における結果であった。同様な計算を  $\bar{a}_1 = \bar{a}_2 = 2$ 、 $\bar{b} = 1$  について行った結果、 $|\bar{v}| = 1$  の  $T_r$  は図2-13における値に等しかった。

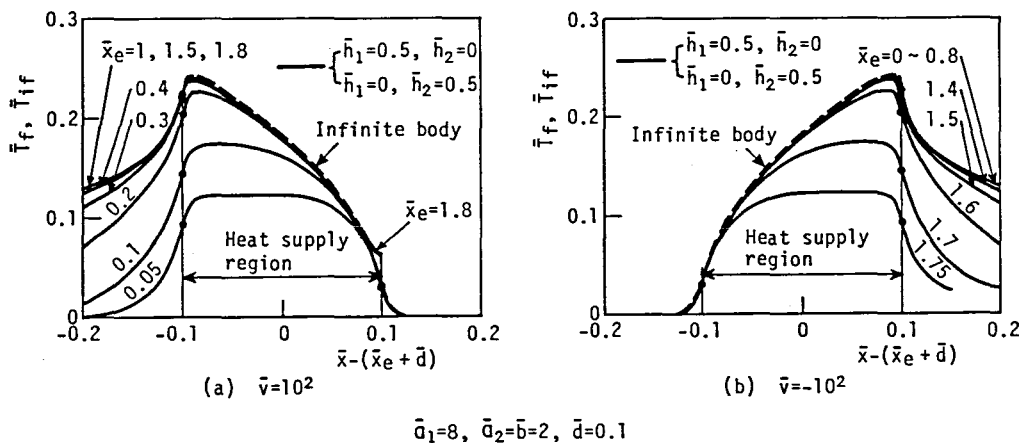


図2-13 作用歯面上のせん光温度分布 [ $\bar{Q}(\bar{v}) = 1$ 、 $|\bar{v}| = 10^2$ ]

このように、熱源移動速度の大きさが増大すれば、 $T_f$ に及ぼす放熱状態の影響は無論、熱源移動方向および物体の形状の影響も無視できるようになる。

ところで、スコーリングの発生と温度の関係を論じる場合、せん光温度で問題にされるのは接触面内のその最高値である。

図2-14は、 $\overline{Q}(\tau) = 1$ のときの半無限物体における熱源作用域内の無次元最高せん光温度  $\overline{T}_{if\max}$  と  $\overline{d}|\overline{v}|$  の関係を示す。 $\overline{d}|\overline{v}| \geq 10$ では、 $\overline{T}_{if\max}$ は近似的に次式で与えられる。

$$\overline{T}_{if\max} = \frac{0.766}{\sqrt{\overline{d}|\overline{v}|}}$$

$$[\overline{Q}(\tau) = 1, \overline{d}|\overline{v}| \geq 10] \dots (2-18)$$

図2-15は、 $\overline{Q}(\tau) = 1$ 、 $\overline{d} = 0.1$ のときの熱源作用域内の無次元最高せん光温度  $\overline{T}_{f\max}$  と熱源作用位置の関係を示す。縦軸は  $\overline{T}_{f\max}$  の  $\overline{T}_{if\max}$  に対する比

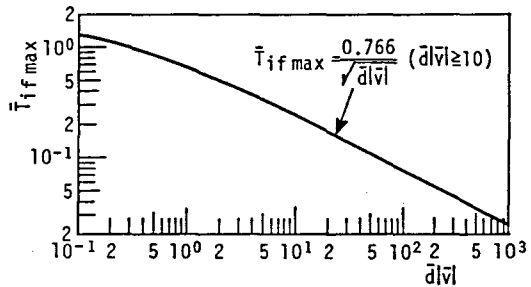
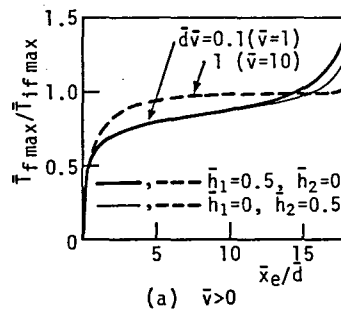
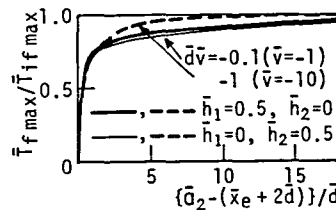


図2-14 半無限物体における熱源作用域内の無次元最高せん光温度  $\overline{T}_{if\max}$  と  $\overline{d}|\overline{v}|$  の関係 [ $\overline{Q}(\tau) = 1$ ]



(a)  $\overline{v} > 0$



(b)  $\overline{v} < 0$

$$\overline{d}_1 = 8, \overline{d}_2 = \overline{b} = 2$$

図2-15 熱源作用域内の最高せん光温度と熱源作用位置の関係 [ $\overline{Q}(\tau) = 1$ ,  $\overline{d} = 0.1$ ]

である。熱源移動速度の正負によらず、熱源が作用し始めてから熱源のx方向の幅に対応する $2\bar{d}$ 移動する間に、 $T_{fmax}$ は急激に大きくなる。 $\bar{d}\bar{v}=0.1$ のとき、 $\bar{x}_e/\bar{d} \geq 10$ では $\bar{x} = \bar{a}_2$ の端面の影響が現れ、熱源が $\bar{x} = \bar{a}_2$ の端面に近づくとつれて $T_{fmax}$ は大きくなり、 $T_{ifmax}$ を超える。その程度は、ボス内周面からのみ放熱がある場合が歯先面からのみ放熱がある場合より大きい。一方、 $\bar{d}\bar{v} = -0.1$ のとき、 $\bar{x} = \bar{a}_2$ の端面の影響により、熱源が移動し始めてから間のないころは $\bar{d}\bar{v} = 0.1$ のときより $T_{fmax}$ の大きくなる割合は急激である。しかし、 $T_{fmax}$ は $T_{ifmax}$ を超えることなく、また放熱状態の影響もほとんど受けない。 $\bar{d}|\bar{v}| = 1$ では、 $T_{fmax}$ は熱源が作用し始めてから移動した距離によりほぼ決定され、放熱状態および熱源移動方向の影響を受けない。また、 $\bar{d}|\bar{v}| = 0.1$ のときと比較して $T_{fmax}$ の立ち上がりは大きく、短い熱源移動距離で $T_{ifmax}$ に近づく。

図2-16は、 $\bar{Q}(\tau) = 1, \bar{d} = 0.02$ のときの $T_{fmax}$ と熱源作用位置の関係を示す。図2-15との比較からわかるように、同じ $\bar{d}\bar{v}$ の値では、熱源移動距離と $\bar{d}$ の比が10以下における $T_{fmax}$ の立ち上がり状態に $\bar{d}$ の値の違いによる有意差はない。図2-15におけると同様、 $\bar{d}\bar{v} = 0.1$ では熱源が $\bar{x} = \bar{a}_2$ の端面に近づくとつれて $T_{fmax}$ は $T_{ifmax}$ より大きくなる。図2-15におけるよりも熱源移動速度の大きさが大きい

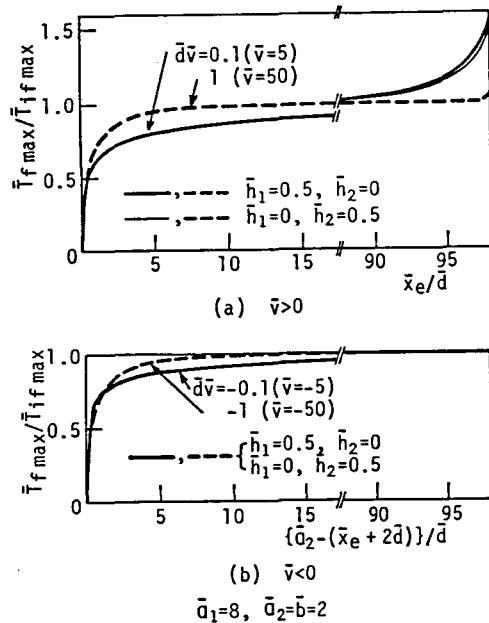


図2-16 熱源作用域内の最高せん光温度と熱源作用位置の関係  
 $[\bar{Q}(\tau) = 1, \bar{d} = 0.02]$

図2-16では、 $T_{rmax}$ に及ぼす放熱状態の影響は無視できる程度である。

計算の結果、少なくとも $d|\bar{v}| \geq 10$ における $T_{rmax}$ は、放熱状態、熱源移動方向および物体の形状の影響を受けず、 $d|\bar{v}|$ と $\tau/\Delta\tau$ の値によって決定されることがわ

かった。図2-17は、 $\bar{Q}(\tau)=1$ 、 $d|\bar{v}| \geq 10$ の場合の $T_{rmax}$ の時間変化を示す。 $T_{rmax}/T_{ifmax}$ に及ぼす $d|\bar{v}|$ の大きな影響はないが、 $d|\bar{v}|=10$ のときより $d|\bar{v}|=10^2, 10^3$ のときが $T_{rmax}$ が定常に達する時間は少し短い。 $d|\bar{v}|=10^2$ と $d|\bar{v}|=10^3$ のときの $T_{rmax}/T_{ifmax}$ の時間変化に差はほとんどない。また、いずれの $d|\bar{v}|$ においても、 $T_{rmax}$ の定常値は $T_{ifmax}$ になる。ここで、 $\bar{Q}(\tau)=1$ 、 $d|\bar{v}| \geq 10$ の場合の時間応答として、次式を考

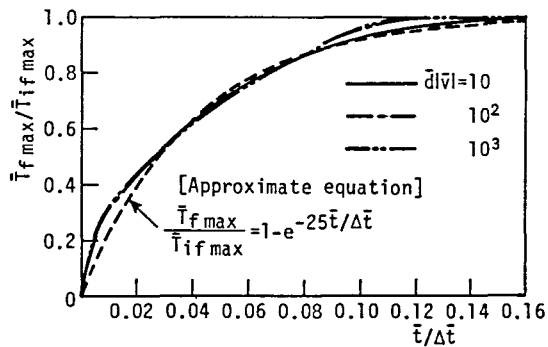


図2-17 熱源作用域内の最高せん光温度の時間変化 [ $\bar{Q}(\tau)=1$ ,  $d|\bar{v}| \geq 10$ ]

$$\frac{\bar{T}_{rmax}}{\bar{T}_{ifmax}} = 1 - e^{-25\bar{t}/\Delta\bar{t}} \quad [\bar{Q}(\bar{t})=1, d|\bar{v}| \geq 10] \quad \dots(2-19)$$

図2-17中に破線で示した式(2-19)の値は、 $d|\bar{v}|=10, 10^2, 10^3$ の理論値にほぼ等しい。

b. 変動熱量下の最高せん光温度

図2-19は、 $\bar{a}_1=8, \bar{a}_2=\bar{b}=2, \bar{d}=0.1$ で、熱量変動が図2-18のときの熱源作用域内無次元最高せん光温度  $T_{rmax}$ の変動を示す。なお、 $0 \leq \tau \leq \Delta\tau$  にお

ける  $\bar{Q}(\bar{\tau})$  の平均値は 1 である。変動熱量下では、熱慣性のため、温度上昇と熱量とは直接対応しない。しかし、従来のせん光温度計算では、そのことは無視されてきた。そこで、本項では変動熱量下の半無限物体における熱源作用域内の無次元最高せん光温度は、 $\bar{Q}(\bar{\tau})=1$  のときの半無限物体における熱源作用域内の無次元最高せん光温度である  $\bar{T}_{if\max}$  に図2-18の  $\bar{Q}(\bar{\tau})$  を直接乗じて求めた。縦軸の  $(\bar{T}_{if\max})_{\max}$  は、次式で定義される半無限物体における熱源作用域内の無次元最高せん光温度の最大値である。

$$(\bar{T}_{if\max})_{\max} = \max_{0 \leq \bar{t} \leq \Delta \bar{t}} \bar{Q}(\bar{t}) \cdot \bar{T}_{if\max} \quad \dots(2-20)$$

図2-19に示すように、 $\bar{T}_{if\max}$  と破線で示す従来の方法により求めた半無限物体における熱源作用域内の無次元最高せん光温度の間には、熱慣性により変動状態に時間的ずれが生

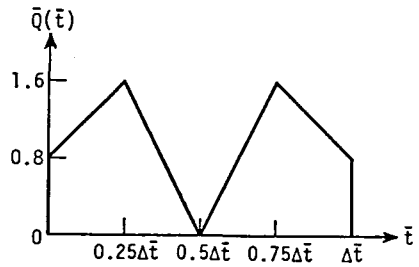
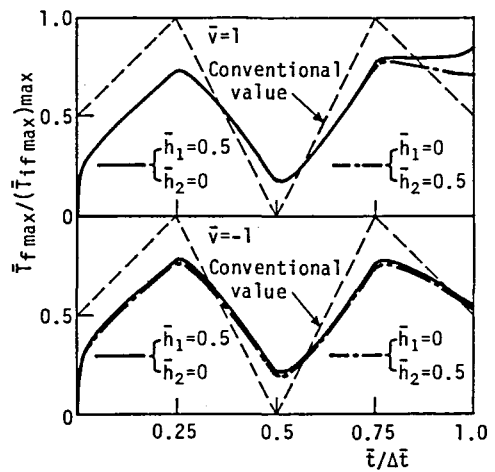
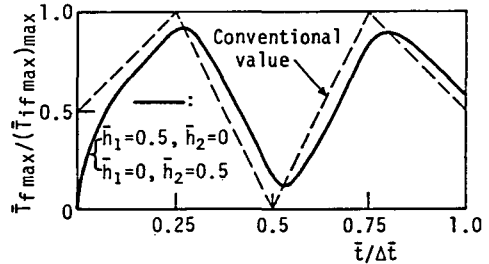


図2-18 計算に用いた  $\bar{Q}(\bar{\tau})$



(a)  $|\bar{\nu}|=1$



(b)  $|\bar{\nu}|=10^2$

$$\bar{a}_1=8, \bar{a}_2=\bar{b}=2, \bar{d}=0.1$$

図2-19 変動熱量下の熱源作用域内の最高せん光温度  
[  $\bar{Q}(\bar{\tau})$  : 図2-18 ]

じる。また、熱が急激に作用するかみあい始めの  $0 \leq \bar{\tau} / \Delta \bar{\tau} \leq 0.05$  の範囲では前者は熱慣性を考慮しない後者よりかなり小さい。図2-19(a)に示す  $|\bar{\nu}| = 1$  のときと異なって、図2-19(b)に示す  $|\bar{\nu}| = 10^2$  では、 $T_{r \max}$  は放熱状態および熱源移動方向の影響を受けない。また、 $|\bar{\nu}| = 10^2$  のときの  $T_{r \max}$  の最大値の  $(T_{r \max})_{\max}$  に対する比は  $|\bar{\nu}| = 1$  のときよりも大きく0.92である。種々の熱量変動に対する計算の結果、少なくとも  $\bar{\alpha} |\bar{\nu}| \geq 10$  における変動熱量下の  $T_{r \max}$  は、放熱状態、熱源移動方向および物体の形状の影響を受けず、流入熱量の変動状態、 $\bar{\alpha} |\bar{\nu}|$  と  $\bar{\tau} / \Delta \bar{\tau}$  の値によって決定されることがわかった。

次に、変動熱量下の熱源作用域内の最高せん光温度を求めるための簡便な計算式を提案する。2・3・2・aで示したように、 $\bar{Q}(\bar{\tau}) = 1$ 、 $\bar{\alpha} |\bar{\nu}| \geq 10$  の場合の  $T_{r \max}$  は近似的に式(2-19)で与えられる。そこで、式(2-19)を時間微分した式をもとに、任意の  $\bar{Q}(\bar{\tau})$  に対する  $T_{r \max}$  として次式を考える。

$$\frac{\bar{T}_{r \max}}{(\bar{T}_{r \max})_{\max}} = \frac{25}{\max_{0 \leq \bar{i} \leq \Delta \bar{i}} \bar{Q}(\bar{i})} \int_0^{\bar{i}} \bar{Q}(\bar{i}') e^{-25(\bar{i} - \bar{i}') / \Delta \bar{i}} d\bar{i}' \quad (0 \leq \bar{i} \leq \Delta \bar{i}) \quad \dots(2-21)$$

図2-20は、図2-18の  $\bar{Q}(\bar{\tau})$  に対し、式(2-21)で求めた  $T_{r \max}$  を示す。図2-20の  $T_{r \max}$  は、図2-19(b)の  $T_{r \max}$  とほぼ一致している。種々の熱量変動に対して理論値と比較・検討した結果、少なくとも  $\bar{\alpha} |\bar{\nu}| \geq 10$  における変動熱量下の  $T_{r \max}$  は式(2-21)で求めて実用上は十分であることがわかった。

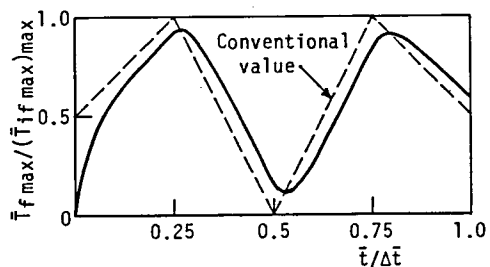


図2-20 近似計算法による変動熱量下の熱源作用域内の最高せん光温度 [ $\bar{Q}(\bar{\tau})$ : 図2-18]

## 第2.4節 平歯車の作用歯面バルク温度上昇解析

本節では、接触面温度あるいは弾性流体潤滑膜厚に大きく関与する作用歯面バルク温度上昇に及ぼす諸因子の影響および作用歯面バルク温度上昇を推定するための近似計算法を検討する。

### 2.4.1 作用歯面バルク温度上昇の理論式

移動速度一定の一様分布熱源が第2.2節の図2-1に示す面上に 図2-21の時間間隔および熱量変動で繰返し作用するとき、熱源作用域およびその近傍の作用歯面上の無次元バルク温度上昇 $T_b$ は、第2.2節の式(2-9),(2-10)をもとに、次式で与えられる。

$$\bar{T}_b = \frac{2}{bd} \sum_{j=0}^{i-1} \sum_{s=1}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\epsilon_n \sin \xi_s \bar{d} X_s(\bar{x})}{\mu_s (1+C_s^2)(1+A_{s1}+A_{s2})} \int_{jz\Delta\bar{t}}^{(jz+1)\Delta\bar{t}} \bar{Q}(\bar{t}') e^{-B_{sn}(\bar{t}-\bar{t}')} D_{sj} d\bar{t}'$$

$$[iz\Delta\bar{t} \leq \bar{t} \leq (iz+1)\Delta\bar{t}] \dots (2-22)$$

ここに、 $\epsilon_n = 1 (n=0), 2 (n=1, 2, \dots)$ ,  $i = [\bar{T} / z \Delta\bar{T}]$ 。

$$\left. \begin{aligned} A_{s1,2} &= \bar{h}_{1,2}(\bar{a}_1 + \bar{a}_2) / \{\mu_s^2 + \bar{h}_{1,2}^2(\bar{a}_1 + \bar{a}_2)^2\}, \quad B_{sn} = \xi_s^2 + \zeta_n^2 \\ C_s &= \{-\mu_s \sin \xi_s \bar{a}_1 + \bar{h}_1(\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \cos \xi_s \bar{a}_1\} / \{\mu_s \cos \xi_s \bar{a}_1 + \bar{h}_1(\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \sin \xi_s \bar{a}_1\} \\ X_s(\bar{x}) &= \cos \xi_s \bar{x} + C_s \sin \xi_s \bar{x}, \quad \xi_s = \mu_s / (\bar{a}_1 + \bar{a}_2), \quad \zeta_n = n\pi / \bar{b} \\ D_{sj} &= \cos \xi_s \{\bar{x}_0 + \bar{d} + \bar{v}(\bar{t}' - jz\Delta\bar{t}')\} + C_s \sin \xi_s \{\bar{x}_0 + \bar{d} + \bar{v}(\bar{t}' - jz\Delta\bar{t}')\} \end{aligned} \right\} \dots (2-23)$$

式(2-23)の $D_{sj}$ で、 $\bar{x}_0$ は $\bar{v} > 0$ のとき0、 $\bar{v} < 0$ のとき $\bar{a}_2 - 2\bar{d}$ である。 $\mu_s$ は次式の $s$ 番目の正根である。

$$\{\alpha^2 - \bar{h}_1 \bar{h}_2 (\bar{a}_1 + \bar{a}_2)^2\} \sin \alpha - (\bar{h}_1 + \bar{h}_2) (\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \alpha \cos \alpha = 0 \quad \dots(2-24)$$

### 2・4・2 計算結果

スコ어링は接触面内で発生する。そこで以下では、熱源作用域内で最高せん光温度を与えるx方向位置における無次元作用歯面バルク温度上昇 $T_b$ の定常値に及ぼす諸因子の影響を検討する。

図2-22は、単位時間・単位歯幅当りの流入熱量の無次元量 $\bar{Q}(\bar{\tau})$ の $0 \leq \bar{\tau} \leq \Delta \bar{\tau}$ における変動を示す。本章の計算は、

熱量変動Aに対し、 $\bar{a}_2 = \bar{b} = 2$ 、 $\bar{x}_0 = 1.18$ で、熱源が歯元から歯先に移動するときについて行った。なお、熱量変動Aの場合、 $0 \leq \bar{\tau} < 0.25\Delta \bar{\tau}$ および $0.75\Delta \bar{\tau} < \bar{\tau} \leq \Delta \bar{\tau}$ の範囲は平歯車における2対かみあい域、また $0.25\Delta \bar{\tau} \leq \bar{\tau} \leq 0.75\Delta \bar{\tau}$ の範囲は平歯車における1対かみあい域に相当する。

ところで、式(2-22)で各熱源の繰返しに対する収束値を求めるのに必要としたsおよびnの項数は少なく、それぞれ20以内であった。ただし、バルク温度は時間的に徐々にしか上昇しないため、熱源移動速度の大きさが大きく、熱源作用時間が短く、また放熱状態が

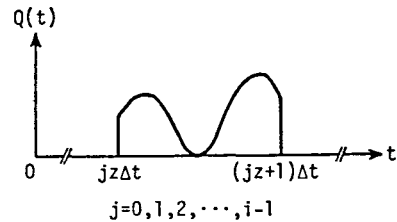


図2-21  $z \Delta t$ の時間間隔で繰返し作用する移動熱源の作用時間 $\Delta t$ 内の熱量変動

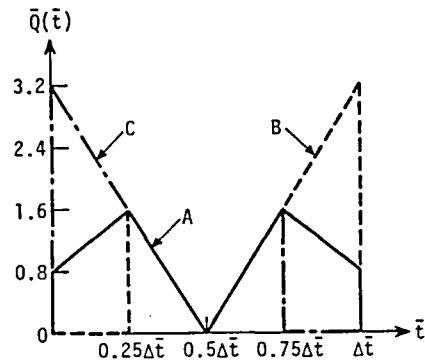


図2-22 計算に用いた $\bar{Q}(\bar{\tau})$



悪いほど、 $T_b$ が定常に達するまでに要する熱源の繰返し数は増加した。

図2-23は、ボス内周面に相当する  $\bar{x} = -\bar{a}_1$ の境界面からのみ放熱がある場合、および歯先面に相当する  $\bar{x} = \bar{a}_2$ の境界面からのみ放熱がある場合のそれぞれについて調べた  $T_b$ に及ぼすリム厚さ、ウェブ厚さとボス厚さの和の無次元量  $\bar{a}_1$ の影響を示す。歯数  $z$ は10、図2-1の熱源作用域の大きさの半分の無次元量  $\bar{d}$ は0.1である。ボス内周面からのみ放熱がある場合、 $\bar{a}_1$ が大きくなる、すなわちボス内周面と作用歯面間の距離が大きくなるにつれて放熱効果は低下し、 $T_b$ は増す。一方、歯先面からのみ放熱がある場合、 $T_b$ に及ぼす  $\bar{a}_1$ の影響は見られない。熱源移動速度が高くなるにつれて  $T_b$ は増すが、 $\bar{v} \geq 10^2$ ではいずれの放熱状態においても  $T_b$ に及ぼす熱源移動速度の影響はわずかである。

一つの歯に注目するとき、熱源は図2-21に示すように  $z \Delta t$ の時間間隔で作用する。図2-24は、 $T_b$ に及ぼす熱源作用間隔の影響を示す。同じ熱源移動速度では熱源作用間隔は歯数に比例するので、横軸には歯数  $z$ をとった。図2-24中の破線は、 $2 \cdot 4 \cdot 3$ 項で検討する近似計算法による値である。平歯車では  $z = 1$ ということはないが、 $2 \cdot 4 \cdot 3$ 項との関連上、図には  $z \geq 1$ における  $T_b$ を示した。なお、歯数によらず  $\bar{a}_2$ 、 $\bar{b}$ は同じ、すなわち歯の大きさ

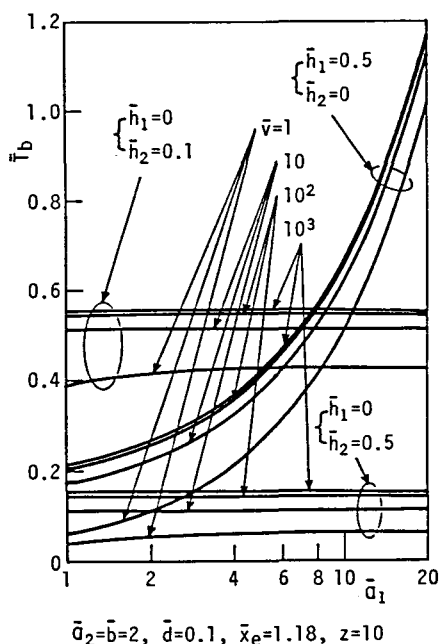


図2-23 作用歯面バルク温度上昇に及ぼすリム厚さ、ウェブ厚さとボス厚さの和の影響  
[ $\bar{Q}(T)$ : 図2-22のA, 定常値]

は同じにした。この場合、一定の熱源移動速度のもとでは、平歯車の回転速度は歯数に反比例することになる。図2-24のように、歯数が増すにつれて、熱源作用時間と比較して放熱時間が長くなるため、 $T_b$ は小さくなる。

図2-25 は $T_b$ に及ぼす熱源作用域の大きさの影響を示すが、 $T_b$ は $\bar{v}$ の影響をほとんど受けない。

2・4・3 作用歯面バルク温度上昇の近似計算法

2・4・2項で述べたことからわかるように、熱源移動速度の大きさが大きい高回転速度では、作用歯面バルク温度上昇が定常に達するまでの熱源の繰返し数は大きく、計算時間は長くなる。したがって、スコアリングは高速・高負荷歯車で問題になることを考えるとき、作用歯面バルク温度上昇を推定するための簡便な近似計算法が望まれ

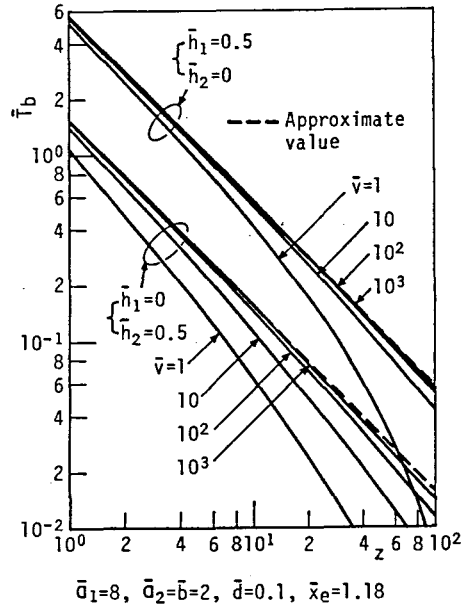


図2-24 作用歯面バルク温度上昇に及ぼす熱源作用間隔の影響  
[ $\bar{Q}(T)$ : 図2-22のA, 定常値]

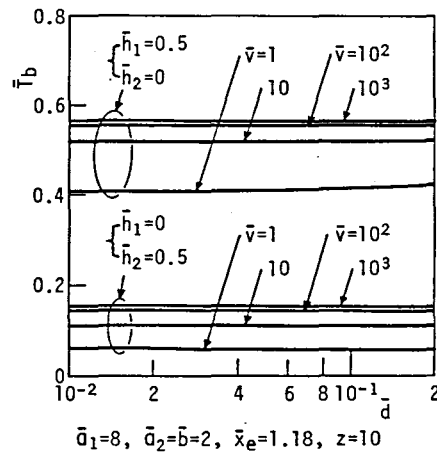


図2-25 作用歯面バルク温度上昇に及ぼす熱源作用域の大きさの影響  
[ $\bar{Q}(T)$ : 図2-22のA, 定常値]

る。本項では、図2-26に示すように平歯車の一つの歯に対応する部分を近似した等方・等質な長方形物体の表面上に、静止熱源が連続して作用するときの温度上昇を解析し、計算結果から作用歯面バルク温度上昇の近似計算法を提案する。なお、本項の計算は $\bar{a}_1=8$ 、 $\bar{a}_2=\bar{b}=2$ で行った。

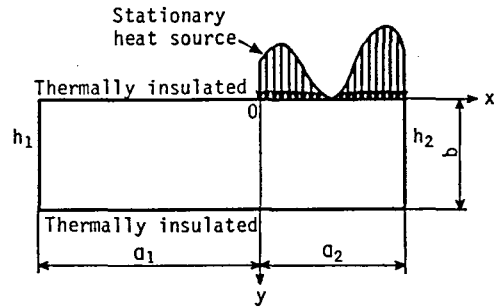


図2-26 平歯車の一つの歯に対応する部分を近似した長方形物体の座標系と静止熱源

図2-26に示す位置に作用する静止熱源による温度上昇 $T_s$ は、次式で与えられる。

$$T_s = \frac{Q_0}{c\rho a_2} \int_0^t \int_0^{a_2} f(x') G(x, y, t; x', 0, t') dx' dt' \quad \dots(2-25)$$

ここに、 $G(x, y, t; x', 0, t')$ は、時間 $t'$ に図2-26に示した長方形物体の $(x', 0)$ の位置に単位強さの瞬間熱源が作用したときの温度応答すなわちグリーン関数である。 $f(x)$ は $x$ 方向の熱量分布を与えるための無次元係数であり、次式を満足する。

$$\int_0^{a_2} f(x) dx = a_2 \quad \dots(2-26)$$

式(2-25)に第2.1節に示した無次元量を導入して整理すれば、次の無次元温度上昇 $\bar{T}_s$ が得られる。

$$\bar{T}_s = \frac{2}{(\bar{a}_1 + \bar{a}_2)\bar{a}_2\bar{b}} \sum_{s=1}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(1 - e^{-B_{sn}t}) X_s(\bar{x}) \varepsilon_n \cos \zeta_n \bar{y}}{(1 + C_s^2)(1 + A_{s1} + A_{s2}) B_{sn}} \int_0^{\bar{a}_2} f(\bar{x}') X_s(\bar{x}') d\bar{x}' \quad \dots(2-27)$$

図2-27は、計算に用いた  $f(\bar{x})$  を示す。図2-28は、図2-27でAの  $f(\bar{x})$  に対して求めた  $T_s$  である。図2-28(a)はボス内周面に相当する  $\bar{x} = -\bar{a}_1$  の境界面からのみ放熱がある場合、図2-28(b)は歯先面に相当する  $\bar{x} = \bar{a}_2$  の境界面からのみ放熱がある場合の結果を示す。なお、収束値を求めるために用いた式(2-27)の  $s$  および  $n$  の項数はそれぞれ、70以内であった。いずれの放熱状態においても、任意の  $\bar{x}$  における  $\bar{y} = 0$  と  $\bar{y} = 1$  および  $\bar{y} = 0$  と  $\bar{y} = 2$  における温度上昇の差は、時間によらずほぼ一定である。時間経過とともに  $\bar{x}$  方向の温度上昇に及ぼす放熱状態の影響は大きくなる。 $\bar{y} = 0$  の  $\bar{x}$  方向の温度上昇には熱量分布によるうねりが生じているが、 $\bar{y} = 1, \bar{y} = 2$  ではそのようなうねりは見られない。断続的に繰返し作用する移動熱源では  $\bar{y}$  方向の温度上昇に差はみられなかったのに対し、静止熱源では図2-28のように  $\bar{y} = 0$  の面

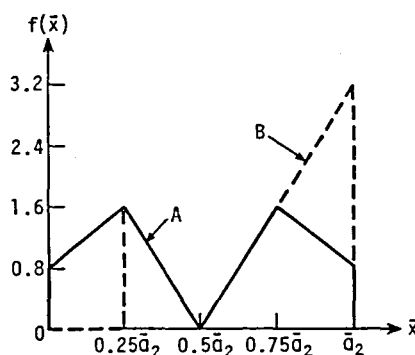


図2-27 計算に用いた  $f(\bar{x})$

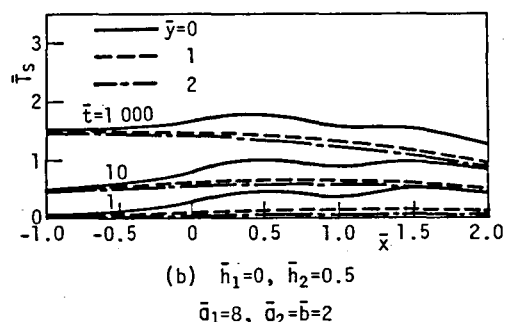
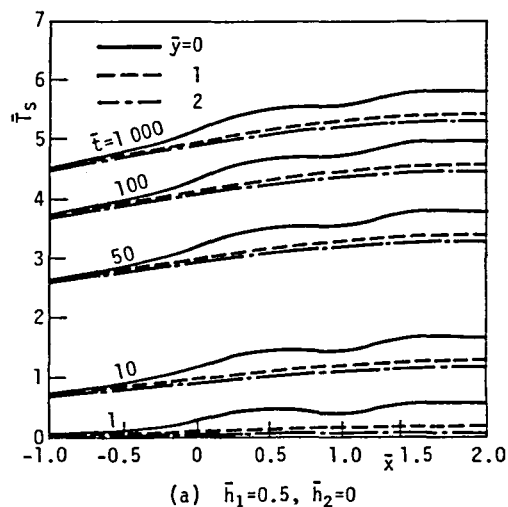


図2-28 静止熱源による温度上昇  
[  $f(\bar{x})$  : 図2-27のA ]

の温度上昇は他の面の温度上昇より大きくなる。

ここで、作用歯面バルク温度上昇の近似計算法について検討する。図2-24から判断されるように、移動熱源速度の大きさが大きくなれば、 $T_b$ は歯数に反比例する。通常の動力伝達用平歯車対では $|\bar{v}| \geq 100$ であり $|\bar{v}| = 1$ という小さい熱源移動速度の大きさはない。そこで、作用歯面バルク温度上昇の近似式として、式(2-27)に $\bar{v} = 0$ を代入し、歯数で除した次式を考えてみる。なお、Patierらの有限要素法を用いた定常平歯車バルク温度近似計算法<sup>(4)</sup>と本作用歯面バルク温度上昇近似計算法は、静止熱源にもとづいているなど、基本的考え方において類似している。

$$\bar{T}_b = \frac{2}{z(\bar{a}_1 + \bar{a}_2)\bar{a}_2\bar{b}} \sum_{s=1}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\epsilon_n(1 - e^{-B_{sn}i})X_s(\bar{x})}{(1 + C_s^2)(1 + A_{s1} + A_{s2})B_{sn}} \int_0^{\bar{a}_1} f(\bar{x}')X_s(\bar{x}')d\bar{x}' \dots (2-28)$$

図2-29は、作用歯面バルク温度上昇の式(2-22)で与えられる理論式と式(2-28)で与えられる近似値のいずれも定常値を示す。 $\bar{d} = 0.1$ 、 $z = 10$ である。なお、 $\bar{x}_0$ の熱源作用位置に対応する近似値は、便宜的に式(2-28)で $\bar{x} = \bar{x}_0$ として求めた。図2-29(a)は、歯先側と歯元側の流入熱量が等しい場合の結果である。理論値は図2-22のAの $\bar{Q}(\tau)$ に対して、また近似値はその $\bar{Q}(\tau)$ に対応する図2-27のAの $f(\bar{x})$ に対してそれぞれ求めた。図2-29(b)は、歯先側の流入熱量が歯元側より大きい場合の結果である。理論値は $\bar{v} > 0$ のとき図2-22のBの $\bar{Q}(\tau)$ 、 $\bar{v} < 0$ のとき図2-22のCの $\bar{Q}(\tau)$ に対して、また近似値はそれらの $\bar{Q}(\tau)$ に対応する図2-27のBの $f(\bar{x})$ に対してそれぞれ求めた。図2-29(b)で用いた熱量変動状態は、例えば $\bar{v} > 0$ のときには、かみあい始め側の歯形修整により近寄り側2対かみあい域のかみあいがなくなった駆動側平歯車に対応する。図2-22で、 $0 \leq \tau \leq \Delta\tau$ 内の $\bar{Q}(\tau)$ の平均値は、A、B、Cいずれの熱量変動でも1である。すなわち、熱源1回の作用で流入する熱量は、A、B、Cいずれの熱量変動においても等し

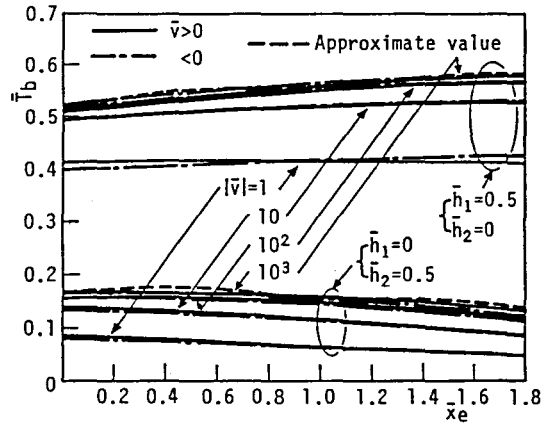
い。理論値からわかるように、  
 いずれの熱量変動，熱源移動速度および放熱状態においても， $T_b$  に及ぼす熱源移動方向の影響は無視できる程度である。

$|\bar{v}| \geq 10^2$  では，理論値と近似値に大差はない。ただし，近似値はある程度変動しているのに対し，理論値は単調に変化し，その変化量は小さい。これは，連続して作用する静止熱源の場合より断続的に作用する移動熱源の場合は，熱伝導による温度上昇の均一化が起きやすいことを示すものであり，第3章に示す平歯車のスコアリング実験における運転中の歯の温度測定結果と似ている。

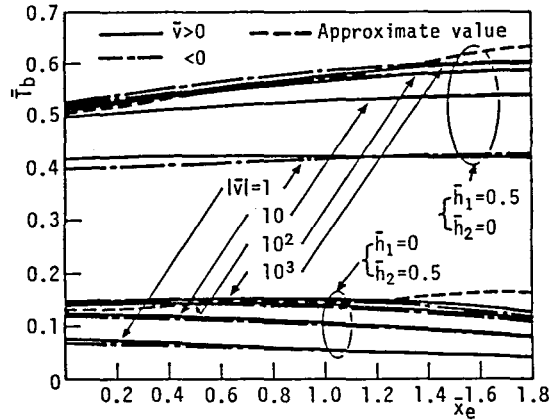
図2-24中に破線で式(2-28)による近似値を示した。 $\bar{v} \geq 10^3$

では，理論値と近似値の差は無視できる程度である。理論値と近似値の比較は図2-23，図2-25についても行ったが，いずれの放熱状態においても近似値は  $\bar{v} = 10^3$  のときの理論値にほぼ一致した。

図2-30は，図2-22のAの  $\bar{Q}(\bar{t})$  および図2-27のAの  $f(\bar{x})$  に対する  $T_b$  の時間特性の理論値と近似値を示す。 $\bar{d} = 0.1$ ， $\bar{x}_e = 1.18$ ， $z = 10$  である。図2-30(a)，



(a)  $\bar{Q}(\bar{t}):A$  in Fig.2-22;  $f(\bar{x}):A$  in Fig.2-27



(b)  $\bar{Q}(\bar{t}):B$  in Fig.2-22 when  $\bar{v} > 0$   
 $:C$  in Fig.2-22 when  $\bar{v} < 0$   
 $f(\bar{x}):B$  in Fig.2-27

$\bar{a}_1=8$ ,  $\bar{a}_2=\bar{b}=2$ ,  $\bar{d}=0.1$ ,  $z=10$

図2-29 作用歯面バルク温度上昇の理論値と近似値(定常値)

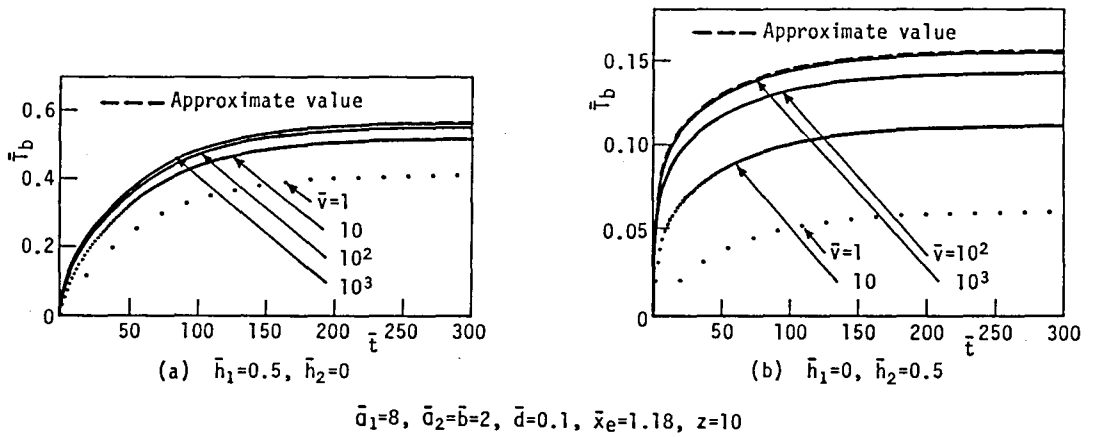


図2-30 作用歯面バルク温度上昇の時間特性の理論値と近似値  
 [  $\bar{Q}(\bar{\tau})$  : 図2-22のA,  $f(\bar{x})$  : 図2-27のA ]

(b)はそれぞれ、ボス内周面からのみおよび歯先面からのみ放熱がある場合の結果である。式(2-22)からわかるように、作用歯面バルク温度上昇の理論値は熱源が作用しているときに定義され、従って離散的である。そこで図2-30には・印で  $T_b$  の理論値を示した。いずれの放熱状態においても、近似値は  $\bar{\nu} = 10^3$  のときの理論値とよく一致している。  $T_b$  は  $\bar{\tau} = 300$  ではほぼ定常に達している。  $\bar{\tau} = 300$  までの熱源の繰返し数は  $\bar{\nu} = 10^3$  のとき約16700となる。

## 第2.5節 総括

平歯車におけるスコーリングの発生と温度の関係を究明するための基礎として、平歯車の一つの歯に対応する部分を等方・等質な長方形物体で近似したモデルに対し断続的に繰返し作用する移動熱源による温度上昇を解析し、作用歯面上の熱源作用域およびその近傍のせん光温度、特にスコーリングの発生上問題にされる熱源作用域内のせん光温度、並びに作用歯面バルク温度に及ぼす種々の因子の影

響を検討した。また、静止熱源による作用歯面上の温度上昇を解析し、移動熱源による計算結果と比較・検討した。その結果を要約すれば次のようである。

(1) 作用歯面上の熱源作用域およびその近傍の温度上昇は、放熱状態の影響を受けないせん光温度成分とその影響を大きく受けるバルク温度上昇成分に分離できる。

(2)  $\overline{d}|\overline{v}| \geq 10$ における熱源作用域内の最高せん光温度は、流入熱量の変動状態および $\overline{d}|\overline{v}|$ と $m/\Delta m$ の値によって決定され、放熱状態、熱源移動方向、物体の形状にはよらない。

(3) 一定熱量が作用するときの熱源作用域内の最高せん光温度の時間応答の近似式をもとに $\overline{d}|\overline{v}| \geq 10$ で流入熱量に変動があるときの熱源作用域内の最高せん光温度を求めるための簡便な計算式を示した。

(4) バルク温度上昇に及ぼす歯先面からの放熱効果は、ボス内周面と作用歯面間の距離に左右されない。一方、ボス内周面からの放熱効果はその距離が大きくなるにつれて低下し、バルク温度上昇は増す。

(5) バルク温度上昇は、熱源が作用する時間間隔にほぼ反比例する。

(6) バルク温度上昇に及ぼす熱源作用域の大きさおよび熱源移動方向の影響は無視できる。

(7)  $|\overline{v}| \geq 10^3$ では、バルク温度上昇は熱源移動速度の影響を受けない。

(8)  $|\overline{v}| \geq 10^3$ におけるバルク温度上昇は、移動熱源の熱量変動に対応する熱量分布の静止熱源が作用歯面上に連続して作用するときの作用歯面上の温度上昇を歯数で除した値で近似できる。

## 参考文献

- (1) Blok, H., Measurement of Temperature Flashes on Gear Teeth under



- Extreme-Pressure Conditions, Proc. Gen. Discus. Lub. & Lub., 2  
(1937), 14.
- (2) 寺内喜男・灘野宏正・河野正来, 移動熱源による温度上昇について(第1報, 三次元熱流による温度計算), 日本機械学会論文集(C編), 49-444  
(1983), 1434.
- (3) Townsend, D.P. and Akin, L.S., Analytical and Experimental Spur Gear Tooth temperature as Affected by Operating Variables, Trans. ASME, J. Mech. Des. 103-1 (1981), 220.
- (4) Patir, N., and Cheng, H.S., Prediction of the Bulk Temperature in Spur Gears Based on Finite Element Temperature Analysis, ASLE Trans., 22-1 (1975), 25.
- (5) 竹内洋一郎, 瞬間点熱源による円板の熱応力, 日本機械学会論文集, 32-242 (1966), 1470.
- (6) 小幡文雄, 平歯車潤滑における潤滑油の挙動と潤滑油の耐負荷能に関する研究, 学位論文(九州大学), (1981), 67.
- (7) Carslaw, H. and Jaeger, J., Conduction of Heat in Solids., 2nd ed., (1959), 269. Oxford Univ. Press.

## 第3章 スコーリング発生温度

スコーリング発生と温度の関係については、バルク温度あるいは接触面温度の観点からの研究がある<sup>(1)-(3)</sup>。ISOの歯車の耐スコーリング負荷容量計算式<sup>(4)</sup>では、Blokによるせん光温度の歯面かみあい域における平均値とバルク温度の和いわゆる積分温度を評価基準とする計算方式が提案されている。

ところで、歯車の接触状態をモデル化した2円筒試験結果<sup>(5)-(8)</sup>によれば、歯車装置における耐スコーリング能を左右する潤滑油の耐焼付き能は、すべり率の影響を大きく受ける。また、混合あるいは完全な弾性流体潤滑状態から焼付きが発生しやすい高すべり率では、耐焼付き能は小さく、焼付きの発生は接触面最高温度よりバルク温度に支配される。歯車のスコーリングはすべり率が大きいかみあい始めあるいはかみあい終わりの領域ですべり速度が高いとき発生しやすいことを考えると、スコーリング発生と温度の関係についてはさらに詳細な研究が必要である。

本章では、平歯車のスコーリング負荷容量計算法を確立するための基礎として、平歯車のスコーリング発生と温度の関係を明らかにするとともに、歯車試験結果と2円筒試験結果との相関をすべり率、すべり速度、摩擦面の潤滑状態を考慮して究明する。第3.1節ではギヤ油基油の場合について、第3.2節では極圧油の場合について、それらを検討する。

### 第3.1節 ギヤ油基油の場合のスコーリング発生温度

#### 3.1.1 試験機、供試歯車と試料油

実験に用いた試験機は、動力循環式のIAE形高速歯車試験機である。供試歯

車対は小歯車駆動であり、負荷は静止中にねじりトルク負荷用フランジ継手を用いて与えた。

表3-1は、供試平歯車の諸元を示す。図3-1は供試小歯車の歯形曲線を示す。供試大歯車にも小歯車と同様の歯先修整が施されている。供試歯車はガス浸炭焼入れされ、有効硬化層深さは0.8mm、歯先面硬さはHv(0.2)680以上、歯形方向の歯面粗さは0.2~0.5 $\mu$ mRaであった。

図3-2は、供試歯車対の作用線上の小歯車のすべり率 $\sigma_1$ 、大歯車のすべり率 $\sigma_2$ および小歯車回転速度 $n_1 = 1000$ rpmのときの小歯車の大歯車に対する相対すべり速度 $V_s$ と平均ころがり速度 $U$ を示す。 $\tau$ はかみあいピッチ点からの距離で、近寄り側を負、遠のき側を正とする。 $p_b$ は法線ピッチである。

表3-2は、実験で用いた#90ギヤ油基油の性状を示す。

表3-1 供試平歯車の諸元

Items	Pinion	Gear
Module	5.08 (D.P. 5)	
Number of teeth	15	16
Standard pressure angle deg	20	
Addendum modification coefficient	0.457	0.400
Reference diameter mm	76.200	81.280
Tip circle diameter mm	89.916	94.417
Facewidth mm	4.76	5.20
Center distance mm	82.550	
Contact ratio	1.223	
Material	SNM415	
Quality class	JIS B 1702-Class 0	
Tooth surface finishing	Grinding	

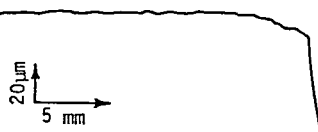


図3-1 供試小歯車の歯形曲線

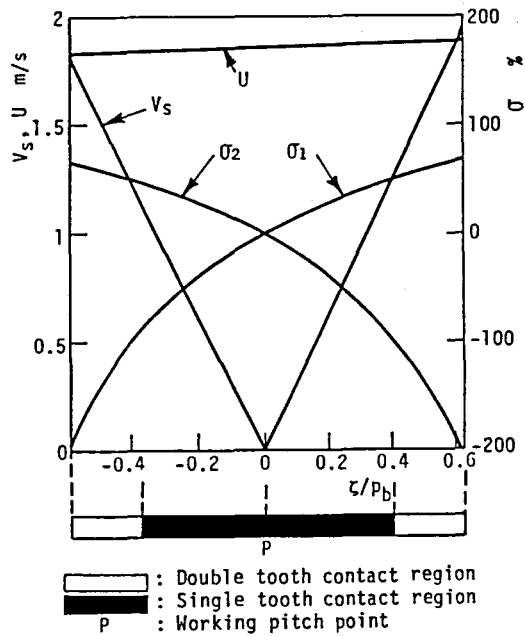


図3-2 供試平歯車対の作用線上の小歯車、大歯車のすべり率 $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$ ；小歯車の大歯車に対する相対すべり速度 $V_s$ および平均ころがり速度 $U$  ( $n_1 = 1000 \text{ r p m}$ )

表3-2 #90ギヤ油基油の性状

Specific gravity 288/277 K		0.891 9
Flash point	K	557
Pour point	K	265.7
Kinematic viscosity $\text{mm}^2/\text{s}$	313 K	214.2
	373 K	18.67
Viscosity index		97
Sulfur concentration	wt%	0.54+

+: natural content

### 3・1・2 実験方法

実験は、小歯車回転速度  $n_1$  が 1500, 4000, 6500, 9000, 11500 r p m で行った。所定の負荷を加えた後、試験機を起動し、70 s 以内に所定の回転速度にした。初期全歯面法線荷重は、 $n_1 = 1500$  r p m のとき 1.14 k N,  $n_1 \geq 4000$  r p m のとき 0.57 k N とした。各荷重段階での運転時間は 600 s とし、600 s の休止時間中に歯面の観察および荷重の増加を行った。

試料油は、 $323 \pm 1$  K に制御し、図 3-3 に示すようにかみ込み側あるいはかみあいはずれ側から強制給油した。スコアリング発生と温度の関係を検討するため、歯の温度および歯元ひずみを測定した。大・小歯車の歯の温度測定位置は、図 3-4 の・印で示すかみあい始め側とかみあい終わり側の作用線上幾何学的 2 対かみあい域の中央に対応する歯面上の点、およびかみあいピッチ点で歯面から法線方向 0.9 mm の位置と歯先円から 1

モジュールの歯厚中央であった。歯の温度は線径 0.1 mm の熱電対を用いてペンレコーダに記録した。熱電対を取り付けるための放電加工であけた穴の直径は 0.3 mm, 深さは端面から約 0.5 mm であった。第 2 章の解析結果によれば、作用歯面の温度は、放熱状態の影響を受けない接触時の瞬間温度上昇いわゆるせん光温度と、熱の発生と放熱状態によって定まる歯面バルク温度に分離できる。流入熱量の急速

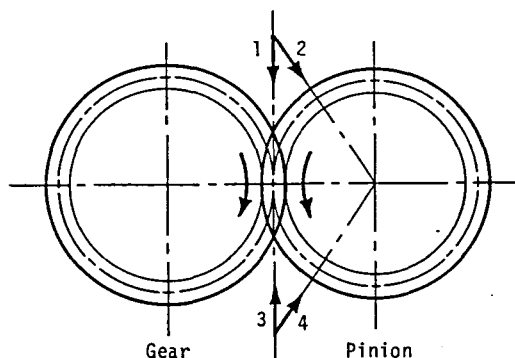


図3-3 実験に用いた4種類の給油方向

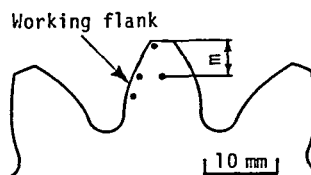


図3-4 歯の温度測定位置

な変動に追従しない歯面バルク温度は、かみあっていないときの作用歯面の温度で近似してよい。そこで図3-4の作用歯面下0.9mmの位置で測定した歯の温度は、せん光温度を除外した作用歯面の温度とみなし、以後、歯面バルク温度 $T_b$ とする。歯元ひずみは、小歯車圧縮側歯元すみ肉部にはりつけたゲージ長さ0.3mmの抵抗線ひずみ計を用いて、スリップリング、動ひずみ計を介して、小歯車の1回転ごとに発生するパルスと同時にデータレコーダに記録した。

スコアリングの発生は、歯面バルク温度の急激な上昇から判定した。

### 3・1・3 スコアリング発生荷重に及ぼす回転速度の影響

実験は、孔径0.7mmのノズルを用いて500mL/minでかみこみ側からかみあいピッチ点方向に歯車中心線に垂直(図3-3の1)に給油して行った。

図3-5は、スコアリング発生荷重 $P_s$ に及ぼす回転速度の影響を示す。 $P_s$ は全歯面法線荷重、 $V_w$ はかみあいピッチ円周速度である。 $n_1=1500$ rpmから4000rpmにかけて $P_s$ は急激に減少するが、 $n_1=4000\sim 11500$ rpmの範囲では $P_s$ に及ぼす回転速度の影響はほとんどない。

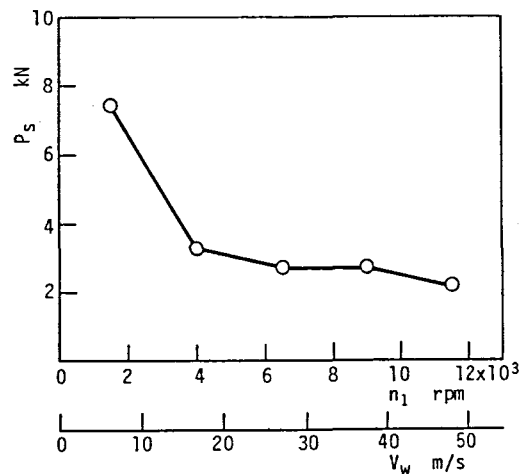


図3-5 スコアリング発生荷重に及ぼす回転速度の影響

図3-6は、各荷重段階の運転終了直前およびスコアリング発生直前におけるかみあい始め側

とかみあい終わり側2対かみあい域の歯面バルク温度 $T_b$ を示す。値はそれぞれ大・小歯車の大きいほうであるが、大・小歯車の $T_b$ に明らかな差はなかった。 $n_1=6500$  rpmの場合を除いては増速中にスコアリングが発生したため、 $T_b$ はスコアリングが発生しない最大荷重（スコアリングOK荷重）までを示す。かみあい始め側とかみあい終わり側2対かみあい域の $T_b$ はほぼ等しく、同時に測定したかみあいピッチ点の $T_b$ および歯厚中央の温度はこれらと大差なかった。全歯面法線荷重 $P$ の増大による $T_b$ の上昇割合は、 $n_1=1500$  rpmで最もゆるやかであるが、 $n_1 \geq 4000$  rpmでは回転速度が増大しても必ずしも大きくない。この一つの原因としては回転速度が増大すると歯面間の摩擦係数が減少したことが考えられる。

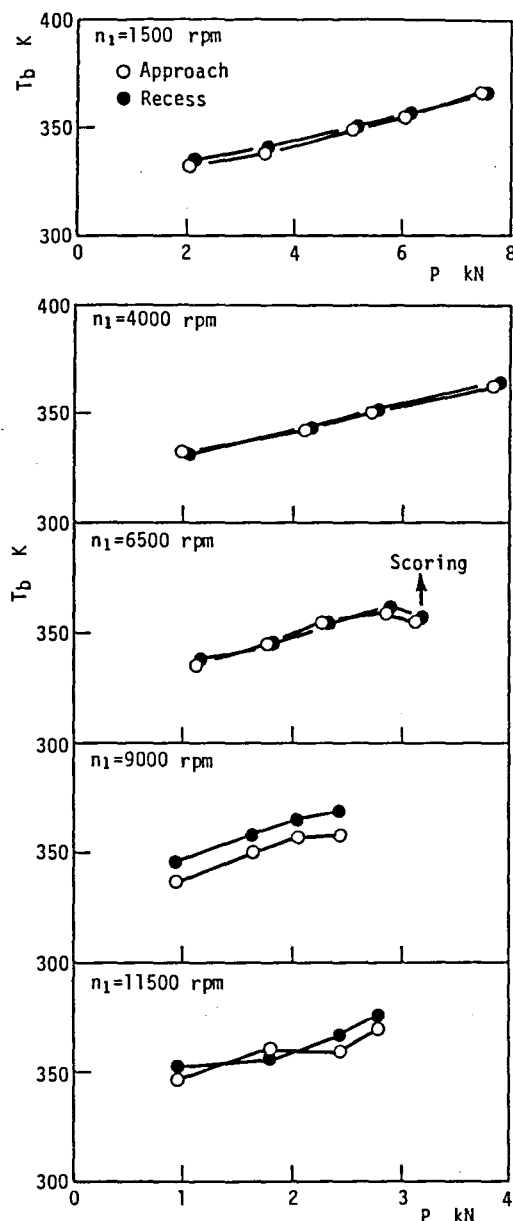


図3-6 全歯面法線荷重 $P$ に対するかみあい始め側およびかみあい終わり側2対かみあい域における歯面バルク温度 $T_b$

### 3・1・4 スコーリング発生荷重に及ぼす給油方向の影響

歯面への潤滑油の到達状態は給油条件によって異なる<sup>(9)</sup>。図3-7は、スコーリング発生荷重に及ぼす給油方向の影響を示す。中心方向給油の場合、かみあい始めの領域まで潤滑油が到達するには給油流速をかみあいピッチ円周速度以上にする必要がある<sup>(9)</sup>。そこで、図3-3の 2~4の給油方向の場合、ノズル孔径は  $n_1 = 1500 \text{ rpm}$  で  $1.2 \text{ mm}$ 、 $n_1 = 4000, 6500 \text{ rpm}$  で  $0.7 \text{ mm}$ 、給油量は  $n_1 = 1500, 4000 \text{ rpm}$  で  $500 \text{ mL/min}$ 、 $n_1 = 6500 \text{ rpm}$  で  $650 \text{ mL/min}$  とした。

図3-8は、スコーリング発生直前および増速中にスコーリングが発生したものについてはスコーリングOK荷重時の運転終了直前のかみあい始め側2対かみあい域における大・小歯車の  $T_b$  を示す。スコーリングOK荷重時の  $T_b$  には★印を付した。

$n_1 = 4000, 6500 \text{ rpm}$  では、歯面全体に潤滑油が到達する2, 4

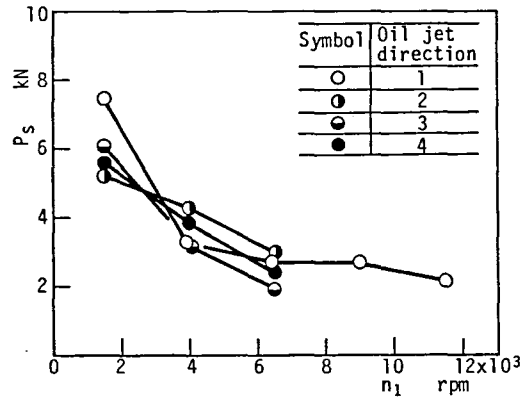


図3-7 スコーリング発生荷重に及ぼす給油方向の影響

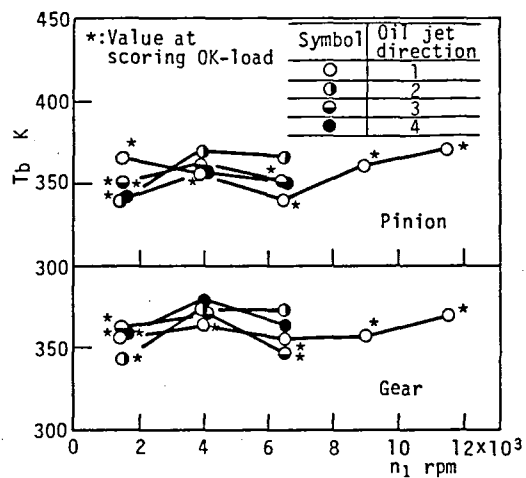


図3-8 スコーリング発生直前あるいはスコーリングOK荷重の運転終了直前のかみあい始め側2対かみあい域における歯面バルク温度  $T_b$



の場合の $P_s$ が大きい $が, n_1 = 1500 \text{ rpm}$ の場合はそうでない。大・小歯車の $T_b$ の差が最も大きくなる給油方向は、いずれの回転速度でもかみあいはずれ側から小歯車中心方向に給油した場合であり、 $10 \sim 20 \text{ K}$ の $T_b$ の差がみられる。これは大歯車には潤滑油が直接到達しないためである。他の給油方向では大・小歯車の $T_b$ の差は $5 \text{ K}$ 程度である。

### 3・1・5 歯面の潤滑状態とスコアリング発生挙動

2円筒試験結果によれば、摩擦面の潤滑状態によって、焼付きを支配する温度が接触面最高温度であるかバルク温度であるかが異なってくる。したがって、平歯車におけるスコアリングの発生と温度の関係を検討するためには、スコアリング発生直前の歯面の潤滑状態を把握する必要がある。摩擦面の潤滑状態は膜厚比で区分できる<sup>(6)(10)(11)</sup>が、動荷重が発生する歯車の弾性流体潤滑膜厚は非定常問題として取扱われなければならない。Wangら<sup>(12)</sup>は平歯車の歯面間の油膜厚さを解析しているが、歯面の油膜厚さを求めるための実用式は示されていない。そこでWangらが示した最小油膜厚さとDowsonの式<sup>(13)</sup>を歯車に適用して求めた最小油膜厚さを比較検討し、その結果、歯面分離を起こすような特殊荷重条件下の場合を除いて、Dowsonの式による最小油膜厚さはWangらの値より小さいが、大差がないことが明らかとなった。このことにより、供試平歯車の弾性流体潤滑膜厚の計算には定常平行膜厚を与えるGrubinの式<sup>(13)</sup>を用い、膜厚比 $\xi_0$ は、次式で求めた。

$$\xi_0 = h_0 / \sqrt{(R_{rms1})^2 + (R_{rms2})^2} \quad \dots(3-1)$$

ここに、 $h_0$ はGrubinの式により求められる弾性流体潤滑膜厚、 $R_{rms1}, R_{rms2}$ はそれぞれ小歯車および大歯車の実験前の歯形方向自乗平均粗さである。なお、

油膜厚さの計算には、かみあい位置に対応する大・小歯車の作用歯面バルク温度の平均値に対する粘度，ナフテン系鉱油に対する粘度－圧力係数<sup>(14)</sup>および小歯車圧縮側歯元ひずみから求めた歯面法線動荷重を用いた。

図3-9は、歯面レプリカ写真を示す。図3-9(a)は実験前、図3-9(b)は $P = 2.1$  kNでスコアリング発生荷重の2段階前のものである。レプリカ写真からわかる

ようにかみあい始めの領域には他の領域よりもひっかき傷が多く見られるが、まだ研削跡もあり、歯面は混合潤滑状態である。

この部位に対して求めたかみあい始めの膜厚比 $\xi_0$ は1.4であった。摩擦面の潤滑状態と膜厚比 $\xi_0$ の関係は、 $\xi_0 > 3.7$ で完全な弾性流体潤滑状態、 $3.7 \geq \xi_0 > 0.3$ で混合潤滑状態、 $\xi_0 \leq 0.3$ で境界潤滑状態である<sup>(6)</sup> <sup>(10)</sup>

<sup>(11)</sup>。したがって、膜厚比から判定した歯面の潤滑状態は歯面レプリカ写真から判定した潤滑状態と一致する。そこで本研究ではGrubinの式を用いて求めた膜厚比から歯面の潤滑状態を判定する。

図3-10は、スコアリングOK荷重時とスコアリング発生荷重

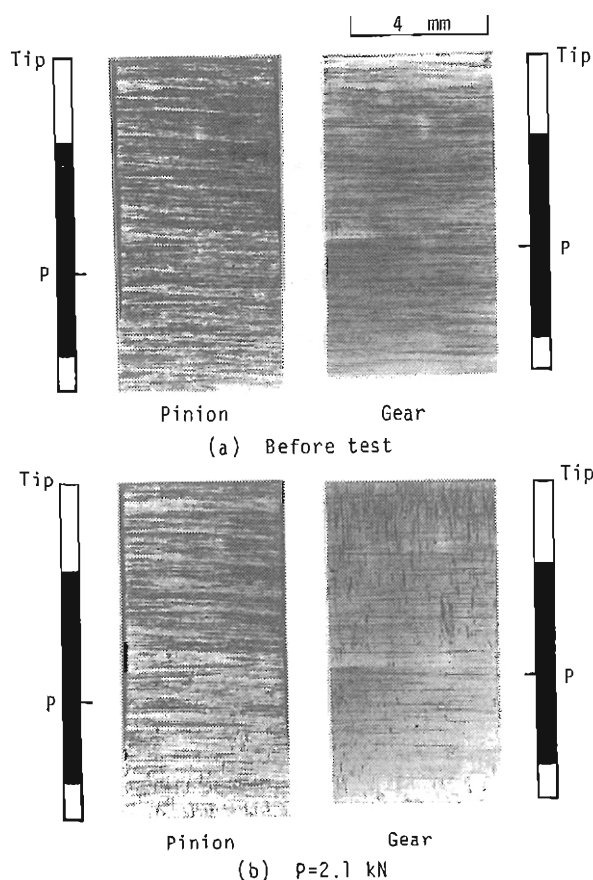


図3-9 歯面レプリカ写真 ( $n_1 = 4000$  rpm, かみ込み側かみあいピッチ点方向給油)

時のかみあい始め側とかみあい  
 終わり側の歯面バルク温度  $T_b$   
 と時間の関係の一例を示す。作  
 用歯面全体にわたって潤滑油が  
 到達しやすい小歯車中心方向給  
 油の場合、スコアリング発生荷  
 重が大きい  $n_1 = 1500 \text{ rpm}$   
 の場合を除いて、スコアリングは  
 増速中に発生することなく、図  
 3-10のように歯面バルク温度が  
 ほぼ定常に達した後に発生した。  
 しかし、他の給油方向ではスコ  
 ーリングは概ね増速中に発生し  
 た。高回転速度ではスコアリン  
 グはほぼ歯面全体に発生した。  
 それに対し  $n_1 = 1500, 4000 \text{ rpm}$   
 ではかみあい始めの領域だけに

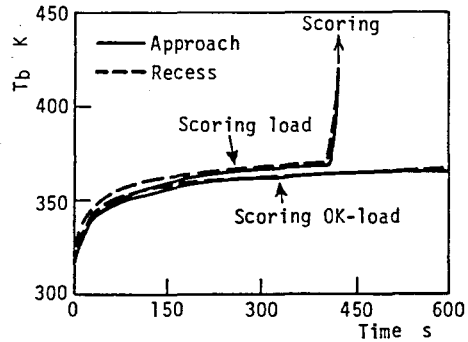


図3-10 スコアリング発生挙動 ( $n_1 = 4000 \text{ rpm}$ , かみ込み側小歯車中心方向給油)

スコアリングが発生していた例がいくつかあった。このことは本実験ではスコアリングはひっかき傷が多く見られたかみあい始めの領域から発生しやすかったことを示唆している。

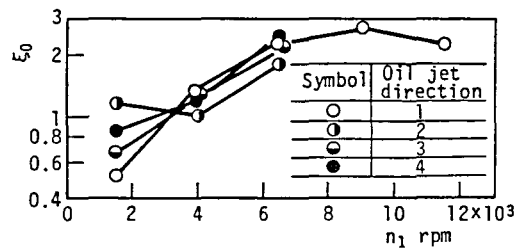


図3-11 スコアリングOK荷重時の膜厚比  $\xi_0$

図3-11は、スコアリングOK荷重時の膜厚比  $\xi_0$  を示す。  $\xi_0$  はスコアリングが発生しやすかったかみあい始めの領域における値である。本実験の場合、  $\xi_0$  はすべて0.3を超えており、歯面は混合潤滑状態であったと判定できる。

### 3・1・6 スコアリングの発生と温度の関係

ここでは、歯面の潤滑状態を考慮して平歯車試験のスコアリング発生時の温度と2円筒試験の焼付き発生時の温度との関係を比較検討し、#90ギヤ油基油の場合、スコアリング発生が歯面バルク温度、接触面最高温度、積分温度のいずれと相関があるかを明らかにする。

図3-12は、本実験で用いた歯車の歯形方向の歯面粗さとほぼ同じ軸方向の表面粗さを有する円筒を用いた2円筒試験における焼付き発生荷重 $P_s$ および焼付き発生直前における摩擦係数 $\mu_s$ 、膜厚比 $(\xi_0)_s$ を示す<sup>(7)</sup>。試験円筒の外径は60mm、幅は20mmである。図3-12中の $l_z$ は軸方向接触幅である。試験円筒の材質はS45Cで、1173Kに1h保持した後水焼入れし、448Kで1h焼もどした。試験円筒外周面は円周方向に研削仕上げした。研削後の硬さは約Hv(0.2)700であった。一定すべり率で得られた図3-12に示しているように、低すべり率、低すべり速度では焼付きは境界潤滑状態から発生し、焼付き荷重は大きい。しかし、すべり率、すべり速度の増大とともに焼付き荷重は減少し、混合潤滑状態から焼付きが発生するようになる。 $P_s$ は $\sigma = +41.9\%$ では歯車のスコアリング発生荷重程度であるが、すべり率が増大すると歯車のスコアリング発生荷重よりもはるかに小さくなる。本実験では平歯車のスコアリングは混合潤滑状態から発生したと考えられるので、以下、混合潤滑状態下での歯車試験結果と2円筒試験結果の相関性を温度の観点から検討する。

図3-13は、図3-12の2円筒試験結果で混合潤滑状態から焼付いた場合の焼付き発生直前における円筒外周面バルク温度 $(T_b)_s$ と、最高せん断温度とバルク温度の和である接触面最高温度 $(T_{cmax})_s$ を示す。 $(T_b)_s$ 、 $(T_{cmax})_s$ のいずれもすべり率の影響を受け、すべり率が増せば低くなる。しかし、すべり率が同じ条件下では、 $(T_{cmax})_s$ と異なって $(T_b)_s$ に及ぼす軸方向接触幅、すべり速度の影響は小さい。このことより2円筒試験の場合、混合潤滑状態からの焼付きの発生は接触面最高温度よりバルク温度に支配されることがわかる。

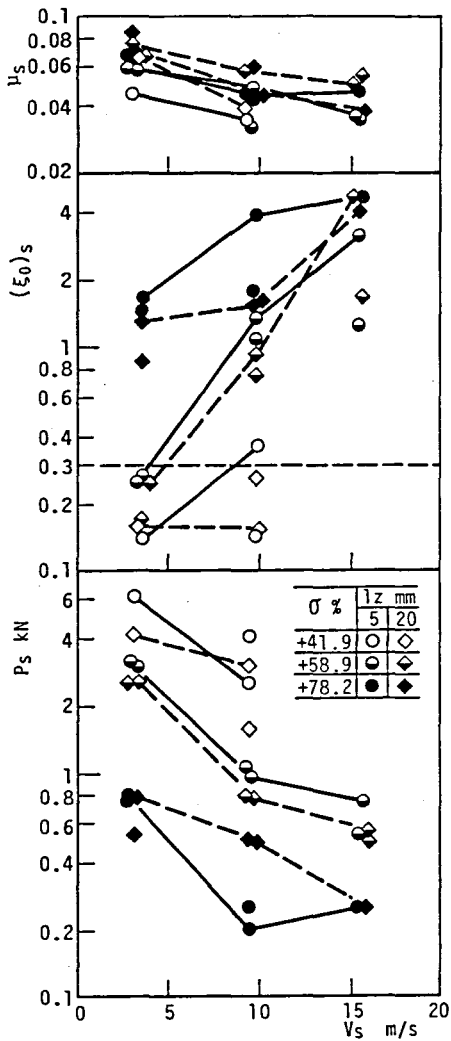


図3-12 2円筒試験における焼付き荷重 $P_s$ および焼付き発生直前における摩擦係数 $\mu_s$ , 膜厚比 $(\xi_0)_s$

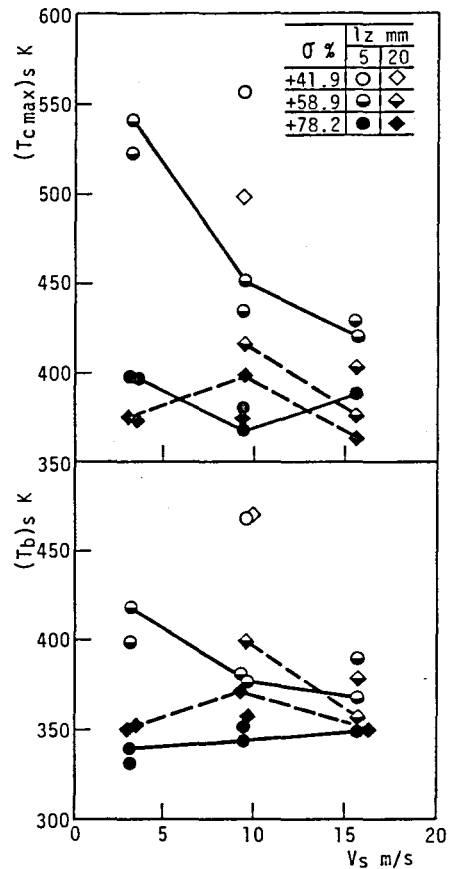


図3-13 2円筒試験の焼付き発生直前における円筒外周面バルク温度 $(T_b)_s$ と接触面最高温度 $(T_{cmax})_s$  (混合潤滑状態から焼付いた場合)

図3-14は、歯元ひずみから求めた1対の歯に加わる歯面法線荷重および測定して得た歯面バルク温度を用いて求めた幾何学的かみあい領域内のかみあい位置に対する接触面最高温度 $T_{c,max}$ の変動を示す。平歯車のせん光温度 $T_f$ の計算には、次式に示す Blok の式<sup>(15)</sup>を用いた。

$$T_f = \frac{0.83 \mu P_d \sqrt{|V_1 - V_2|}}{\sqrt{c \rho \lambda} (\sqrt{V_1} + \sqrt{V_2}) \sqrt{2b_H} b} \quad \dots(3-2)$$

ここに、 $\lambda$ は熱伝導率、 $\rho$ は密度、 $c$ は比熱、 $V$ は歯面接線速度、 $2b_H$ はヘルツの接触幅、 $b$ は歯車の接触幅、 $P_d$ は歯面法線荷重、 $\mu$ は摩擦係数である。添字1、2はそれぞれ小歯車および大歯車の値であることを示す。なお、本実験では大・小供試平歯車は同一材質であり、 $\lambda = 29.1 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 、 $\rho = 7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 、 $c = 460 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ を用い、 $P_d$ は歯元ひずみ波形から求めた歯面法線動荷重を用いた。また、 $\mu$ は歯車試験で直接測定することが困難なため、歯面上のすべり率、すべり速度、歯面バルク温度に対して2円筒試験で

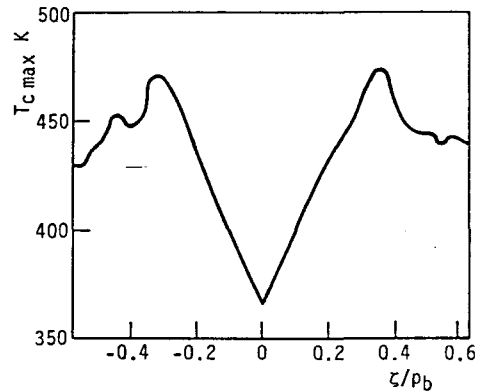


図3-14 かみあい位置に対する接触面最高温度 $T_{c,max}$ の変動 ( $n_1 = 4000 \text{ rpm}$ ,  $P = 2.8 \text{ kN}$ )

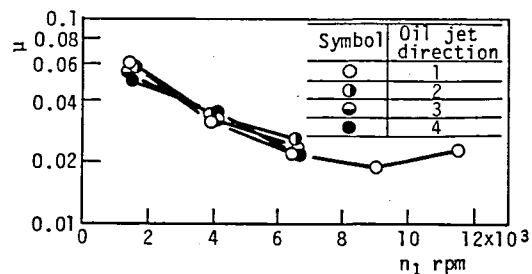


図3-15 スコーリングOK荷重時のかみあい始めの摩擦係数 $\mu$

求めた値を用いた。本実験では  $T_{cmax}$  の最大値は1対かみあい域と2対かみあい域の境界の1対かみあい域側で生じた。

図3-15は、スコ어링OK荷重時の歯面バルク温度およびかみあい始めの接触条件に対して2円筒試験結果から推定したスコ어링OK荷重時の摩擦係数  $\mu$  を示す。  $\mu$  は  $n_1 = 1500 \sim 4000$  r p m で回転速度の増大にともない減少するが、  $n_1 \geq 6500$  r p m ではほぼ一定である。

図3-16～3-18は、それぞれスコ어링発生直前あるいは増速中にスコ어링が発生した場合はスコ어링OK荷重における運転終了直前の歯面バルク温度  $T_b$ 、接触面最高温度の最高値  $(T_{cmax})_{max}$  および積分温度  $T_{int}$  とかみあい始めのすべり速度の関係を示す。スコ어링OK荷重時のこれらの値には★印を付した。斜線で示した領域は図3-13の2円筒試験結

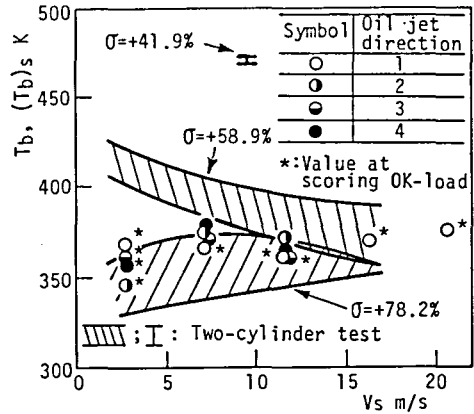


図3-16 スコ어링発生荷重時あるいはスコ어링OK荷重時の歯面バルク温度  $T_b$

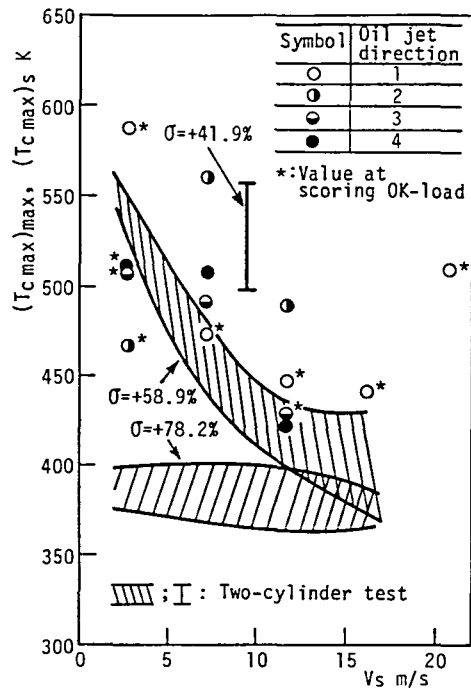


図3-17 スコ어링発生荷重時あるいはスコ어링OK荷重時の接触面最高温度  $(T_{cmax})_{max}$

果に対応するものであり、図3-16には円筒外周面バルク温度を、図3-17には接触面最高温度を、また、図3-18には積分温度を示した。なお、円筒の場合の積分温度は接触面最高温度と一致する。図3-16の $T_b$ は、スコアリングが発生しやすかったかみあい始め側2対かみあい域の歯面バルク温度で大・小歯車の高いほうである。供試大歯車のかみあい始めのすべり率は+66.0%であり、2円筒試験におけるす

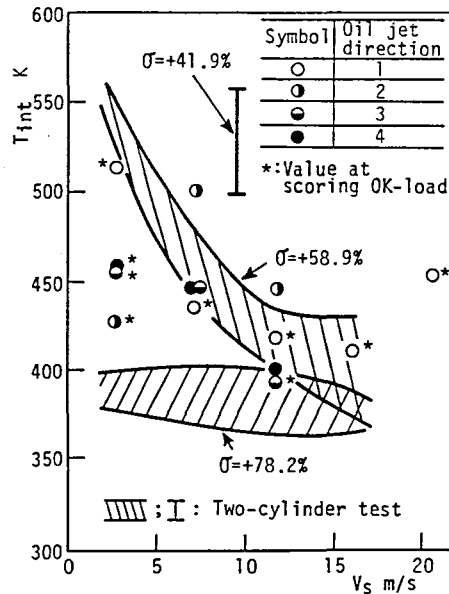


図3-18 スコアリング発生荷重時あるいはスコアリングOK荷重時の積分温度 $T_{int}$

べり率 $\sigma$ の+58.9%と+78.2%とのほぼ中間の値に相当する。図3-16に示す歯面バルク温度 $T_b$ はすべり速度、給油方向によらずほぼ一定であり、2円筒試験の $\sigma = +78.2\%$ の $(T_b)_s$ と $\sigma = +58.9\%$ の $(T_b)_s$ の間の領域にある。一方、図3-17に示す歯車の $(T_{c,max})_{max}$ 、図3-18に示す $T_{int}$ は、すべり速度、給油方向によりばらつきが大きく、スコアリング発生に対する基準温度にし得るとは考えられず、また、2円筒試験との相関があるとはいえない。

混合潤滑状態からスコアリングが発生した本実験の場合、スコアリング発生は、すべり速度、給油方向の影響を受けにくい歯面バルク温度と相関がある。歯車のスコアリング発生温度は歯車のかみあい始めまたはかみあい終わりのすべり率、すべり速度に対応した2円筒試験における焼付き発生直前のバルク温度を参照して推定できる。



### 第3.2節 極圧油の場合のスコーリング発生温度

#### 3.2.1 供試歯車と実験に用いた極圧油

実験に用いた試験機および供試平歯車の諸元，材質，熱処理方法，仕上げ方法などは，すべて第3.1節と同じである。

試料油としては，表3-3に示す性状のギヤ油基油にジベンジルジスルフィード(DBDS)を硫黄量で0.5wt%単独に添加して作成した硫黄系極圧油とトリクレジルフォスフェート(TCP)をりん量で0.1wt%単独に添加して作成したりん系極圧油のほかに，硫黄-りん系極圧油として表3-3に示す性状のAPIサービス分類でGL-3に相当する自動車用ギヤ油の3種類を用いた。以後，試料油名は，極圧剤の略称およびAPIサービス分類すなわちDBDS，TCP，GL-3で表す。

表3-3 試料油の性状

Items		Gear base oil	Automotive gear oil
Specific gravity	288/277 K	0.8919	0.8982
Flash point	K	557	509
Pour point	K	265.7	255.7
Kinematic viscosity	313 K	214.2	209.2
	mm <sup>2</sup> /s 373 K	18.67	18.04
Viscosity index		97	95
Sulfur concentration	wt%	0.54 <sup>+</sup>	1.08 <sup>++</sup>
Phosphorus concentration	ppm	—	290

+ : natural content, ++ : including natural content

#### 3.2.2 実験方法

実験は，DBDSとTCPでは小歯車回転速度  $n_1$  が1500，4000，6500，9000 rpmで，2円筒試験<sup>(15)</sup>で他の試料油より耐焼付き能が優れているGL-3では  $n_1 = 4000, 6500, 9000, 11100$  rpmで行った。試験機は，負荷後起動し，80 s以内に所定の回転速度にした。初期全歯面法線荷重および各荷重段階の全歯面

法線荷重の増加量は、DBDSとTCPでは、第3.1節のギヤ油基油の場合と同様、 $n_1=1500\text{rpm}$ のとき $1.14\text{kN}$ 、 $n_1\geq 4000\text{rpm}$ のとき $0.57\text{kN}$ とし、GL-3では回転速度によらず $1.14\text{kN}$ とした。各荷重段階での運転時間は歯の温度がほぼ定常に達する $600\text{s}$ とし、 $600\text{s}$ の休止時間中に歯面の観察および荷重の増加を行った。

試料油は、 $323\pm 1\text{K}$ に制御し、孔径 $0.7\text{mm}$ のノズルを用いてかみ込み側からかみあいピッチ点方向に歯車中心線に垂直に $500\text{mL}/\text{min}$ で強制給油した。

スコアリングの発生と温度の関係を究明するためには、運転中の作用歯面の温度、歯面法線動荷重を知る必要がある。運転中の作用歯面バルク温度（以後、歯面バルク温度と称す）は、第3.1節と同様、大・小歯車の作用歯面下 $0.9\text{mm}$ 、端面から $1\text{mm}$ のところに設置した線形 $0.1\text{mm}$ の熱電対によって、求めた。なお、作用線上での熱電対の位置は、幾何学的2対かみあい域の中央とかみあいピッチ点であった。つぎに、運転中の歯面法線動荷重は、小歯車圧縮側歯元すみ肉部にはり付けたゲージ長さ $0.3\text{mm}$ の抵抗線ひずみ計により測定した歯元ひずみから求めた。歯元ひずみは、水銀スリップリングを介し、小歯車一回転ごとに発生するパルスおよび大歯車の1歯ごとに発生するパルスと同時に、データレコーダに記録した。

スコアリングの発生は、歯面バルク温度の急上昇から判定した。スコアリングの発生と同時に歯車の回転速度を下げ、試験機を停止した。

### 3.2.3 スコアリング発生荷重とスコアリング発生温度

図3-19は、スコアリングが発生しない最大荷重すなわちスコアリングOK荷重 $P_{OK}$ とスコアリング発生荷重 $P_S$ を示す。 $P_{OK}$ 、 $P_S$ は全歯面法線荷重であり、運転終了後に測定した負荷トルクから求めた。 $V_w$ はかみあいピッチ円周速度である。なお、TCPの $n_1=9000\text{rpm}$ 、GL-3の $n_1=11100\text{rpm}$ では、増速中

にスコ어링が発生したため、 $P_s$ は示していない。各試料油において、回転速度によっては $P_s$ が $P_{OK}$ にほぼ等しい場合がある。これは、スコ어링の発生により負荷トルクが減少したためである。DBDSでは、スコ어링はかみあい始め側とかみあい終わり側の両領域に発生した。それに対し、TCPおよびGL-3では、スコ어링はかみあい始め側の領域にのみ発生した。DBDS、TCPの $P_{OK}$ 、 $P_s$ は、 $n_1 = 1500 \text{ rpm}$ から $n_1 = 4000 \text{ rpm}$ にかけて急激に減少している。しかし、 $n_1 = 4000 \sim 9000 \text{ rpm}$ の範囲では、いずれの試料油においても、 $P_{OK}$ 、 $P_s$ に及ぼす回転速度の影響は小さい。

ところで、ASTM D 2783-76に定められている四球試験法に従って得られた耐荷重能評価結果によれば、本実験に用いた試料油の化学反応性は、TCP、DBDS、GL-3の順に大きくなる<sup>(16)</sup>。図3-19でも、化学反応性と同じ順番でスコ어링発生荷重が高くなっている。

図3-20は、TCPの $n_1 = 1500 \text{ rpm}$ と $n_1 = 9000 \text{ rpm}$ で得られた、初期荷重から $P_{OK}$ までの各荷重段階における小歯車圧縮側歯元ひずみ波形を示す。図3-20中で、A~B、C~Dは幾何学的2対かみあい域、B~Cは幾何学的1対かみあい域、Aは幾何学的かみあい始めの点、Pはかみあいピッチ点である。動のかみあい域は、初期荷重では幾何学的かみあい域内にあるが、

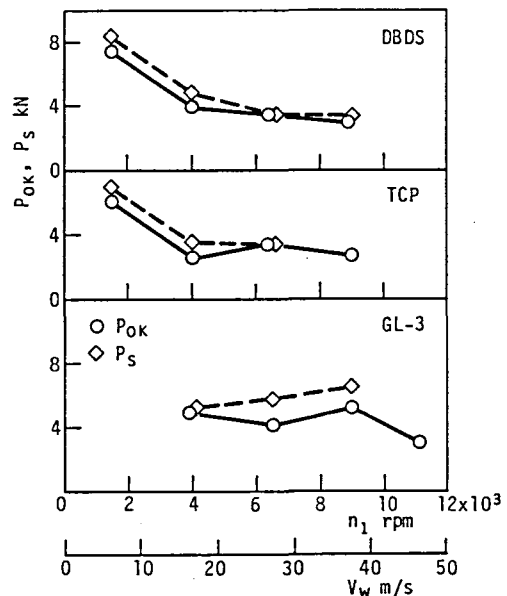


図3-19 スコ어링OK荷重 $P_{OK}$ とスコ어링発生荷重 $P_s$

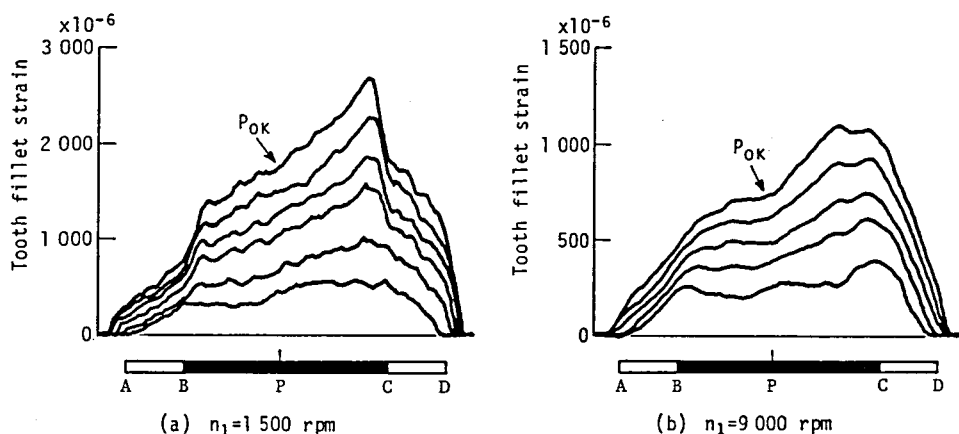


図3-20 小歯車圧縮側歯元ひずみ波形 (TCP)

荷重が高くなれば、歯のたわみによる歯先りょう干渉のため、幾何学的かみあい域より広がっている。

図3-21は、TCPの場合の実験前とスコアリング発生後の歯形曲線であり、図3-20に対応する。前述のようにTCP、GL-3ではスコアリングはかみあい始め側に発生し、かみあい終わり側には大きな歯形変化はなかった。供試歯車の場合、幾何学的かみあい始めとかみあい終わりにおけるすべり率、すべり速度はほぼ等しい。また、大・小歯車の歯先修整量はほぼ同じである。それにもかかわらず、いずれの試料油、回転速度においても、各荷重段階の運転終了後の肉眼による歯面の観察では、第3.1節の基油の場合と同様、かみあい始め側にはかみあい終わり側と比較してひっかき傷がかなり多かった。ここで、かみあい始め側にひっかき傷が多発し、スコアリングも発生しやすかった一つの原因として、次のことが考えられる。かみあい始めおよびかみあい終わりに発生する歯先りょう干渉部は、すべり・ころがり接触状態にある。しかも、かみあい終わり側の歯先りょう干渉とは異なって、かみあい始め側の歯先りょう干渉部では、大歯車の歯先

りようが小歯車の歯元の面に食い込む状態にある。また、かみあい終わり側の歯先りよう干渉は、かみあいの最後に発生するため、それ以前の歯面の潤滑状態に大きく影響するとは考えられないのに対し、かみあい始め側の歯先りよう干渉は、それ以後のすべり率、すべり速度の高い歯面の潤滑状態に影響し、スコアリングを発生しやすくすることは十分考えられる。

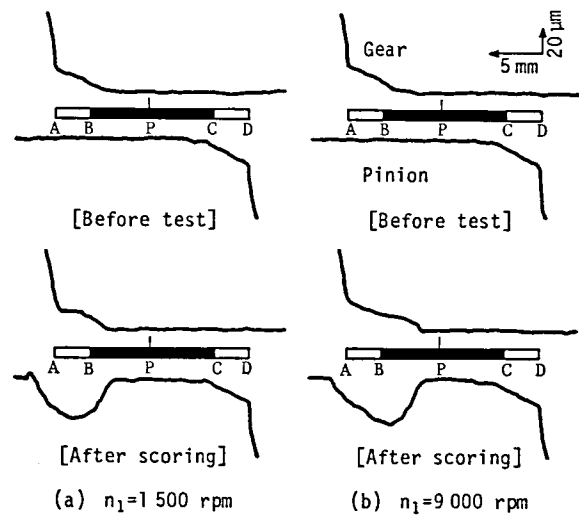


図3-21 実験前とスコアリング発生後の歯形曲線 (TCP, 図3-20に対応)

図3-22は、図3-19の場合のスコアリングOK荷重の運転終了直前の、かみあい始め側とかみあい終わり側における歯面バルク温度  $(T_b)_{OK}$ ,  $(T_b)_s$  を示す。各部位における  $(T_b)_{OK}$ ,  $(T_b)_s$  は、大・小歯車の歯面バルク温度の中で高い値を示した。ただし、それらの温度の差は、10 K以内が全実験点の60%を占めていた。いずれの試料油、回転速度においても、図3-22のように、かみあい始め側とかみあい終わり側の歯面バルク温度の差は無視できる。また、それら温度とかみあいピッチ点の歯面バルク温度の差も同様であった。TCPとGL-3において、 $(T_b)_{OK}$ より $(T_b)_s$ が低い回転速度の存在が認められる。これは、スコアリングが、電動機起動後 100 s 未済で歯面バルク温度が大きく上昇している間に発生したためである。試料油の中で、化学反応性が最小であるTCPの $(T_b)_s$ は、すべて $(T_b)_{OK}$ より低い。ただし、 $(T_b)_{OK}$ との差は16K以内にある。GL-3の $n_1 = 9000 \text{ rpm}$ での $(T_b)_{OK}$ ,  $(T_b)_s$ が他の回転速度での $(T_b)_{OK}$ ,  $(T_b)_s$ より高いことを除けば、いずれの試料油においても、 $(T_b)_{OK}$ ,  $(T_b)_s$ は、回転速度の影響を

あまり受けない。

### 3・2・4 歯面の潤滑状態

第3.1節で、平歯車の歯面の潤滑状態は、Grubinの式を用いて求めた弾性流体膜厚の合成粗さに対する比いわゆる膜厚比でもって推定できることを明らかにした。図3-23は、図3-19の場合のスコアリングOK荷重の運転終了直前およびスコアリング発生直前の幾何学的かみあい始めにおける膜厚比  $(\xi_0)_{OK}$ 、 $(\xi_0)_s$ を示す。 $\xi_0$ は、第3.1節で示した(3-1)式を用いて求めた。なお、弾性流体潤滑膜厚に

大きく影響する平均ころがり速度、歯面バルク温度のかみあい位置による違いもわずかであった。摩擦面の潤滑状態と膜厚比  $\xi_0$  の関係は、 $\xi_0 > 3.7$  で完全な弾性流体潤滑状態、 $3.7 \geq \xi_0 > 0.3$  で混合潤滑状態、 $\xi_0 \leq 0.3$  で境界潤滑状態である。化学反応性の大きい極圧油ほど、 $(\xi_0)_{OK}$ 、 $(\xi_0)_s$  は小さい。すなわち、より厳しい潤滑状態に耐える。 $n_1$  が 1500 rpm から 4000 rpm に増大することにより、 $(\xi_0)_{OK}$ 、 $(\xi_0)_s$  は急激に大きくなるが、 $n_1 = 4000 \sim 9000$  rpm の範囲では、いずれの試料油においても、 $(\xi_0)_{OK}$ 、 $(\xi_0)_s$  は、回転速度の影響をあまり受けない。なお、実験前の歯面粗さに対する膜厚比から判断すれば、DBDSの  $n_1 = 1500$  rpm のときのスコアリングは、境界潤滑状態から発生したことになる。しかし、

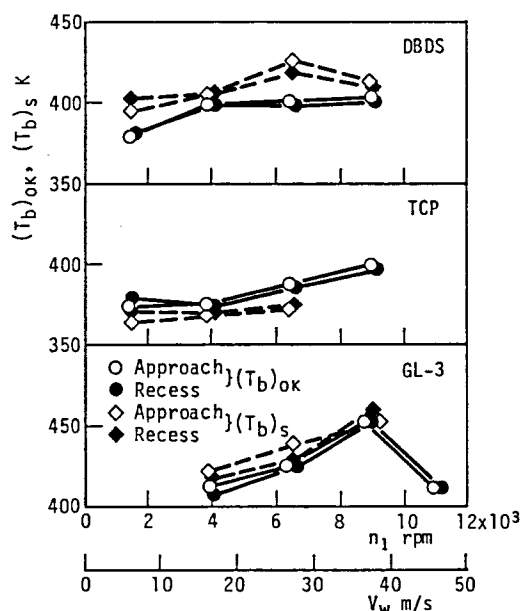


図3-22 スコアリングOK荷重の運転終了直前とスコアリング発生直前のかみあい始め側とかみあい終わり側における歯面バルク温度  $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$  (図3-19の場合)

( $\xi_0$ )<sub>s</sub>は0.26であり、運転による歯面のなじみを考えれば、スコアリング発生前の歯面粗さに対する膜厚比は0.3を超える。したがって、本実験では、スコアリングOK荷重の運転終了直前およびスコアリング発生直前の歯面の潤滑状態は、すべて混合潤滑と判断される。

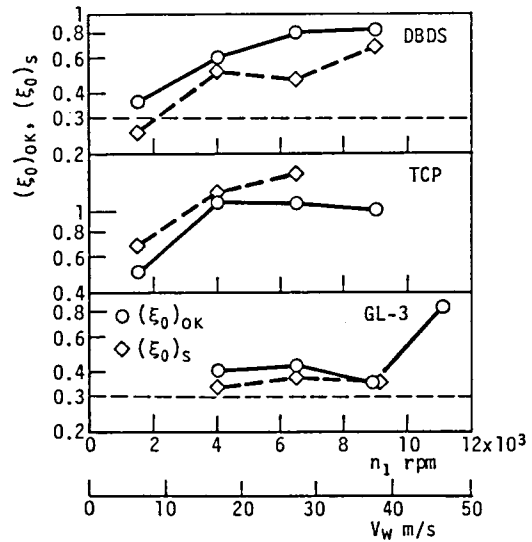


図3-23 スコアリングOK荷重の運転終了直前とスコアリング発生直前の幾何学的かみあい始めにおける膜厚比( $\xi_0$ )<sub>OK</sub>、( $\xi_0$ )<sub>s</sub>(図3-19の場合)

### 3・2・5 摩擦係数

歯車において運転中の歯面間の摩擦係数を知ることは困難である。そこで、本節でも第3.

1節と同様、供試歯車の歯形方向の中心線平均粗さとほぼ同じ軸方向の中心線粗さを有する円筒を用いた2円筒試験結果から、歯面間の摩擦係数を推定することにした。実験に用いた試験円筒の外径は60mm、幅は20mm、軸方向接触幅は供試歯車の歯幅にほぼ等しい5mmとした。試験円筒の材質はS45Cで、1173Kに1h保持後、水焼入れし、448Kで1h焼きもどした。外周面は円周方向に研削仕上げした。研削後の外周面の硬さは、約Hv(0.2)700であった。供試歯車の場合、幾何学的かみあい始めにあたる大歯車の歯先、および幾何学的かみあい終わりにあたる小歯車の歯先におけるすべり率はそれぞれ、+66.0%、+67.6%である。そこで、2円筒試験ではそのことを考慮し、高速側試験円筒のすべり率 $\sigma$ が+30.1、+58.9、+78.2%のもとで、 $n_1=1500, 4000, 6500, 9000$ rpmに対応するすべり速度で実験を行った。2円筒試験結果<sup>(15)</sup>によれば、本実験で用

いた試料油の場合、性状の違いによる摩擦係数の差は認められないので、実験は耐焼付き能が最も優れているGL-3で行った。給油温度および給油量は、歯車試験の場合と同じそれぞれ $323 \pm 1 \text{ K}$ 、 $500 \text{ mL/min}$ とし、かみこみ側ノズルから強制給油した。

一般に、摩擦係数は摩擦面の潤滑状態と、また摩擦面の潤滑状態は膜厚比と関係がある。実験は、弾性流体潤滑膜厚が荷重よりも粘度の影響を大きく受けることを考慮し、図3-22に示した歯面バルク温度を含む外周面バルク温度の範囲で負荷を調節して行った。図3-24は、2円筒試験で得られた $\sigma = +78.2\%$ における摩擦係数 $\mu$ と外周面バルク温度 $T_b$ を示す。 $T_b$ は、高速側試験円筒と低速側試験円筒の外周面バルク温度の平均値、 $V_s$ はすべり速度である。図3-24中の実線は、最小自乗法により得た $\mu$ と $T_b$ の二次式を示す。一定のすべり速度のもとでは、 $\mu$ は、 $T_b$ の低い範囲では $T_b$ の上昇につれて増大するが、ある $T_b$ 以上では逆に低下する。膜厚比から判断した摩擦面の潤滑状態は、前者では混合潤滑、後者では境界潤滑であった。すべり速度が高くなるにつれて $\mu$ は全体的に小さくなるとともに、 $\mu$ が最大となる $T_b$ は高くなる。

以上のことは他のすべり率においても同様であった。なお、 $T_b$ の上昇につれて $\mu$ の低下した原因としては、摩擦面が茶色になっていたことも考えると、酸化膜および極圧被膜の生成の効果があげられる。

ところで、図3-22に示した。 $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ は、上述の2円筒試験結果で $T_b$ の上昇につれて

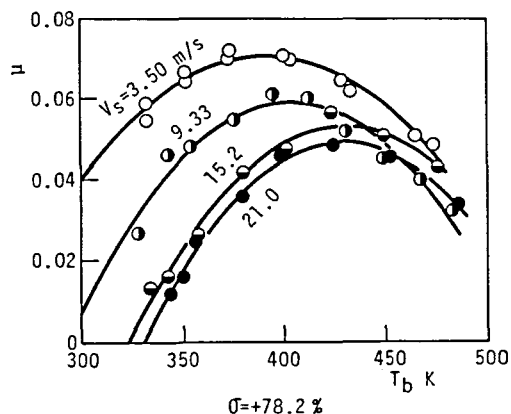


図3-24 2円筒試験で得られた摩擦係数 $\mu$ と外周面バルク温度 $T_b$ の関係 (GL-3)



$\mu$ が増大した混合潤滑状態の範囲に含まれる。これは、3・2・4でスコ어링OK荷重の運転終了直前およびスコ어링発生直前の歯車の潤滑状態はすべて混合潤滑にあると判断したことの妥当性を示唆している。

図3-25は、2円筒試験で得られた $\mu$ と $T_b$ の二次式をもとに直線補間法により求めた、図3-19の場合のスコ어링発生直前の幾何学的かみあい始めにおける摩擦係数 $\mu_{OK}$ 、 $\mu_s$ を示す。なお、GL-3の $n_1=11100$  rpmにおける $\mu_{OK}$ 、 $\mu_s$ は、

$n_1=9000$  rpmに対応する結果から求めた。いずれの試料油においても、回転速度の増大につれて $\mu_{OK}$ 、 $\mu_s$ は低下するが、 $n_1 \geq 4000$  rpmでは、 $\mu_{OK}$ 、 $\mu_s$ は、回転速度の影響をあまり受けない。

### 3・2・6 スコ어링の発生と温度の関係

スコ어링は、運転中の歯面の温度が高くなる高速・高負荷歯車で重要である。したがって、スコ어링の発生は、温度との関連においてしばしば検討される。ISOは、歯車の耐スコ어링負荷容量をBlok<sup>(15)</sup>のせん光温度の幾何学的かみあい域における平均値と歯面バルク温度の和である積分温度を基準にして計算する方式を提案している。しかし、その方式の妥当性が確認されているわ

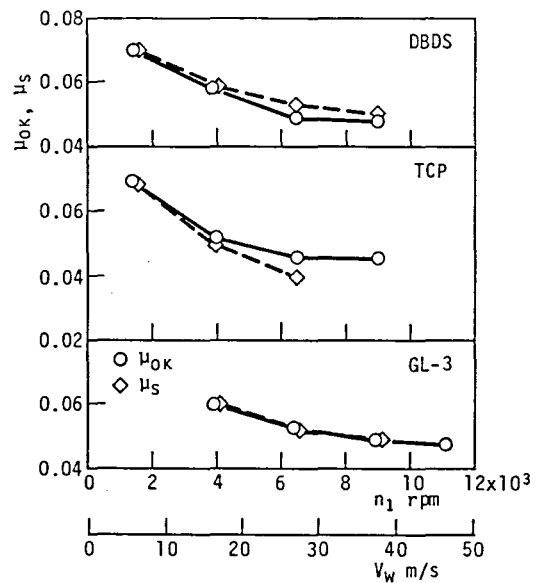


図3-25 スコ어링OK荷重の運転終了直前とスコ어링発生直前の幾何学的かみあい始めにおける摩擦係数 $\mu_{OK}$ 、 $\mu_s$  (図3-19の場合)

けではない。ここでは、スコーリングOK荷重の運転終了直前およびスコーリング発生直前の歯面バルク温度、接触面最高温度の最高値、積分温度を明らかにするとともに、それら温度と2円筒試験の焼付き発生直前の外周面バルク温度などの相関をすべり率、すべり速度、摩擦面の潤滑状態を考慮して検討する。なお、平歯車のスコーリング発生荷重は潤滑油のほかに歯面粗さ、歯面硬さなどの影響を受ける<sup>(17)</sup>ので、2円筒試験結果は、軸方向接触幅が5mmと20mmにおける結果<sup>(16)</sup>のうちで、供試大・小歯車の実験前の歯形方向の中心線平均粗さの和にほぼ等しい $0.5\sim 0.9\mu\text{m}$ におけるものを示した。試験円筒の形状、材質などは、3・2・5で述べたとおりであり、外周面の硬さは、供試歯車の歯先面硬さにほぼ等しい。

図3-26は、スコーリングが発生しやすかったかみあい始め側におけるスコーリングOK荷重の運転終了直前の歯面バルク温度 $(T_b)_{OK}$ とスコーリング発生直前の歯面バルク温度 $(T_b)_s$ 、および2円筒試験における焼付き発生直前の外周面バルク温度 $(T_b)_s$ を示す。歯車試験では、すべり速度 $V_s$ は幾何学的かみあい始めにおける値である。歯車試験における $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ は混合潤滑状態での値であり、図3-22に基づく。2円筒試験における $(T_b)_s$ は、混合潤滑状態から焼付きが発生した直前の高速側および低速側試験円筒外周面バルク温度の内、高い値の領域を示す。なお、DBDSの $\sigma = +41.9\%$ では、混合潤滑状態からの焼付きの発生はなく、試験機の許容荷重の12kN近くになっても、あるいは外周面バルク温度が600Kを超えても焼付かないこともあった。そこで、その場合の2円筒試験結果は、 $(T_b)_s$ の下限値に相当するものを示すにとどめ、境界潤滑状態であることを示すB.L.を付した。2円筒試験における $(T_b)_s$ からわかるように、同じ試料油であってもすべり率が小さくなれば焼付きを起こす外周面バルク温度は高くなる。供試歯車の場合、幾何学的かみあい始めにあたる大歯車の歯先におけるすべり率は+66.0%であるが、歯車試験における $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ は、DBDS

とTCPの場合、 $n_1 = 1500$ 、 $4000\text{rpm}$  に対応するすべり速度で、また、 $P_{OK}$ 、 $P_S$  がDBDS、TCPのそれらより高いGL-3の場合、 $n_1 = 4000, 6500\text{rpm}$  に対応するすべり速度では、2円筒試験で $\sigma = +78.2\%$ における $(T_b)_s$ の領域に含まれる。しかし、それ以外のすべり速度では、歯車試験の $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ は、2円筒試験で $\sigma = +78.2\%$ における $(T_b)_s$ 以上である。歯車試験における $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ は、すべり速度の影響をあまり受けないが、2円筒試験で $\sigma = +78.2\%$ における $(T_b)_s$ と比較すれば、低回転速度になるほどそれらは低くなる。その一つの原因としては、低回転速度ではスコアリング発生荷重が高く、したがって歯のたわみによるかみあい始めの歯先りょう

干渉の程度が厳しく、また干渉時間が長いことが考えられる。

図3-27は、歯車試験における幾何学的かみあい域内に対して得られたスコアリングOK荷重の運転終了直前の接触面最高温度の最高値  $\{(T_{cmax})_{max}\}_{OK}$  とスコ

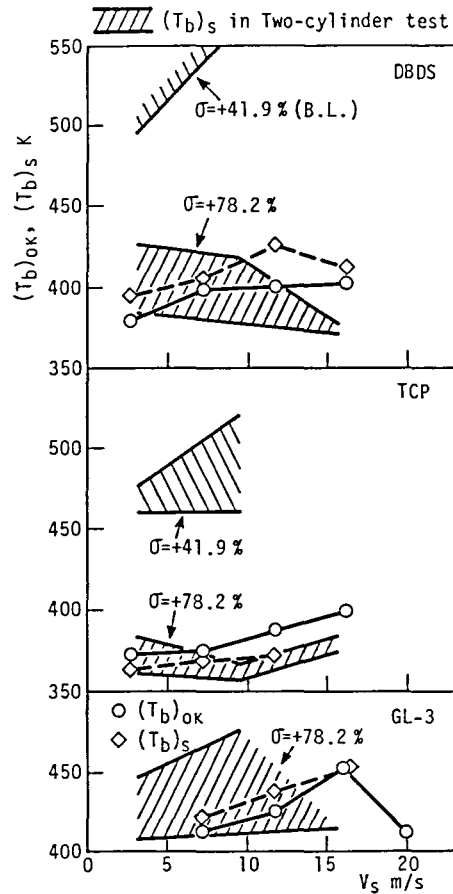


図3-26 スコアリングOK荷重の運転終了直前とスコアリング発生直前のかみあい始め側における歯面バルク温度 $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$  および2円筒試験における焼付き発生直前の外周面バルク温度 $(T_b)_s$  (混合潤滑状態)

ーリング発生直前の接触面最高温度の最高値 $\{(T_{cmax})_{max}\}_s$ 、および2円筒試験における焼付き発生直前の接触面最高温度 $(T_{cmax})_s$ であり、図3-26に対応する。歯車試験で各かみあい位置における接触面最高温度は、歯元ひずみから求めた歯面法線動荷重、歯面バルク温度および歯面上のすべり率、すべり速度と歯面バルク温度に対し2円筒試験結果から得られた摩擦係数を用いて求めた。使用した計算式および物性値は、第3.1節と同じであった。図3-26に示した $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ と比較して、いずれの試料油においても $\{(T_{cmax})_{max}\}_{OK}$ 、 $\{(T_{cmax})_{max}\}_s$ はすべり速度の増大によって大きくなる。 $\{(T_{cmax})_{max}\}_{OK}$ 、 $\{(T_{cmax})_{max}\}_s$ の一部は、2円筒試験での $\sigma = +41.9\%$ における $(T_{cmax})_s$ の領域に含まれる。供試歯車ですべり率が $+41.9\%$ になるかみあい位置は、幾何学的1対かみあい域内にある。それに対し、スコアリングが発生しやすかった部位は、すべり率の大きいかみあい始めであった。したがって歯車試験の $\{(T_{cmax})_{max}\}_{OK}$ 、 $\{(T_{cmax})_{max}\}_s$ と2円筒試験の $(T_{cmax})_s$ の間には良い相関があるとはいえない。

つぎに、積分温度について検討する。図3-28は、幾何学的かみあい域内の接触面最高温度をもとに得られたスコアリングOK荷重の運転終了直前の積分温度 $(T_{int})_{OK}$ とスコアリング発生直前の積分温度 $(T_{int})_s$ 、および2円筒試験における焼付き発生直前の積分温度 $(T_{int})_s$ であり、図3-26、3-27に対応する。なお、2円筒試験における $(T_{int})_s$ は、荷重、すべり速度、摩擦係数が試験円筒の円周方向の接触位置によらず一定であるため、図3-27に示した $(T_{cmax})_s$ と一致する。図3-27に示した歯車試験の $\{(T_{cmax})_{max}\}_{OK}$ 、 $\{(T_{cmax})_{max}\}_s$ と比較して、いずれの試料油においても $(T_{int})_{OK}$ 、 $(T_{int})_s$ のすべり速度による違いは小さい。しかし、図3-26に示した $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ と比較すれば、 $(T_{int})_{OK}$ 、 $(T_{int})_s$ のすべり速度による違いは大きい。なお、DBDSとTCPの $(T_{int})_{OK}$ 、 $(T_{int})_s$ は、2円筒試験で $\sigma = +41.9\%$ と $\sigma = +78.2\%$ における $(T_{int})_s$ の中間にある。また、GL-3のそれらは、2円筒試験で $\sigma = +78.2\%$ における $(T_{int})_s$ の領域内にある。

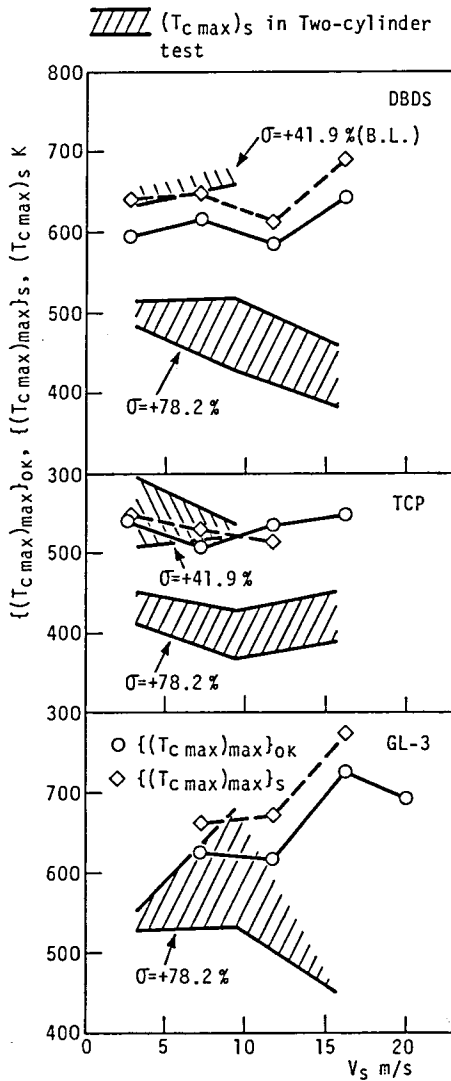


図3-27 スコーリングOK荷重の運転終了直前とスコーリング発生直前の接触面最高温度の最高値  $\{(T_{cmax})_{max}\}_{Ok}$ ,  $\{(T_{cmax})_{max}\}_s$  および2円筒試験における焼付き発生直前の接触面最高温度  $(T_{cmax})_s$  (混合潤滑状態, 図3-26に対応)

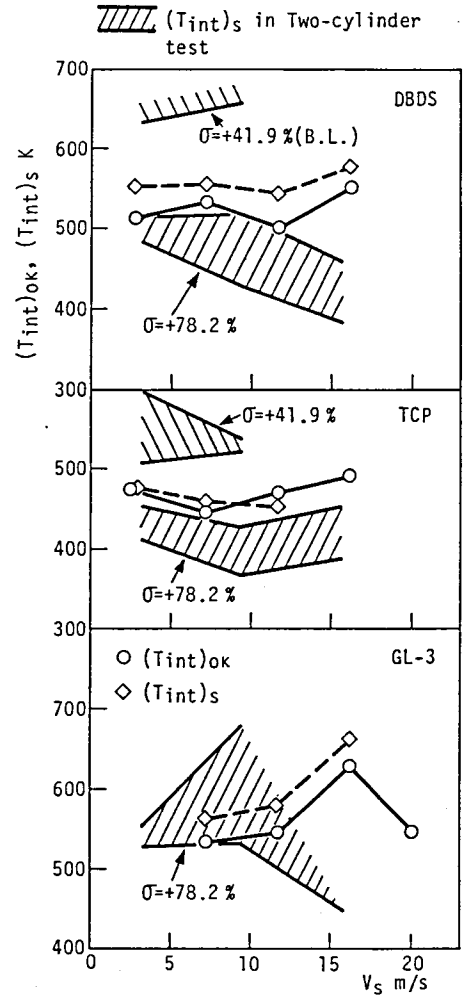


図3-28 スコーリングOK荷重の運転終了直前とスコーリング発生直前の積分温度  $(T_{int})_{Ok}$ ,  $(T_{int})_s$  および2円筒試験における焼付き発生直前の積分温度  $(T_{int})_s$  (混合潤滑状態, 図3-26, 3-27に対応)

いはその近くにある。このことは、スコアリングが発生しやすかった部位のすべり率を考えると、接触面最高温度の最高値より積分温度において2円筒試験結果との相関はよいことを示している。

### 第3.3節 総括

平歯車の耐スコアリング負荷容量計算法を確立するための基礎として、IAE形高速平歯車試験機を用いてスコアリング発生と温度の関係並びに歯車試験結果と2円筒試験結果との相関性をギヤ油基油および極圧油の場合について検討した。得られた結果は以下のように要約できる。

まず、ギヤ油基油の場合の結果より、

(1) 混合潤滑状態からのスコアリングの発生は、すべり速度、給油方向の影響を受けにくい歯面バルク温度と相関がある。

(2) 歯車のスコアリング発生温度は歯車のかみあい始めまたはかみあい終わりのすべり率、すべり速度に対応した2円筒試験における焼付き発生直前のバルク温度を参照して推定できる。

(3) 混合潤滑状態の場合、スコアリング発生直前の接触面最高温度の最高値および積分温度はすべり速度、給油方向の影響を大きく受けるため、スコアリング発生に対する基準温度とはなり得ない。

次に、極圧油の場合の結果より、

(4) 2円筒試験における耐焼付き能と同様、化学反応性の大きい極圧油の耐スコアリング能は高い。

(5) 供試歯車の幾何学的かみあい始めおよびかみあい終わりにおけるすべり率、すべり速度はほぼ同じであるが、スコアリングはかみあい終わり側よりかみ

あい始め側に発生しやすい。その一原因として、歯先りょう干渉の影響が考えられる。

(6) 接触面最高温度の最高値、積分温度と異なって、スコアリング発生直前の歯面バルク温度は、混合潤滑状態において回転速度の影響をあまり受けない。

(7) 歯先りょう干渉部は潤滑油の耐焼付き能が小さくなる純すべり接触状態にあり、しかも、かみあい始め側では大歯車の歯先りょうが小歯車の歯元の面に食い込もうとする厳しい潤滑条件下にある。これらのことを考えれば、混合潤滑状態においては、スコアリング発生直前の歯面バルク温度と2円筒試験における焼付き発生直前の外周面バルク温度との間には良い相関がある。

(8) ギヤ油基油の場合と同様、極圧油の場合の混合潤滑状態におけるスコアリング発生温度も、幾何学的かみあい始めまたはかみあい終わりのすべり率、すべり速度に対応した2円筒試験における焼付き発生直前の外周面バルク温度を参照して推定できる。

#### 参考文献

- (1) Niemann, G. and Lechner, G., The Measurement of Surface Temperatures on Gear Teeth, ASME, Ser. D, 87-3 (1965), 641.
- (2) 松本 将・中村寿夫・竹田宏造, ころがり・すべり接触面の温度とスコアリングについて, 潤滑, 21-9 (1976), 580.
- (3) 寺内喜男, 灘野宏正, 尾阪達郎, スコアリングに関する基礎的研究(第2報, 動力循環式歯車試験機による実験結果), 日本機械学会論文集, 41-343 (1975), 994.
- (4) ISO/DIS 6336/4, Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Part 4: Calculation of Scuffing Load Capacity, (1985).

- (5) 藤田公明・小幡文雄・国府忠志, 2円筒試験による潤滑油の焼付き強さに関する研究(第2報, 純すべり接触における焼付き挙動), 日本機械学会論文集(C編), 46-408(1980), 953.
- (6) 藤田公明・小幡文雄・山浦 泉, 2円筒試験による潤滑油の焼付き強さに関する研究(第3報, ころがり-すべり接触における基油の焼付き挙動および焼付きと温度の関係), 日本機械学会論文集(C編), 47-423(1981), 1518.
- (7) 藤田公明・小幡文雄, 潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらさの影響(第1報, 無添加ギヤ油の場合), 日本機械学会論文集(C編), 49-445(1983), 1521.
- (8) 藤田公明・小幡文雄・松尾浩平, 潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらさの影響(第2報, 極圧油の場合), 日本機械学会論文集(C編), 50-457(1984), 1612.
- (9) 藤田公明・小幡文雄・松尾浩平, 平歯車のスコ어링強さに及ぼす給油条件の影響, 潤滑, 20-12(1975), 859.
- (10) Poon, S.Y. and Haines, D.J., Frictional Behavior of Lubricated Rolling-Contacts Elements, Proc. Inst. Mech. Eng., Pt.1, 181(1966/67), 363.
- (11) Haines, D.J., Proc. Inst. Mech. Eng., 185(1970/71), 378.
- (12) Wang, K.L. and Cheng, H.S., A Numerical Solution to the Dynamic Load, Film Thickness and Surface Temperature in Spur Gears, Pt.2 Results, Trans. ASME, J. Mech. Des., 103-1(1981), 188.
- (13) Dowson, D. and Higginson, G.R., Elasto-hydrodynamic Lubrication, (1966), 70, Pergamon Press.
- (14) 日本潤滑学会編, 増訂 潤滑ハンドブック, (1980), 265, 養賢堂



- (15) Blok, H., Measurement of Temperature Flashes on Gear Teeth under Extreme-Pressure Conditions, Proc. Gen. Discus. Lub. & Lub., 2 (1937), 14.
- (16) 藤田公明・小幡文雄・山浦 泉・松尾浩平, 二円筒試験による極圧油の耐焼付き能に関する研究, 日本機械学会論文集 (C編), 49-440 (1983), 667.

## 第4章 歯先りょう干渉の影響

第3章ではギヤ油基油および極圧油を用いた場合の平歯車のスコアリングの発生と温度の関係を検討し、混合潤滑状態ではスコアリングの発生は歯面バルク温度と関係があること、スコアリングはかみあい終わり側よりかみあい始め側に発生しやすく、その一原因として歯先りょう干渉が考えられることを、大・小歯車の歯先におけるすべり率がほぼ同じ歯車対を用いた実験結果から明らかにした。歯先りょう干渉はかみあい始め、かみあい終わりといった限られた部位に発生するが、干渉部はすべりころがり接触下より潤滑油の耐焼付き能が小さくなる純すべり接触状態にある。ところで、上述の歯先りょう干渉を軽減する目的で、歯車には歯先修整が施される。歯先修整の効果に関する研究のほとんどは振動および騒音に関するものであり、スコアリングとの関連で歯先修整の効果を調べた研究は少ない。成瀬ら<sup>(1)</sup>、横山ら<sup>(2)</sup>は、歯先修整により平歯車のスコアリング限界荷重が増大することを示しているが、歯先りょう干渉については論じていない。また、スコアリングの発生と密接な関係にある作用歯面バルク温度の観点からの検討もなされていない。したがって、歯先りょう干渉を軽減するための歯先修整が作用歯面バルク温度に及ぼす影響を明らかにすることは、スコアリング発生機構および耐スコアリング負荷容量計算法を検討する上で重要である。本章においては、平歯車の耐スコアリング負荷容量に及ぼす歯先りょう干渉の影響を究明するとともに作用歯面バルク温度上昇に及ぼす歯先修整の影響を検討する。さらに、その結果を基に平歯車におけるスコアリングの発生と進展に及ぼす歯形の影響をギヤ油基油を用いて検討し、すべり率と歯先りょう干渉に注目した耐スコアリング負荷容量の高い歯形設計の考え方を示す。

#### 第4.1節 かみあい始め側とかみあい終わり側の歯先りょう干渉

本節では、スコアリングによりかみあい始め側の歯先りょう干渉が軽減された歯車対を用いた実験結果をもとに、平歯車の耐スコアリング負荷容量に及ぼすかみあい始め側とかみあい終わり側の歯先りょう干渉の影響の違いを究明する。

##### 4.1.1 実験方法

実験装置は第3章で用いたと同じ動力循環式 I A E 形高速歯車試験機であり、荷重は試験機停止中にトルク負荷用フランジ継手を用いて与える。ここで、第3.2節の実験で用いた表4-1に示す諸元の処女平歯車対の歯形をA、本実験で用いた第3.2節の実験でかみあい始め側にのみスコアリングが発生した平歯車対の歯形をBとする。歯形Bの歯車の歯先面硬さは歯形Aの歯車と変わりなく、Hv (0.2)680以上であったが、非スコアリング部であるかみあい終わり側歯形方向歯面粗さは、なじみのため歯形Aの歯車よりも小さく、約 $0.25\mu\text{mRa}$ であった。ところで、第3.2節の実験でかみあい始め側にのみスコアリングが発生したの

表4-1 供試平歯車の諸元

Items	Pinion	Gear
Module	5.08 (D.P. 5)	
Number of teeth	15	16
Standard pressure angle deg	20	
Addendum modification coefficient	0.457	0.400
Reference diameter mm	76.200	81.280
Tip circle diameter mm	89.916	94.417
Facewidth mm	4.76	5.20
Center distance mm	82.550	
Contact ratio	1.223	
Material	SNCM415	
Quality class	JIS B 1702-Class 0	
Tooth surface finishing	Grinding	

は、表4-2に示す性状のギヤ油基油にトリクレジルフォスフェートをりん量で0.1 wt% 単独に添加して作成したりん系極圧油TCPと表4-2に示す性状の硫黄-りん系自動車用ギヤ油GL-3においてであった。そこで、実験は、それらの試料油について、歯形Bの歯車を第3.2節におけると同じ試料油、回転速度の組合せで用いて行った。なお、歯形Aの歯車を用いた実験において、かみあい始め側のスコアリング発生によるかみあい終わり側の歯面バルク温度の上昇量は、概ね5 K以内の小さいものであった。また、2円筒試験結果<sup>(3)</sup>から、歯形Aと歯形Bの歯車の実験前歯面粗さの違いは、耐スコアリング負荷容量に大きな影響を及ぼすほどのものではないと判断できた。

実験方法、給油条件は第3.2節で示したとおりである。すなわち、TCPの場合は小歯車回転速度  $n_1 = 1500 \sim 9000$  rpmの範囲、GL-3の場合は  $n_1 = 4000 \sim 11100$  rpmの範囲で、それぞれ荷重をスコアリング発生検知まで段階的に増加して実験を行った。初期全歯面法線荷重および各荷重段階の全歯面法線荷重増加量は、TCPの場合、 $n_1 = 1500$  rpmのときいずれも1.14 kN、 $n_1 \geq 4000$  rpmのときいずれも0.57 kNとし、GL-3の場合は回転速度によらずいずれも1.14 kNとした。なお、負荷後、電動機を起動し、80 s以内に所定の回転速度

表4-2 試料油の性状

Items		Gear base oil	Automotive gear oil
Specific gravity	288/277 K	0.891 9	0.898 2
Flash point	K	557	509
Pour point	K	265.7	255.7
Kinematic viscosity	313 K	214.2	209.2
	mm <sup>2</sup> /s 373 K	18.67	18.04
Viscosity index		97	95
Sulfur concentration	wt%	0.54 <sup>+</sup>	1.08 <sup>++</sup>
Phosphorus concentration	ppm	—	290

+ : natural content, ++ : including natural content

にした。また、各荷重段階での運転時間は歯の温度がほぼ定常に達する600 sとし、600 sの休止時間中に歯面の観察および荷重の増加を行った。試料油は $323 \pm 1$  Kに制御し、孔径0.7 mmのノズルを用いてかみこみ側からかみあいピッチ点方向歯車中心線に垂直に500 mL/minで強制給油した。

熱の発生と放散状態によって定まる運転中の作用歯面バルク温度（以後、歯面バルク温度と称す）<sup>(4)</sup>は、大・小歯車それぞれ一つの歯に線形0.1 mmの熱電対を設置して測定した。その場所は、作用歯面下0.9 mm、歯の端面から1 mmで、かみあい始め側とかみあい終わり側の幾何学的2対かみあい域内およびかみあいピッチ点であった。運転中の歯面法線動荷重は、小歯車圧縮側歯元すみ肉部にはりつけたゲージ長0.3 mmの抵抗線ひずみ計により測定した歯元ひずみから求めた。

スコアリングの発生は歯面バルク温度の急上昇から判定したが、試料油GL-3の場合、スコアリング発生以前にかみあいピッチ点付近にスポアリングが発生したために振動、騒音が増大して、運転続行不可能になることが多かった。

#### 4・1・2 かみあい始めとかみあい終わりの歯先りょう干渉に関する考察

##### a. 歯形曲線

図4-1は、試料油GL-3の実験で用いた歯形Bを歯形Aおよび実験後の歯形と対比させて示したものである。図4-1中で、領域A～Bと領域C～Dは幾何学的2対かみあい域、領域B～Cは幾何学的1対かみあい域である。また、幾何学的かみあい始めの点はA、かみあいピッチ点はPである。歯形Aの大・小歯車の歯先修整量はいずれも約20 μmである。一方、歯形Bの場合、かみあい終わり側に歯形摩耗はほとんど認められないが、かみあい始め側ではスコアリングによる歯形摩耗がかみあいピッチ点近くまで達しており、歯形摩耗を歯形修整とみなせば、幾何学的かみあい始めの歯形修整量は歯形Aの3倍以上である。このことは

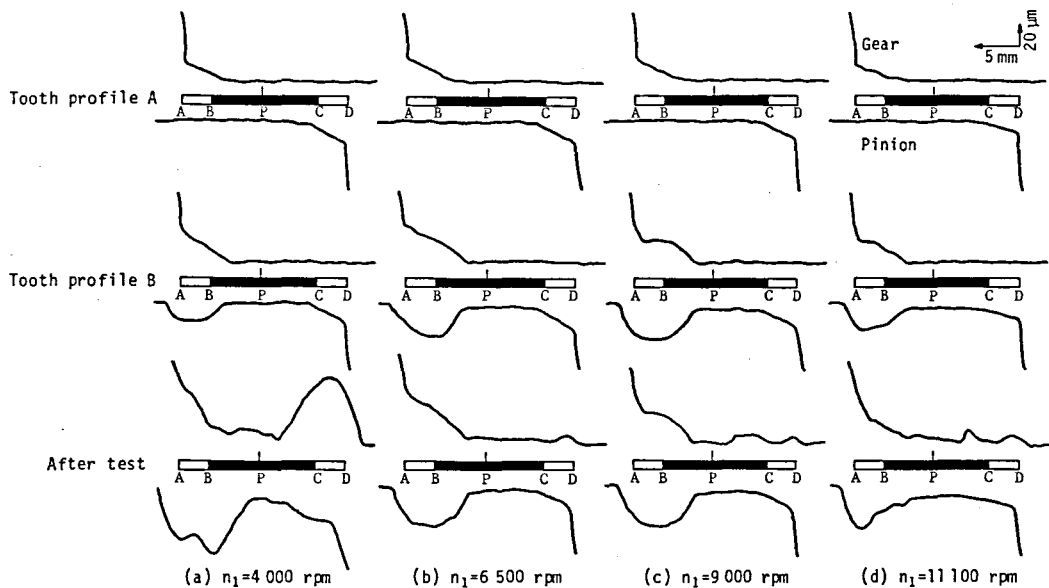


図4-1 歯形曲線 (GL-3)

試料油TCPの実験でも同様であった。なお、歯形Bの場合、計算上、少なくとも歯面法線荷重で約3kNまで歯先りょう干渉は発生しなかった。実験後の歯形曲線からわかるように、 $n_1=4000$ rpmではかみあい始め側、かみあい終わり側いずれにもスコアリングによる大きな歯形摩耗が認められるが、小歯車の1～9枚の歯のかみあいピッチ点付近に発生したスポーリングのために振動、騒音が増大して運転続行不可能になった。 $n_1 \geq 6500$ rpmでは、かみあい終わり側の歯形曲線に顕著な変化は認められない。なお、 $n_1 \geq 6500$ rpmの歯形曲線は、スポーリング部を避けて測定した。

#### b. 歯元ひずみ

ここで、歯元ひずみと摩擦熱量に及ぼす歯形の影響を検討する。図4-2は、試料油GL-3の実験で得られた小歯車圧縮側歯元ひずみ波形と摩擦熱量分布を示

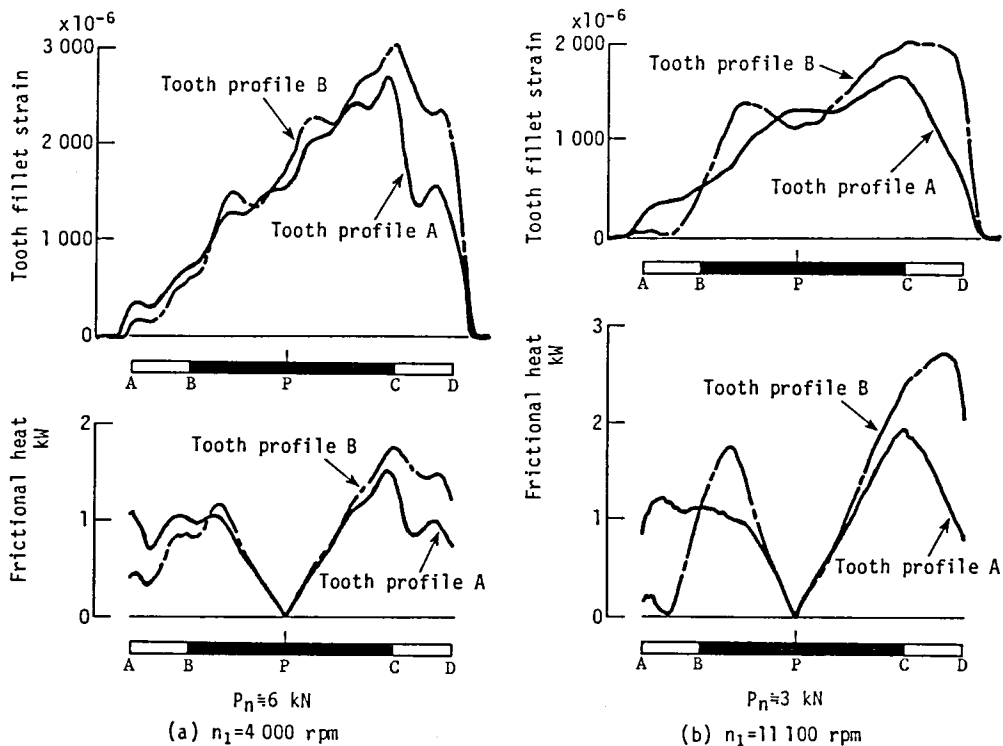


図4-2 小歯車圧縮側歯元ひずみ波形と摩擦熱量分布 (GL-3)

したものである。図4-2中の $P_n$ は、試験機停止後、小歯車圧縮側動力循環軸にはりつけた抵抗線ひずみ計で測定した負荷トルクから求めた全歯面法線荷重を示す。なお、負荷トルクは実験ごとにある程度異なっていたので、図4-2中には $P_n$ の概略値を示した。摩擦熱量は、歯元ひずみから求めた歯面法線荷重、第3章で示した2円筒試験で得られた摩擦係数と外周面バルク温度の関係から求めた摩擦係数を用いて計算した。歯形Bの場合、動のかみあい率の減少のために歯形Aの場合より振動、騒音は増大したが、図4-2からわかるように、スコアリングが発生しやすかったかみあい始め側の分担荷重、摩擦熱量、歯先りょう干渉は大幅に軽減された。その一方、かみあい終わり側の分担荷重、摩擦熱量は増大した。

### c. スコーリング発生荷重と歯面バルク温度

スコーリング発生荷重に及ぼす歯形の影響を図4-3に示す。  $V_w$  はかみあいピッチ円周速度を示す。TCPの場合、かみあい終わり側にもスコーリングが発生して運転続行不可能になったが、GL-3の場合は、かみあい終わり側にスコーリングが発生する以前にかみあいピッチ点付近にスポーリングが発生したために運転続行不可能になることが多かった。図4-3中に示したS、SPはそれぞれ、スコーリング、スポーリングが発生したことを示す。スコーリングとスポーリングがともに発生した場合は、SとSPを併記した。+印は、増速中にスコーリングが発生したことを示す。なお、スポーリング発生後の負荷トルクから求めたかみあいピッチ点におけるヘルツ応力は、TCPの  $n_1 = 1500 \text{ rpm}$  で  $3030 \text{ MPa}$ 、GL-3では  $2270 \sim 2990 \text{ MPa}$  であり、かなり高かった。ところで、供試歯車の場合、幾何学的かみあい終わりにあたる小歯車歯先のすべり率は  $+67.6\%$  で、幾何学的かみあい始めにあたる大歯車歯先のすべり率  $+66.0\%$  よりやや大きい。しかし、いずれの試料油においても、かみあい始め側の歯形摩耗によりかみあい終わり側の分担荷重、摩擦熱量は増大したにもかかわらず、歯形Bのスコーリング発生荷重は歯形Aより全体的に高い。また、スコーリング発生荷重の増加量は低回転速度ほど大きく、  $n_1 = 9000 \text{ rpm}$  に近づくにつれて小さくなる。これらと同様な傾向は、大・小歯車の歯先におけるすべり率、すべり速度が供試平歯車のようにほぼ同じである

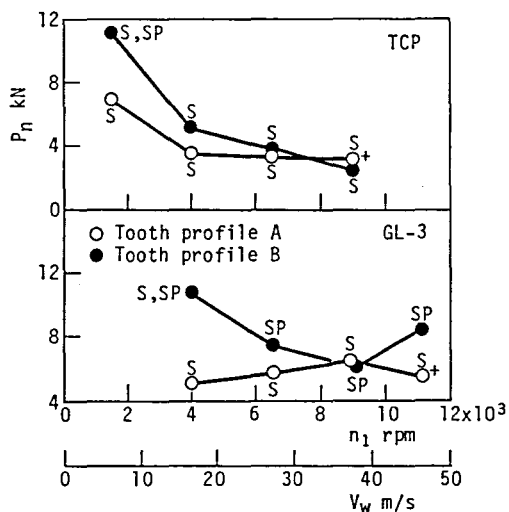


図4-3 スコーリング発生荷重



平歯車対を用いて、かみあい始め側の歯先修整量がスコアリング限界荷重に及ぼす影響を調べた成瀬ら<sup>(1)</sup>の実験結果においても認められる。なお、GL-3では、 $n_1 = 9000 \text{ rpm}$  で再びスコアリング発生荷重の増加量が大きくなる傾向が見られる。

スコアリングあるいはスポアリング発生直前の図4-3に対応する歯面バルク温度を図4-4に示す。一般に歯面バルク温度 $T_b$ は大・小歯車で、またかみあい位置によって異なったが、図4-4中の $T_b$ はスコアリングが発生しやすかった部位で温度が高かった歯車におけるものであり、歯形A、歯形Bではそれぞれかみあい始め側、かみあい終わり側幾何学的2対かみあい域内の概ね小歯車の歯面バルク温度であった。なお、上述のスコアリングが発生しやすかった部位におけるスコアリングあるいはスポアリング発生直前の大・小歯車歯面バルク温度の差は、いずれの試料油においても歯形Aでは10K以内、歯形Bでは20K以内であった。また、かみあい位置による大・小歯車歯面バルク温度の差は、いずれの試料油、歯形においても2~20Kであった。図4-4からわかるように、TCPの場合、歯形Bのスコアリング発生直前の歯面バルク温度は、歯形Aより30~60K高く、回転速度の影響をほとんど受けない。なお、スコアリング発生荷重はほぼ同じであったにもかかわらず、回転速度によっては歯形Aのスコアリング発生直前の $T_b$ が歯形Bよりかなり低くなっている。これは、歯面バルク温度上昇率が大きい増速中あるいは所定の回転速度

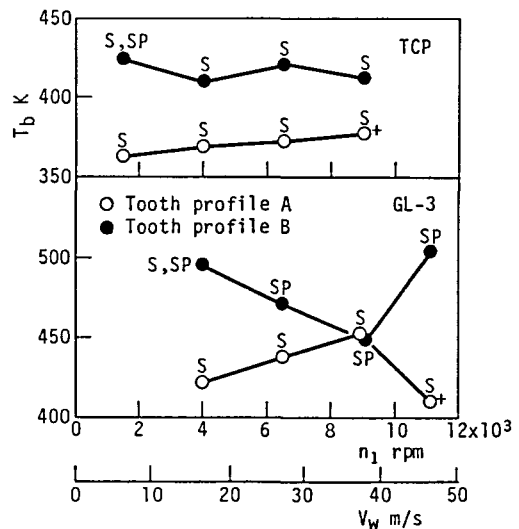


図4-4 歯面バルク温度 (図4-3に対応)

に達したあと短時間に、スコ어링が発生したためである。次に、GL-3の場合であるが、歯形Bでは、 $n_1=4000\text{rpm}$ のとき以外はスコ어링発生以前にスポーリングが発生したため、かみあい始め側の歯形摩耗によってスコ어링発生直前の $T_b$ がどの程度上昇するかははっきりしたことはわからない。しかし、 $n_1=4000\text{rpm}$ で歯形Bのスコ어링発生直前の $T_b$ は歯形Aより約70K高いことなどから判断して、歯形Bのスコ어링発生直前の $T_b$ は、歯形Aより50K以上は高く、500Kを超えられると思われる。

#### d. 歯面の潤滑状態と極圧被膜の生成状態

前述のように、供試歯車の幾何学的かみあい始め、かみあい終わりのすべり率はかなり高い。極圧油が歯車のスコ어링のような焼付き損傷防止に有効であるのは、摩擦面金属と極圧剤が反応して生成される極圧被膜によって金属同士の直接接触が軽減されるためである。しかし、前述のように、潤滑油には、すべり率が高くなれば、混合あるいは完全な弾性流体潤滑状態から焼付きが発生しやすくなるために耐焼付き能は低下する、という性質がある。ここで、本実験における歯面の潤滑状態および極圧被膜の生成状態について検討する。

第3章と同様、歯面の潤滑状態は、Grubinの式を用いて求めた弾性流体潤滑膜厚の合成粗さに対する比すなわち膜厚比で判

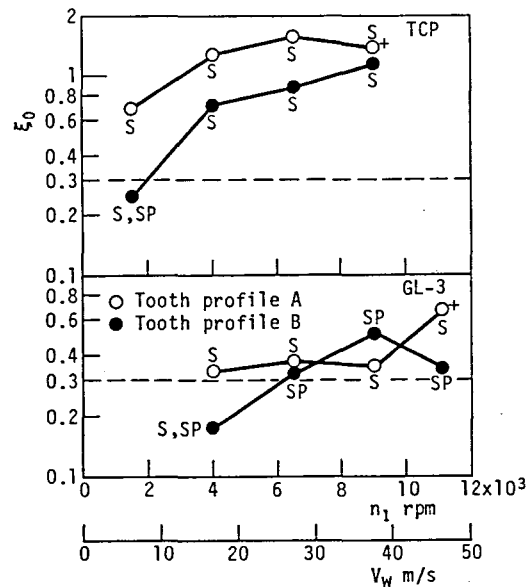


図4-5 膜厚比 (図4-3に対応)

断した。スコアリングあるいはスポアリング発生直前の図4-3に対応する膜厚比を図4-5に示す。膜厚比 $\xi_0$ は、スコアリングが発生しやすかった部位、すなわち歯形Aでは幾何学的かみあい始め、歯形Bでは幾何学的かみあい終わりに対して求められた。合成粗さは、それぞれの歯形を用いた実験を始める前の大・小歯車歯形方向の粗さ曲線から求めた。弾性流体潤滑膜厚の計算には、かみあい始め側あるいはかみあい終わり側幾何学的2対かみあい域内の大・小歯車歯面バルク温度の平均値に対する粘度、ナフテン系鉱油に対する粘度-圧力係数の計算式<sup>(5)</sup>と歯元ひずみから求めた歯面法線荷重を用いた。摩擦面の潤滑状態と膜厚比の関係によれば、 $\xi_0 \leq 0.3$ で境界潤滑状態、 $0.3 < \xi_0 \leq 3.7$ で混合潤滑状態となる<sup>(6)</sup>。したがって、歯形Aでは、試料油によらずスコアリングは混合潤滑状態から発生したことになる。なお、歯形Aで増速中にスコアリングが発生した場合の膜厚比(図4-5中で+印を付してある)は、スコアリングが発生したときの回転速度、歯面バルク温度を用いて求めた。一方、歯形Bでは、膜厚比は歯形Aより全体的に小さい。しかし、TCPの場合、 $n_1 \geq 4000 \text{ rpm}$ のときのスコアリングはやはり混合潤滑状態から発生した。

$\xi_0 = 0.25$ の $n_1 = 1500 \text{ rpm}$ のときも、スコアリング発生前の粗さに対する膜厚比は0.3を超えた。図4-6にその実験後のXMA(X線マイクロアナライザ)によるかみあい終わり側幾何学的2対かみあい域内非スコアリング部のりんおよび酸素の分析結果を示したが、極圧被膜は歯面全体には生成されていない。したがって、TCP

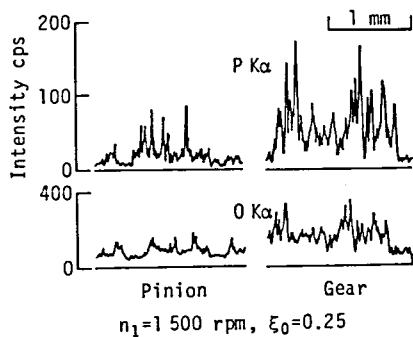


図4-6 XMAによる非スコアリング部の分析結果(TCP, 歯形Bの実験後)

Pの場合、いずれの歯形においても、スコアリングは混合潤滑状態から発生したと判断できる。次に、GL-3の場合、スコアリングが発生した  $n_1 = 4000 \text{ rpm}$  のときは境界潤滑状態であったが、スコアリングが発生した  $n_1 \geq 6500 \text{ rpm}$  では混合潤滑状態であった。ただし、TCPより化学反応性が優れている<sup>(6)</sup>ことを反映して、膜厚比が0.3近くになってもスコアリングは発生しなかった。なお、図4-7にGL-3の  $n_1 = 6500 \text{ rpm}$  のときの実験後のかみあい終わり側幾何学的2対かみあい域内非スコアリング部の硫黄、りんおよび酸素の分析結果を示したが、GL-3といえども膜厚比が0.3を超えた状態では、耐スコアリング負荷容量を高めるのに有効な硫黄は局所的にしか検出されなかった。

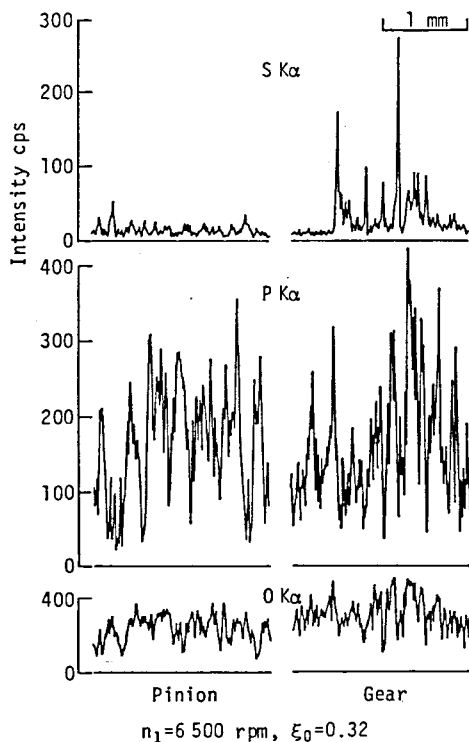


図4-7 XMAによる非スコアリング部の分析結果（GL-3，歯形Bの実験後）

#### e. スコアリング発生温度の2円筒試験結果との相関

4・1・2・cで明らかにしたように、かみあい始め側の歯形摩耗は、スコアリング発生荷重、スコアリング発生直前の歯面バルク温度の向上に有効であった。しかし、GL-3より化学反応性が劣るTCPの場合、歯形Bにおいても、極圧被膜は歯面全体には生成されず、スコアリングは混合潤滑状態から発生した。第

3章で、混合潤滑状態におけるスコアリング発生温度は、幾何学的かみあい始めあるいはかみあい終わりのすべり率、すべり速度に対応させた2円筒試験における焼付き発生直前の外周面バルク温度を参照して推定できることが明らかになった。ただし、使用した歯車は歯形Aであり、スコアリングは歯先りよう干渉のためにかみあい始め側に発生しやすかった。本実験で用いた歯形Bでは、かみあい始め側の歯先りよう干渉は軽減されたが、図4-2に示した歯元ひずみからわかるように、かみあい終わり側の歯先りよう干渉部に作用する荷重は歯形Aより増大した。しかしながら、図4-1に示したGL-3の $n_1 \geq 6500 \text{ r p m}$ の実験後の歯形曲線と図4-3、4-4に示した歯形Bのスコアリング発生荷重、歯面バルク温度が歯形A以上であることから判断すれば、かみあい終わり側の歯先りよう干渉は、耐スコアリング負荷容量を減少させないといえる。

ここで、歯形Bのスコアリング発生温度と2円筒試験結果の相関を、混合潤滑状態からスコアリングが発生したTCPの場合について検討する。図4-8にその相関を歯形Aの結果とあわせて示す。 $(T_b)_s$ 、 $(T_b)_{OK}$ はそれぞれ、スコアリング発生直前あるいは2円筒試験における焼付き発生直前の歯面あるいは外周面バルク温度と積分温度を示す。積分温度は、現在ISOで討議されている平歯車およびは

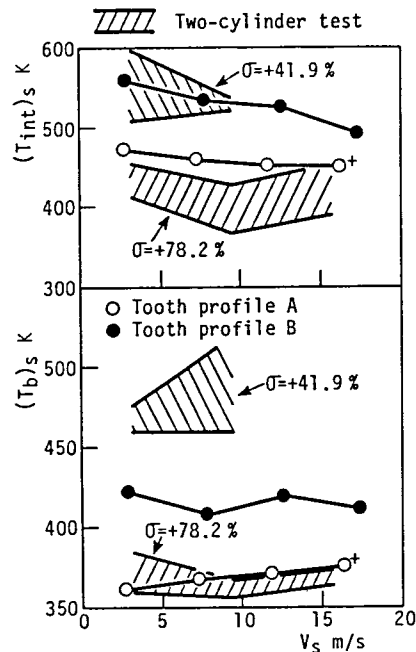


図4-8 スコアリング発生温度の2円筒試験結果との相関 (TCP, 混合潤滑状態)

すば歯車の耐スコアリング負荷容量計算法で用いられている、幾何学的かみあい域におけるせん光温度の平均値に歯面バルク温度を加えた温度であり、2円筒試験では接触面最高温度に等しい。 $V_s$ はすべり速度であり、歯形Aでは幾何学的かみあい始め、歯形Bでは幾何学的かみあい終わりといったいずれもスコアリングが発生しやすかった部位における値を採用した。なお、2円筒試験結果は第3.2節で示したと同じものである。まず、 $(T_b)_s$ について検討する。図4-8に示したように、2円筒試験における $(T_b)_s$ は、すべり率 $\sigma$ の増大により著しく低下する。かみあい始め側にスコアリングが発生した歯形Aの場合、幾何学的かみあい始めにあたる大歯車歯先のすべり率は+66.0%であり、2円筒試験における $\sigma = +78.2\%$ より小さいにもかかわらず、 $(T_b)_s$ は $\sigma = +78.2\%$ の2円筒試験における $(T_b)_s$ の領域に含まれるかその近傍にある。一方、かみあい終わり側にスコアリングが発生した歯形Bの場合、幾何学的かみあい終わりにあたる小歯車歯先のすべり率は上述の大歯車歯先のすべり率よりも大きい+67.6%であるが、 $(T_b)_s$ は2円筒試験の $\sigma = +41.9\%$ と $\sigma = +78.2\%$ における $(T_b)_s$ の領域の中間にあり、2円筒試験結果とよい相関にある。また、歯形Aと比較して歯形Bの $(T_b)_s$ に及ぼすすべり速度の影響は小さい。次に、 $(T_{int})_s$ について検討する。歯形Aの $(T_{int})_s$ は、2円筒試験の $\sigma = +41.9\%$ における $(T_{int})_s$ に匹敵するまで高くなっており、またすべり速度の増大によって減少する。このことは、混合潤滑状態では、 $(T_b)_s$ の場合と比較して、歯車における $(T_{int})_s$ と2円筒試験における $(T_{int})_s$ の相関は悪く、 $(T_{int})_s$ は耐スコアリング負荷容量を計算するための指標としても適当でないことを示唆している。

#### 第4.2節 作用歯面バルク温度に及ぼす歯先修整の影響

第4.1節で、かみあい始め側の歯先りょう干渉は、かみあい終わり側の歯先りょう干渉と異なって耐スコーリング負荷容量を減少させるため、軽減する必要があることが明らかとなった。歯先りょう干渉とは、歯のたわみ、歯車の精度に起因する幾何学的かみあい域外のかみあいである。歯先りょう干渉部の接触状態は潤滑油の耐焼付き能が著しく低下する純すべりであり、このことが平歯車の耐スコーリング負荷容量を低下させる原因となる。特に、被動歯車の歯先りょうが駆動歯車の歯元面に食い込もうとする干渉状態にあるかみあい始め側では、スコーリングの発生と進展に及ぼす歯先りょう干渉の影響は大きい。本節では、かみあい始め側の歯先りょう干渉を軽減するための歯先修整がスコーリングの発生と密接な関係にある作用歯面バルク温度に及ぼす影響を、歯先修整による動荷重の変化を考慮して検討する。

#### 4.2.1 供試歯車および実験方法

##### a. 供試歯車

表4-3 供試平歯車の諸元

Items	Pinion	Gear
Module	5.08 (D.P. 5)	
Number of teeth	15	16
Standard pressure angle deg	20	
Addendum modification coefficient	0.457	0.400
Reference diameter mm	76.200	81.280
Tip circle diameter mm	89.916	94.417
Facewidth mm	4.76	4.77
Center distance mm	82.55	
Contact ratio	1.223	
Material	SNCM415	
Quality class	JIS B 1702 Class 0	
Tooth surface finishing	Grinding	

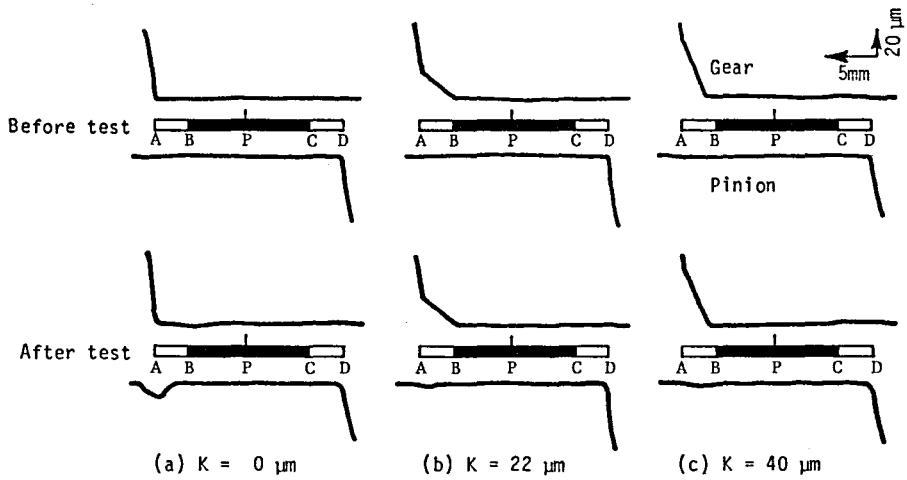


図4-9 歯形曲線

表4-3、図4-9はそれぞれ、実験に用いられた平歯車対の諸元および歯形曲線を示す。なお、第4.1節で用いられたスコアリング実験用平歯車の歯幅は曲げ強さを増加させるためにかみあいピッチ点付近から歯元にかけて広がっていた。それに対し、本実験の歯幅は一定である。

図4-9中で、A～B、C～Dの範囲は幾何学的2対かみあい域を、B～Cは幾何学的1対かみあい域を、点Aは幾何学的かみあい始めの点を、点Pはかみあいピッチ点をそれぞれ示す。歯先修整はかみあい始め側にあたる大歯車の歯先部2対かみあい域内のみ施し、歯先修整量Kは $0\mu\text{m}$ (無修整)、 $22\mu\text{m}$ 、および $40\mu\text{m}$ の3種類とした。大・小歯車ともガス浸炭焼入れ・焼戻し後マージ研削仕上げし、有効硬化層深さは約 $0.8\text{mm}$ 、歯先面硬さは約 $\text{Hv}(0.3)800$ 以上、歯形方向の歯面粗さは $0.3\sim 0.6\mu\text{m Ra}$ であった。

#### b. 実験方法

実験には動力循環式IAE形歯車試験機を使用した。供試平歯車対は小歯車駆



動であり、荷重は試験機停止中にトルク負荷用フランジ継手を用いて加えた。実験は小歯車回転速度  $n_1$  が 4000 r p m と 9000 r p m で行った。試験機は負荷後、低回転速度で起

表4-4 歯車潤滑油の性状

Specific gravity	288/277 K	0.899 5
Flash point	K	497
Pour point	K	255.5
Kinematic viscosity	mm <sup>2</sup> /s	310.8 K
		371.9 K
Viscosity index		99
Sulfur concentration	wt%	2.0
Phosphorus concentration	wt%	0.19

動し、80 s 以内に所定の回転速度にした。歯先りょう干渉状態は荷重によって異なるので、作用歯面バルク温度上昇に及ぼす歯先修整の影響は、一種類の大歯車歯先修整量に対して  $n_1 = 4000$  r p m,  $n_1 = 9000$  r p m と交互に回転速度を変え、低荷重から順次荷重を増加させて調べた。各荷重段階の運転時間は歯の温度がほぼ定常に達する 600 s とした。実験中にスコアリングが発生することを防止するため、歯車潤滑油としては表4-4に示す性状の S P 系極圧ギヤ油を用いた。潤滑油は  $323 \pm 1$  K に制御し、孔径 0.7 mm のノズルを用いてかみこみ側からかみあいピッチ点方向に歯車中心線に垂直に 200 m L / m i n の割合で強制給油した。なお、第 4. 1 節の実験では給油量は 500 m L / m i n であったが、本実験では、潤滑油による冷却効果を小さくして作用歯面バルク温度上昇に及ぼす歯先りょう干渉の影響をできるだけ明瞭にするため、給油量は少なく設定した。

歯先りょうの干渉状態は大歯車の圧縮側歯元ひずみから判断した。歯元ひずみは、ゲージ長さ 0.3 mm の抵抗線ひずみ計を用いて、スリップリング、動ひずみ計を介し、かみあいピッチ点で大歯車の 1 歯ごとに発生するパルスとともにデータレコーダに記録した。なお、パルスは歯車のかみあい位置を知るために用いた。また、被動歯車である大歯車の歯元ひずみを測定した理由は、近寄り側のその歯元ひずみは小歯車の歯元ひずみより一般に大きくて、かみあい始めの歯先りょう干渉状態を知るのに都合がよかったからである。運転中の大・小歯車の作用歯面バルク温度は、線径 0.1 mm の熱電対を用いて測定し、ペンレコーダに記録した。

熱電対設置位置は大・小歯車の作用線上において近寄り側と遠のき側の幾何学的2対かみあい域の中央で，作用歯面下 1mmであった。

#### 4・2・2 かみあい始めの歯先りよう干渉量

作用歯面バルク温度上昇に及ぼす歯先修整の影響を論じる前に，本項では歯のたわみによって生じるかみあい始めの歯先りよう干渉量について検討する．なお，田中ら<sup>(3)</sup>は歯のたわみによるかみあい始めの点のずれを解析し，低荷重においてもかなり大きいずれを生じることを明らかにしているが，実験で検証していない。

##### a. 解析

図4-10は，一法線ピッチ前でかみあっている歯のたわみのために，幾何学的かみあい始めの点Rより前の点Sで小歯車の歯元面と大歯車の歯先りようが，接触し始めたときの状態を示す．作用線上でみれば歯先りよう干渉は点R<sub>1</sub>で始まり，点Rで終了する．ここで，作用線上の距離RR<sub>1</sub>をかみあい始めの歯先りよう干渉量gと定義する．gは式(4-1)～(4-4)に示す幾何学的関係式を満足する値として求

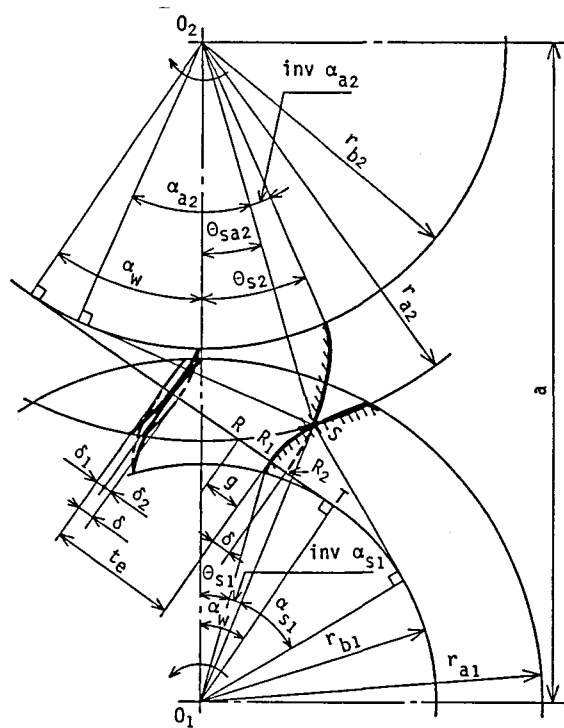


図4-10 かみあい始めの歯先りよう干渉

められる。

$$1 - \frac{2a}{r_{b1}} \cos \alpha_{s1} \cdot \cos(\theta_{s1} + \text{inv} \alpha_{s1}) + \frac{(a^2 - r_{a2}^2)}{r_{b1}^2} \cos^2 \alpha_{s1} = 0 \dots (4-1)$$

$$\theta_{s1} = \alpha_w - \frac{g_a - g}{r_{b1}} \dots (4-2)$$

$$\delta = g_a - g - a \sin \alpha_w + r_{b2} (\theta_{sa2} + \text{inv} \alpha_{a2} + \alpha_w) \dots (4-3)$$

$$\theta_{sa2} = \sin^{-1} \left( \frac{r_{b1}}{r_{a2}} \frac{\sin(\theta_{s1} + \text{inv} \alpha_{s1})}{\cos \alpha_{s1}} \right) \dots (4-4)$$

ここに、 $a$ は中心距離、 $r_a$ は歯先円半径、 $r_b$ は基礎円半径、 $\alpha_w, \alpha_{a2}$ はそれぞれかみあいピッチ点および大歯車歯先における圧力角、 $\delta$ は大・小歯車の歯のたわみ量の和である。 $g_a$ は点Rから点Tまでの作用線上の距離である。添字1, 2はそれぞれ小歯車および大歯車の値であることを示す。なお、大歯車の歯先が修整されている場合、式(4-3)の代わりに歯先修整量 $K$ を考慮した次式を用いる。

$$\delta = g_a - g - a \sin \alpha_w + r_{b2} (\theta_{sa2} + \text{inv} \alpha_{a2} + \alpha_w) - K \dots (4-5)$$

ところで、修整歯車で歯先りよう干渉が発生しないような低荷重の場合、かみあい開始点は幾何学的かみあい領域内の歯先修整部分となり、それは分担荷重が零から正に変わる境界点として求められる。ここで、作用線上におけるその位置 $g$ を幾何学的かみあい始めの点からの距離に負号を付けたものとして定義する。

#### b. 静的かみあいにおける歯先りよう干渉

実験には、表4-3および図4-9に示した平歯車、表4-4に示した潤滑油をそれぞれ用いた。

静的かみあいにおける歯車のかみあい位置は、大・小歯車歯面間のまたぎ距離を測定する方法<sup>(9)</sup>により求めた。歯先りよう干渉が発生していれば、その距離は幾何学的かみあい始めにおけるまたぎ距離よりも大きくなる。

図4-11は、 $g/te$ と $P_n/b_1$ の関係を示す。 $te$ は法線ピッチ、 $P_n$ は全歯面法線荷重、 $b_1$ は小歯車の歯幅である。 $g/te > 0$

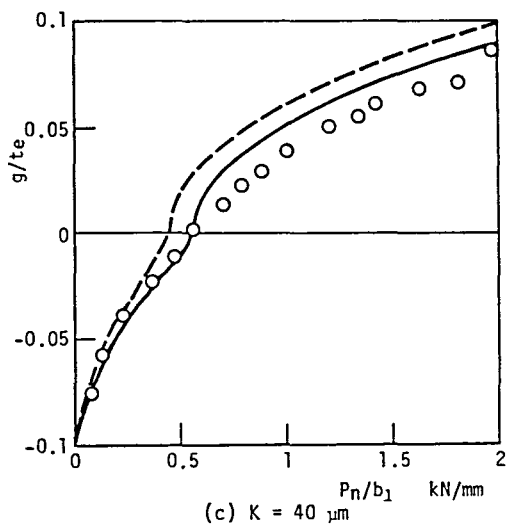
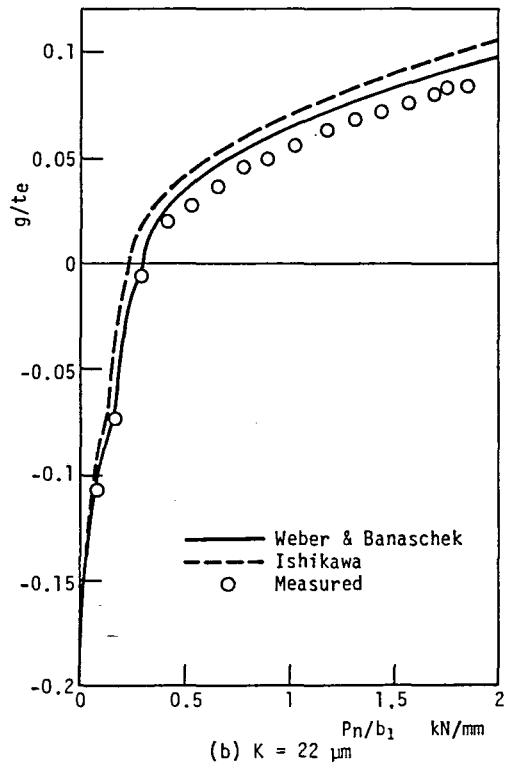
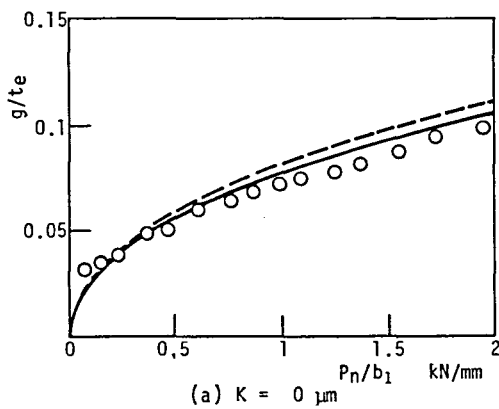


図4-11 静的かみあいにおけるかみあい始めの歯先りよう干渉量

の範囲は歯先りょう干渉域， $g/t_e \leq 0$ の範囲は歯先修整部分でのかみあい域である。なお， $P_n/b_1=0$ のときの $g/t_e$ は歯先修整開始点に対応する。図4-11中の実線および破線は，式(4-3)あるいは式(4-5)で与えられる平歯車の歯のたわみ量 $\delta$ に対応する計算値で， $\delta$ の計算には Weber&Banaschekの式<sup>(10)</sup>ならびに石川の式<sup>(11)</sup>がそれぞれ用いられた。なお，石川の式による計算において歯面接触による近寄り量はWeber&Banaschekの近寄りの式により求められた。図4-11で明らかのように，いずれの歯先修整量でも Weber&Banaschekの式による計算値は石川の式による計算値より小さく，また，測定値と比較的一致している。

### c. 動のかみあいにおける歯先りょう干渉

図4-12は，作用歯面バルク温度上昇に及ぼす歯先修整の影響を調べる実験中に測定した大歯車圧縮側動的歯元ひずみ波形を示す。図4-12中の $P_n$ は，試験機停止後，小歯車側動力循環軸上の抵抗線ひずみ計で測定した負荷トルクから求めた全歯面法線荷重である。大歯車歯先修整量 $K$ が大きくなるにつれて，かみあい始め側の歯先りょう干渉が軽減されている。 $K=40\mu\text{m}$ では，いずれの回転速度においても，実験範囲内の荷重に対してかみあい始めの歯先りょう干渉は認められない。

図4-13は，動のかみあいにおけるかみあい始めの歯先りょう干渉量の測定値と計算値を示す。計算値を求める際に必要となるかみあい歯面間に作用する動荷重は，平歯車対の円周方向振動方程式<sup>(12)</sup>を数値解析して求めた。なお，解析に用いた，起振力と振動の大きさの比率を決定する減衰係数比は歯元ひずみ波形の測定値から0.1とし，歯形誤差は実験前の値を用いた。また，歯のばねこわさの計算は Weber&Banaschekの式によった。図4-13中の細線は静的かみあいを仮定した場合の歯先りょう干渉量の計算値である。大歯車圧縮側動的歯元ひずみ波形から求めた測定値は大・小歯車の特定の歯同士がかみあったときのものであるが，

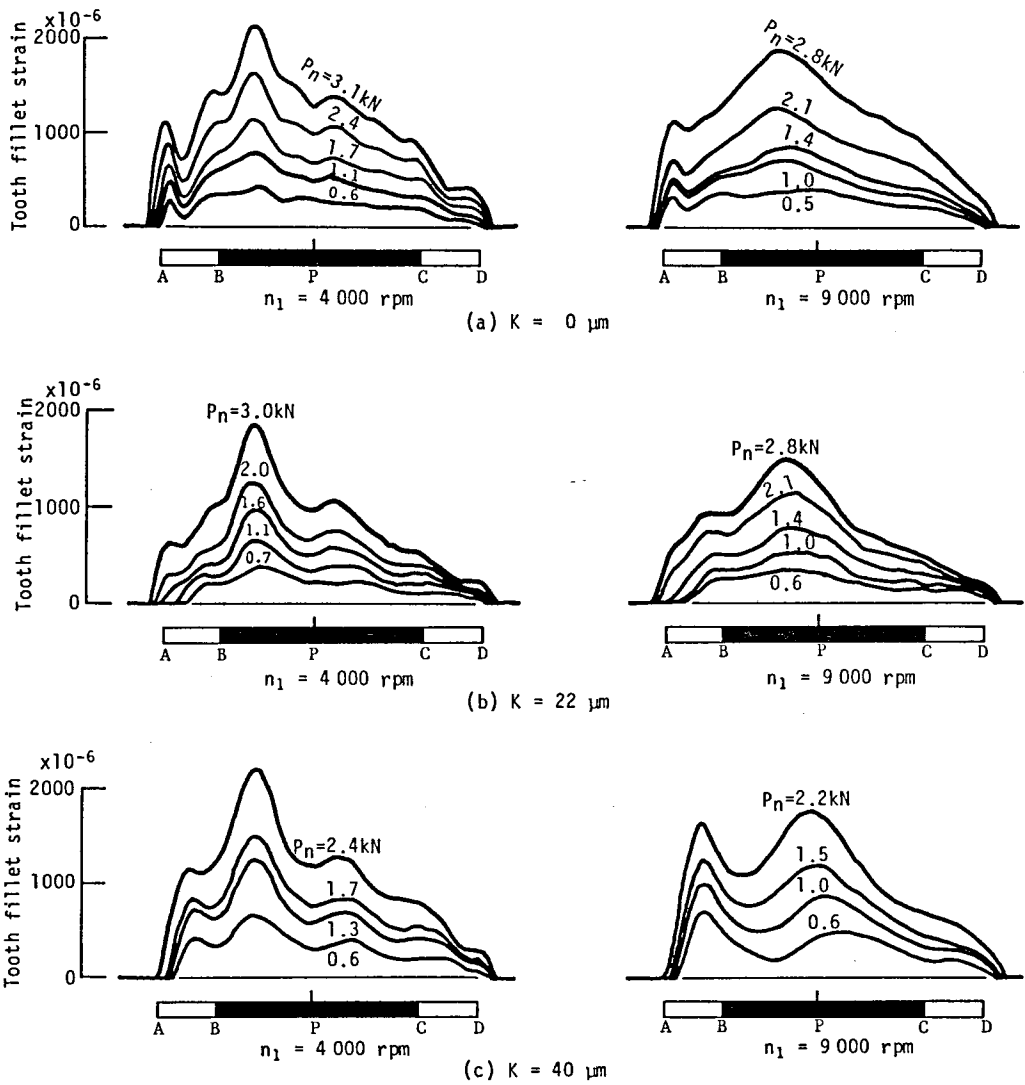


図4-12 大歯車圧縮側歯元ひずみ波形

かみあい時間によって異なっていた。そこで、図4-13中にはその最大値と最小値およびそれらの平均値を記した。図4-9の実験後の歯形曲線からわかるように、 $K = 0 \mu\text{m}$ の場合は歯先りよう干渉のために小歯車歯元面が摩耗したものの、測定値と計算値は実用上問題のない程度で一致している。

#### 4・2・3 作用歯面バルク温度

図4-14は、各荷重段階の運転終了直前におけるかみあい始め側およびかみあい終わり側の作用歯面バルク温度 $T_b$ の測定値を示す。値は大・小歯車のそれぞれのかみあい位置における作用歯面バルク温度のうちで高いほうである。大歯車歯先修整量

$K$ の違いによる $T_b$ の差は低荷重では小さいが、荷重の増大にともなって大きくなり、しかもその程度はかみあい始め側よりかみあい終わり側で大きい。また、いずれの回転速度においても、本実験範囲では歯先りよう干渉が生じなかった $K = 40 \mu\text{m}$ のときの $T_b$ が最も高い。歯先りよう干渉部の接触状態は潤滑油の耐焼

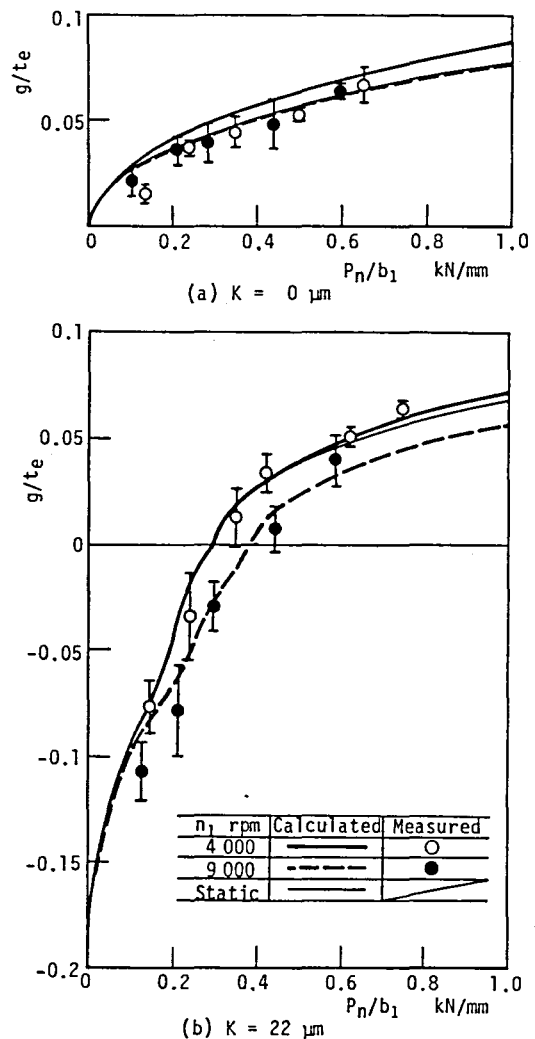


図4-13 動のかみあいにおけるかみあい始めの歯先りよう干渉量

付き能が著しく低下する純すべり接触であり、しかもかみあい始め側では大歯車の歯先りょうが小歯車の歯元面に食い込もうとする干渉状態にある。このようにかみあい始めの歯先りょう干渉部は厳しい潤滑状態にあるが、その範囲はかみあい範囲全体からみればわずかである。図4-15で明らかにするように、作用歯面バルク温度はかみあい始めの歯先りょう干渉よりむしろ歯先修整による動荷重の変化の影響を大きく受ける。

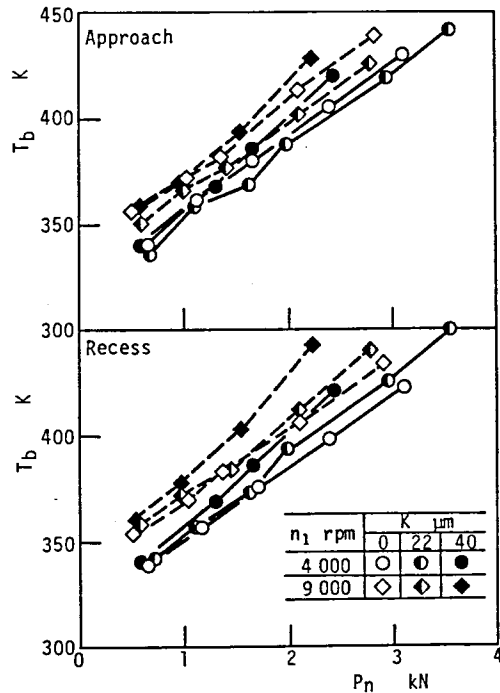


図4-14 作用歯面バルク温度  $T_b$

図4-15は、作用線上の摩擦熱量分布に及ぼす歯先修整の影響を示す。摩擦熱量の計算には大歯車圧縮側歯元ひずみ波形の測定値から求めた歯面法線動荷重、第3章で示した方法で2円筒試験結果をもとに推定した摩擦係数を用いた。なお、図4-15中の  $P_n$  が歯先修整量によって異なっているが、その差異はわずかであるので考察する上で問題はない。いずれの回転速度においても、 $K = 0 \mu\text{m}$  と  $K = 22 \mu\text{m}$  の場合の遠のき側の摩擦熱量に大差はない。このことは図4-14に示した  $T_b$  に反映されている。一方、 $K = 40 \mu\text{m}$  の場合、遠のき側の摩擦熱量は  $K = 0, 22 \mu\text{m}$  の場合より大きい。これは本実験範囲の荷重に対しては  $40 \mu\text{m}$  の歯先修整量が過大であって、遠のき側の動荷重が増大したためである。特に、荷重の増加による  $T_b$  の上昇割合が大きかった  $n_1 = 9000 \text{ rpm}$  のとき、遠のき側のみならず近寄り側の摩擦熱量も大きい。



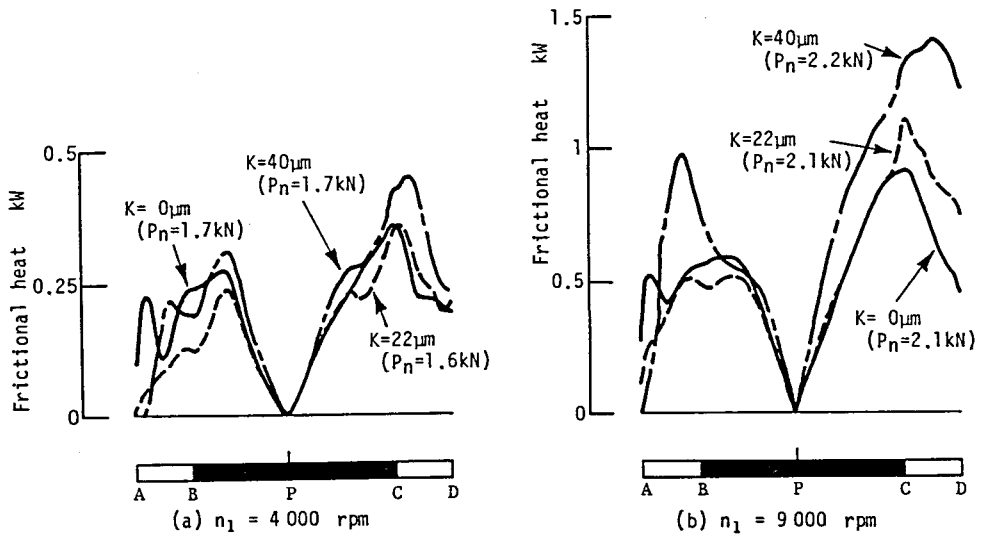


図4-15 作用線上の摩擦熱量分布に及ぼす歯先修整の影響

以上、スコーリングの発生と密接な関係にある作用歯面バルク温度に及ぼす歯先修整の影響を動荷重の変化を考慮して検討した。ところで、第4.1節の極圧ギヤ油を用いた実験によれば、平歯車の作用歯面バルク温度が  $450\text{K}$  を超える状態では、スコーリングよりも先に歯面の疲れ損傷であるスポーリングがかみあいピッチ点付近に発生しやすくなった。この原因としては、高ヘルツ応力のほかに、歯の温度上昇による歯面硬さの低下が考えられた。したがって、作用歯面バルク温度上昇ができるだけ小さくなるように歯先修整量および修整範囲を決定することは、高速・高負荷歯車のスコーリング強さの向上のみならずその歯面強さの低下防止のためにも重要といえる。

#### 第4.3節 スコーリングの発生と進展に及ぼす歯形の影響

スコーリングはすべり率，すべり速度の高いかみあい始めやかみあい終わりの領域から発生しやすい。しかし，スコーリング強さに影響する因子は第4.1，4.2節で述べた歯先りょう干渉を含め種々あり，スコーリング強さをいかなる物理量で評価すべきかは明らかではない。Niemannら<sup>(13)</sup>は，幾何学的かみあい始めと比較して幾何学的かみあい終わりのすべり率がかなり大きくされた平歯車を用いてスコーリング実験を行い，駆動歯車である小歯車の歯先短縮による幾何学的かみあい終わりのすべり率の減少は，スコーリング発生荷重の増大に有効であることを明らかにした。また，藤田らの2円筒試験結果<sup>(14)～(17)</sup>によれば，潤滑油の耐焼付き能はすべり率の増大によって著しく低下する。スコーリングの防止は極圧ギヤ油に依存しているが，上述の試験結果は，歯面上の最大すべり率に注目した歯形設計による耐スコーリング負荷容量増大の可能性を示唆している。本節では，スコーリングに対する平歯車の歯形設計の基本方針を明らかにするため，スコーリングの発生と進展に及ぼす歯形の影響を，すべり率と歯先りょう干渉の観点から検討する。

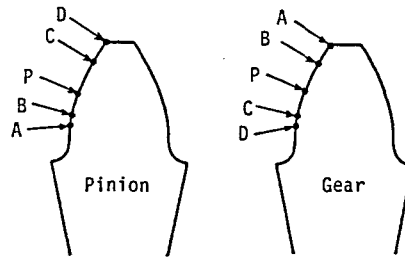
##### 4.3.1 供試歯車および実験方法

###### a. 供試歯車

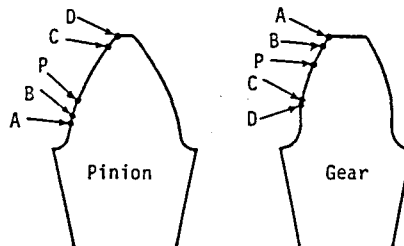
表4-5，図4-16はそれぞれ，本実験で用いられた2種類の平歯車，すなわち歯形Aと歯形Cの平歯車の諸元と歯形を示す。図4-17は，作用線上における小歯車と大歯車のすべり率 $\sigma_1, \sigma_2$ ，相対曲率半径R，小歯車回転速度 $n_1 = 1000 \text{ rpm}$ のときの小歯車の歯先りょう干渉に対する相対すべり速度 $V_s$ と平均ころがり速度Uを示す。図4-16，4-17中で，A～B，C～Dは幾何学的2対かみあい域，B～Cは幾何学的1対かみあい域，Aは幾何学的かみあい始めの点，Pはかみあいピッチ点

表4-5 供試平歯車の諸元

Items		Tooth profiles	
		A	C
Module	m	5.08(D.P. 5)	5
Number of teeth	Z <sub>1</sub>	15	
	Z <sub>2</sub>	16	
Standard pressure angle deg	$\alpha$	20	
Addendum modification coefficient	x <sub>1</sub>	0.457	0.935
	x <sub>2</sub>	0.400	0.252
Reference diameter mm	d <sub>1</sub>	76.200	75.000
	d <sub>2</sub>	81.280	80.000
Tip circle diameter mm	da <sub>1</sub>	89.916	92.580
	da <sub>2</sub>	94.417	90.750
Facewidth mm	b <sub>1</sub>	4.76	
	b <sub>2</sub>	5.20	
Center distance mm	a	82.55	
Contact ratio	$\varepsilon$	1.223	1.122
Material		SNCM415	SNCM420
Quality class		JIS B 1702 Class 0	
Tooth surface finishing		Grinding	



(a) Tooth profile A



(b) Tooth profile C

図4-16 供試平歯車の歯形

である。

歯形Aの平歯車は、潤滑油の耐負荷能試験法を定めているIP規格に準拠したものである。大・小歯車の歯先修整量はいずれも約 $20\mu\text{m}$ 、幾何学的かみあい始めにあたる大歯車歯先と幾何学的かみあい終わりにあたる小歯車歯先におけるすべり率はそれぞれ、 $\sigma_A = +66.0\%$ 、 $\sigma_D = +67.6\%$ であり、両者はほぼ等しい。

歯形Cの平歯車は、すべり率に対する潤滑油の耐焼付き能の特性を考慮して独自に設計したものである。 $\sigma_A = +43.5\%$ 、 $\sigma_D = +72.4\%$ であり、幾何学的かみあい終わりに対して幾何学的かみあい始めのすべり率は小さい。なお、2円筒試験ではみられない歯車特有の現象に、

歯のたわみなどに起因してかみあい始め、かみあい終わりに発生する歯先りょう干渉がある。歯先りょう干渉部の接触状態は潤滑油の耐焼付き能が著しく低下する純すべりである。しかも、かみあい終わりと比較してかみあい始めの歯先りょう干渉はその後のかみあい歯面上の潤滑状態に大きく影響することが考えられる。

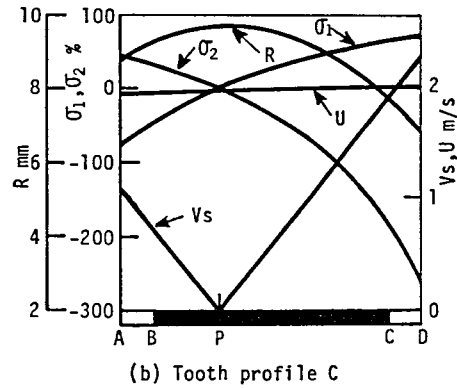
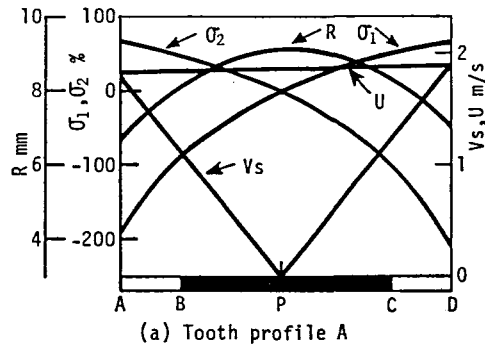


図4-17 作用線上における小歯車と大歯車のすべり率 $\sigma_1, \sigma_2$ 、相対曲率半径 $R$ 、 $n_1 = 1000\text{rpm}$ のときの小歯車の歯先りょう干渉部に対する平均ころがり速度 $U$ と相対すべり速度 $V_s$

そこで、被動歯車である大歯車の歯先修整量は、歯のたわみ量を考慮して小歯車の歯先修整量および歯形Aの平歯車における歯先修整量よりも数倍大きい約 $65\mu\text{m}$ とした。

大・小歯車ともガス浸炭焼入れ・焼きもどし後、マージ研削仕上げし、有効硬化層深さは約 $0.8\text{mm}$ 、歯先面硬さは約HV(0.3)800以上であった。図4-18、4-19はそれぞれ、実験前の歯形曲線と、スコアリングが発生しやすかった部位すなわち歯形Aではかみあい始め側、歯形Cではかみあい終わり側における歯形方向と歯すじ方向の歯面粗さ曲線の一例を示す。なお、本実験で用いた大・小歯車の歯形方向の歯面粗さは、歯形Aでは $0.25\sim 0.65\mu\text{mRa}$ 、歯形Cでは $0.1\sim 0.4\mu\text{mRa}$ であり、歯すじ方向の歯面粗さよりも大きかった。

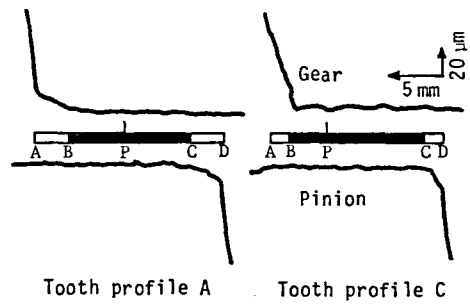


図4-18 歯形曲線（実験前）

Tooth profile		In tooth profile direction	In tooth trace direction
A	Pinion	$0.64\mu\text{mRa}$	$0.22\mu\text{mRa}$
	Gear	$0.27\mu\text{mRa}$	$0.18\mu\text{mRa}$
C	Pinion	$0.17\mu\text{mRa}$	$0.05\mu\text{mRa}$
	Gear	$0.12\mu\text{mRa}$	$0.06\mu\text{mRa}$

図4-19 歯面粗さ曲線（実験前）

## b. 実験方法

実験には動力循環式IAE形歯車試験機を使用した。供試平歯車対は小歯車駆動であり、荷重は試験機停止中にトルク負荷用フランジ継手を用いて加えた。小

歯車回転速度  $n_1$  は 1500 ~ 9000

r p m の範囲であり、それに對

応する幾何学的かみあい始め、

幾何学的かみあい終わりにおける

相對すべり速度  $V_s$  は、歯形 A

ではそれぞれ 2.7 ~ 16.2 m / s ,

2.9 ~ 17.3 m / s , 歯形 C ではそ

れぞれ 1.6 ~ 9.8 m / s , 3.4 ~ 20.5 m / s であった。試験機は負荷後、低回転速

度で起動し、80 s 以内に所定の回転速度にした。初期全歯面法線荷重および各荷

重段階での全歯面法線荷重増加量はいずれも、スコアリング発生荷重が高い  $n_1$

= 1500 r p m のときは 1.2 k N , 他の回転速度のときは 0.6 k N とした。また、各

荷重段階での運転時間は、歯の温度がほぼ定常に達する 600 s であった。表 4-6 は、

実験に使用した # 90 ギヤ油基油の性状を示す。323 ± 1 K に制御した試料油は、孔

径 0.7 m m ノズルを用いてかみこみ側からかみあいピッチ点方向に歯車中心線に

垂直に 500 m L / m i n の割合で強制給油した。

運転中の作用歯面バルク温度は、線径 0.1 m m クロメル-アルメル熱電対を大

・小歯車の作用歯面上から法線方向に 1 m m 深さのところに設置して測定し、ス

リップリングを介してペンレコーダに記録した。なお、作用線上でみた作用歯面

バルク温度測定位置は、近寄り側と遠のき側幾何学的 2 対かみあい域中央であっ

た。せん光温度などの計算に必要な歯面法線動荷重は小歯車圧縮側歯元ひずみか

ら求めた。ゲージ長さ 0.3 m m の抵抗線ひずみ計で測定した歯元ひずみを、スリ

ップリング、動ひずみ計を介し、大歯車の 1 歯ごとに発生するパルスとともにデ

ータレコーダに記録し、A / D 変換後、作図した。

スコアリングの発生と進展にともなう平歯車の動的性能の変化は、上述の歯元

ひずみのほかに音圧レベル (S P L) を測定して調べた。音圧レベルの測定は JIS

表 4-6 # 90 ギヤ油基油の性状

Specific gravity 288/277 K		0.891 9
Flash point	K	557
Pour point	K	265.7
Kinematic viscosity mm <sup>2</sup> /s	313 K	214.2
	373 K	18.67
Viscosity index		97
Sulfur concentration	wt%	0.54 <sup>+</sup>
+: natural content		

B 1753ならびにJIS Z 8731に準拠して行なった。コンデンサ型マイクロホンは歯車箱側面から法線方向300mm 位置に固定し、音圧レベルはペンレコーダに記録した。なお、歯車試験機周辺の音圧レベルは歯車箱近傍で最も高く、測定音は暗騒音より10dB以上高かった。

#### 4・3・2 スコーリングの発生と進展

図4-20は、小歯車回転速度  $n_1 = 9000 \text{ rpm}$  のときのスコーリングを発生しなかった最大の全歯面法線荷重、いわゆるスコーリングOK荷重とスコーリング発生荷重における小歯車作用歯面バルク温度  $T_b$  ならびに音圧レベルSPLの時間的变化を示す。図4-20中で、実線はかみあい始め側の  $T_b$ 、破線はかみあい終わり側の  $T_b$  である。図4-21は、図4-20(a)中の①～②、図4-20(b)中の①～③に対応する小歯車圧縮側歯元ひずみ波形を示す。歯形Aでは、スコーリングは図4-20(a)中①の直後に急激な  $T_b$  の上昇をともなうかみあい始め側から発生し、またたくまにかみあいピッチ点近傍を除く全かみあい歯面に及んだ。その結果、歯元ひずみは図4-21(a)中で①から②へと変化し、また、スコーリングOK荷重時の値と大差なかったSPLはスコーリング発生直後から増大していった。一方、歯形Cでは、スコーリングはかみあい始め側よりすべり率の高いかみあい終わり側からまず発生し、図4-20(b)中で①から②における  $T_b$  の変動状態、 $T_b$  の急上昇から18s後にSPLが増大し始めたことからわかるように、遠のき側歯面上をかみあいピッチ点に向かって徐々に進展していった。そして近寄り側にスコーリングが発生したのは、図4-20(b)中で③より少し前に見られる作用歯面バルク温度が急上昇したときで、かみあい終わり側にスコーリングが発生してから130sも後であり、しかもスコーリング発生直前の  $T_b$  はかみあい終わり側スコーリング発生直前の  $T_b$  より10K以上高い418Kであった。なお、図4-21中の①の歯元ひずみ波形からわかるように、歯形Aではかみあい始め、かみあい終わりいずれ

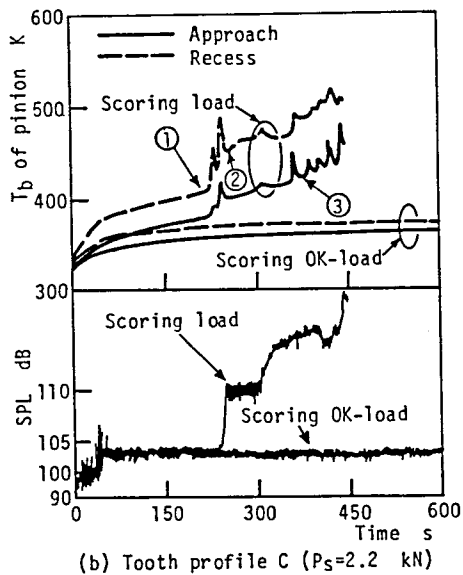
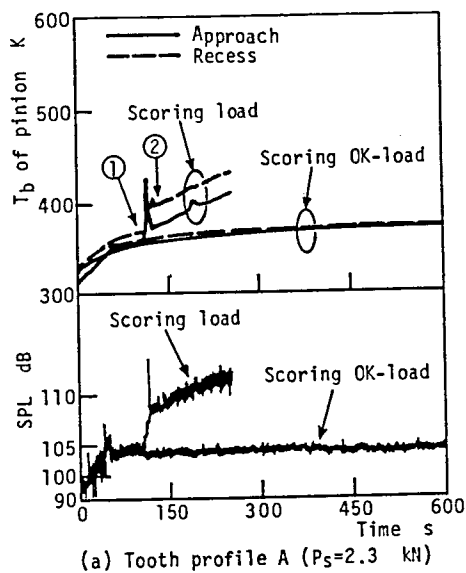


図4-20 スコーリングOK荷重とスコーリング発生荷重における小歯車作用歯面バルク温度および音圧レベルの時間的変化 ( $n_1 = 9000 \text{ rpm}$ )

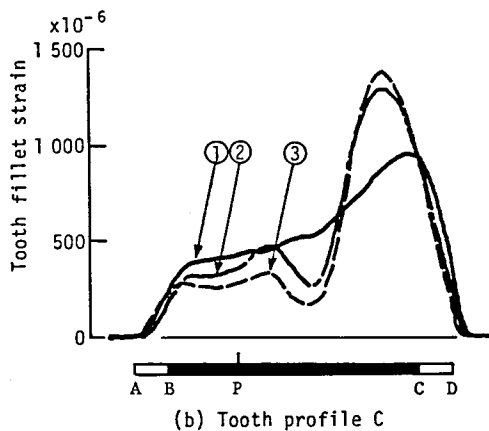
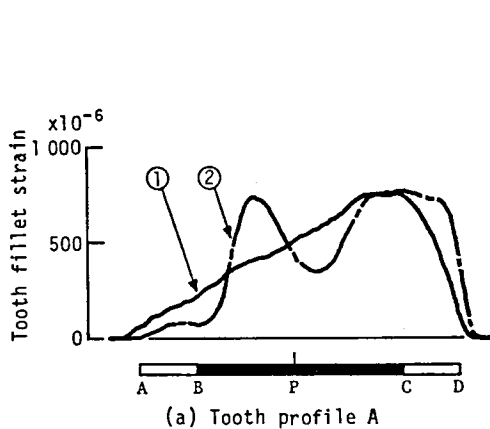


図4-21 小歯車圧縮側歯元ひずみ波形 (図4-20に対応)



にも歯先りょう干渉が発生したが、歯形Cでは歯先修整の効果によりかみあい始めに歯先りょう干渉は発生しなかった。

以上の現象は他の回転速度においても同様であった。ここで、最初のスコアリング発生部位によってその後のスコアリング進展状況が異った原因として、次の二つのことが考えられる。一つは、かみあいの進行にともなう歯面上のすべり率の変化の違いである。近寄り側では高すべり率から低すべり率に変化するのに対して、遠のき側では低すべり率から高すべり率に変化する。潤滑油の耐焼付き能はすべり率が高くなるにつれて低下する。したがって、スコアリングの発生しや

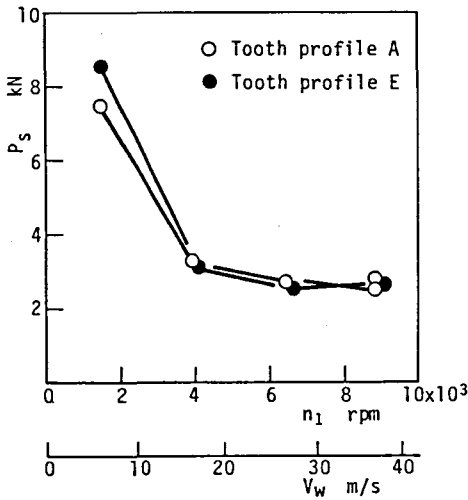


図4-22 スコアリング発生荷重  $P_s$  (歯形E)

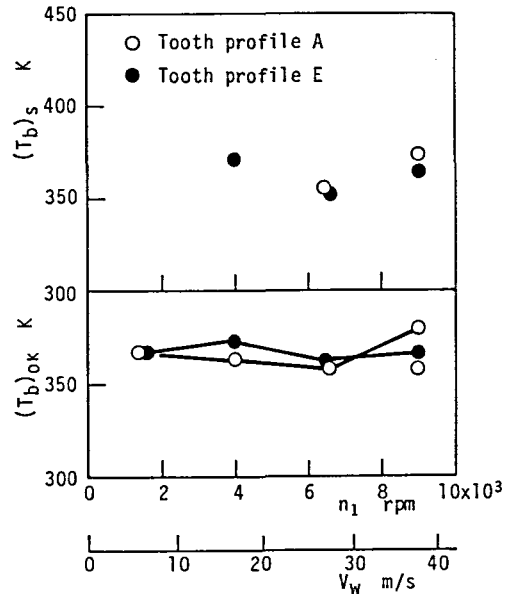


図4-23 スコアリングOK荷重時の運転終了直前とスコアリング発生直前における作用歯面バルク温度  $(T_b)_{OK}$ ,  $(T_b)_s$  (歯形E, 図4-22に対応)

すい高すべり率の部位がかみあい最後にある遠のき側では、それとは逆の条件にある近寄り側よりスコアリングは進展しにくいといえる。もう一つは、歯先りょう干渉状態の違いである。歯先りょう干渉部の接触状態は潤滑油の耐焼付き能が著しく低下する純すべり接触であるが、さらにかみあい始め側では大歯車の歯先りょうが小歯車の歯元面に食い込もうとする干渉状態にある。かみあい始めの歯先りょう干渉がスコアリングの発生と進展、耐スコアリング負荷容量にどのような影響を及ぼすかを明らかにするため、歯形Aの大歯車の歯先面を研削して幾何学的かみあい始めのすべり率を+66.0%から+51.5%に小さくして実験した（以後この歯形を歯形Eと称す）。ただし、大歯車の歯先修整は施さなかった。図4-22、4-23は、それぞれ歯形Eのスコアリング発生荷重 $P_s$ およびスコアリングOK荷重時の運転終了直前の作用歯面バルク温度 $(T_b)_{OK}$ とスコアリング発生直前の作用歯面バルク温度 $(T_b)_s$ を歯形Aの場合と対比して示す。かみあい始めの歯先修整の施されていない歯形Eでは歯形Cの場合とは異なって、いずれの回転速度においても近寄り側のスコアリング発生を抑制することはできず、スコアリングは試験機増速中に近寄り側と遠のき側にほぼ同時に発生し、耐スコアリング負荷容量は歯形Aの場合と大差なかった。

以上のように、幾何学的かみあい始め、幾何学的かみあい終わりにおけるすべり率、かみあい始めの歯先りょう干渉の有無によって、スコアリングの発生と進展は著しく異なる。このことは、平歯車におけるスコアリングの防止上、すべり率と歯先りょう干渉に注目した歯形設計の重要性を意味している。

#### 4・3・3 スコアリング発生荷重と作用歯面バルク温度

##### a. スコアリング発生荷重と作用歯面バルク温度

図4-24は、歯形Aと歯形Cにおけるスコアリング発生荷重 $P_s$ を示す。スコアリング発生荷重はスコアリングを発生した最小の全歯面法線荷重であり、試験機

停止後、小歯車側動力循環軸にはり付けた抵抗線ひずみ計で測定した負荷トルクから求めた。  $V_w$  はかみあいピッチ円周速度、  $P_{max}$  はかみあいピッチ点におけるヘルツ応力である。同じ条件で再実験した場合、最小の  $P_s$  を実線で結んだ。試験機起動後からスコアリング発生までの時間は、歯形 C では 54~350 s と比較的長かったが、かみあい始めに歯先りょう干渉が生じ、しかも試験機増速中に近寄り側と遠のき側にはほぼ同時にスコアリングが発生する確率が高かった歯形 A では、105 s 以内であった。いずれの歯形でも  $P_s$  は  $n_1 = 1500 \text{ rpm}$  から  $n_1 = 4000 \text{ rpm}$  にかけて大きく低下したが、  $n_1 \geq 4000 \text{ rpm}$  では回転速度の影響をほとんど受けなかった。

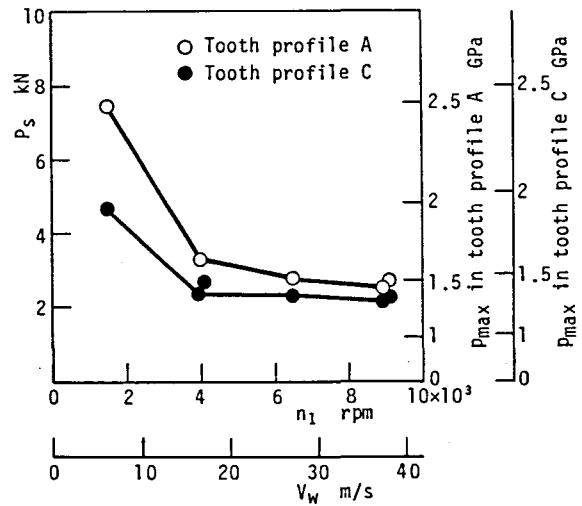


図4-24 スコアリング発生荷重  $P_s$

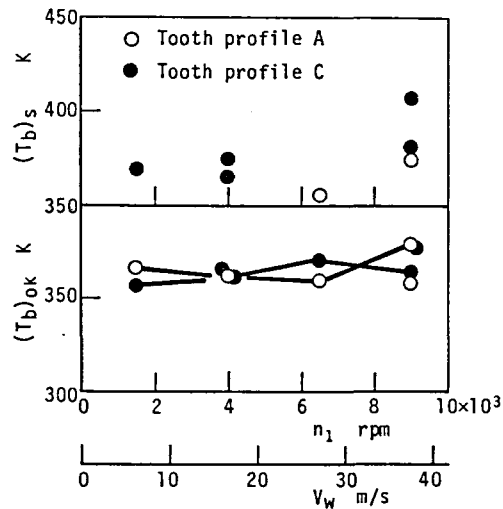


図4-25 スコアリングOK荷重時の運転終了直前とスコアリング発生直前における作用歯面バルク温度  $(T_b)_{Ok}$ 、 $(T_b)_s$  (図4-24に対応)

図4-25は、スコアリングOK荷重時の運転終了直前と最初にスコアリングが発生した直前における作用歯面バルク温度  $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$  であり、図4-24に対応する。図4-25中の値は、スコアリングが発生しやすかったかみあい位置における大・小歯車の作用歯面バルク温度のうちで高いほうの値である。なお、試験機増速中にスコアリングが発生した場合の  $(T_b)_s$  は示していない。いずれの歯形においても  $(T_b)_{OK}$  は限られた範囲にあり、回転速度したがってすべり速度の影響をほとんど受けない。 $(T_b)_s$  も  $(T_b)_{OK}$  とほぼ同様である。かみあい始めの歯先りょう干渉がなかった歯形Cの場合、幾何学的かみあい歯面上の最大すべり率は歯形Aより大きい。スコアリングを発生する作用歯面バルク温度は、かみあい始めの歯先りょう干渉があった歯形Aの場合より高い。なお、 $n_1 = 1500 \text{ rpm}$  のとき、歯形Aと歯形Cとでは図4-24に示したように  $P_s$  には大きな違いがあったにもかかわらず、 $(T_b)_{OK}$  に有意差はない。このことは、スコアリングの発生が荷重よりも作用歯面バルク温度に依存することを示唆している。

#### b. 歯面の潤滑状態

2円筒試験結果によれば焼付き発生直前の接触面の潤滑状態はすべり率の影響を大きく受ける。ここで、弾性流体潤滑膜厚と合成粗さの比である膜厚比をもとに、スコアリング発生時の歯面潤滑状態を検討する。図4-26は、スコアリングOK荷重時とスコアリング発生直前における膜厚比  $(\xi_0)_{OK}$ 、 $(\xi_0)_s$  と摩擦係数  $\mu_{OK}$ 、 $\mu_s$  であり、図4-24、4-25に対応する。弾性流体潤滑膜厚の計算には、かみあい位置に対応する小歯車圧縮側歯元ひずみから求めた歯面法線動荷重、大・小歯車の作用歯面バルク温度の平均値に対する粘度およびナフテン系鉱油に対する粘度－圧力係数<sup>(5)</sup>を用いた。また合成粗さは、実験前の大・小歯車の歯形方向の自乗平均平方根粗さから求めた。平歯車の摩擦係数を測定するのは困難であるので、図4-17中の摩擦係数は、供試平歯車の歯形方向中心線粗さとほぼ同じ軸方向中心

線粗さの円筒を用いた2円筒試験結果をもとに、作用歯面バルク温度を考慮して求めた。いずれの歯形においても、 $\mu_{OK}$ 、 $\mu_S$ は  $n_1 = 1500 \sim 4000 \text{ rpm}$  の範囲で回転速度の増大にともなって小さくなるが、 $n_1 \geq 4000 \text{ rpm}$  では回転速度の影響をほとんど受けない。また、 $(\xi_0)_{OK}$ 、 $(\xi_0)_S$  は回転速度の上昇につれて増大する傾向にある。接触面の潤滑状態と膜厚比  $\xi_0$  の関係によれば、 $\xi_0 \leq 0.3$  のとき境界潤滑状態、 $\xi_0 > 0.3$  のとき混合潤滑状態である<sup>(6)</sup>。図4-26に示したように実験前の歯面粗さに対して求められた膜厚比は 0.5以上であったこと、非スコアリング部の歯面粗さは実験前よりも小さくなっていったことを考えると、本実験におけるスコアリングはすべて混合潤滑状態から発生したと判断できる。

ところで、図4-25のように本実験の  $(T_b)_S$  は 370 K 程度と低かったが、それは

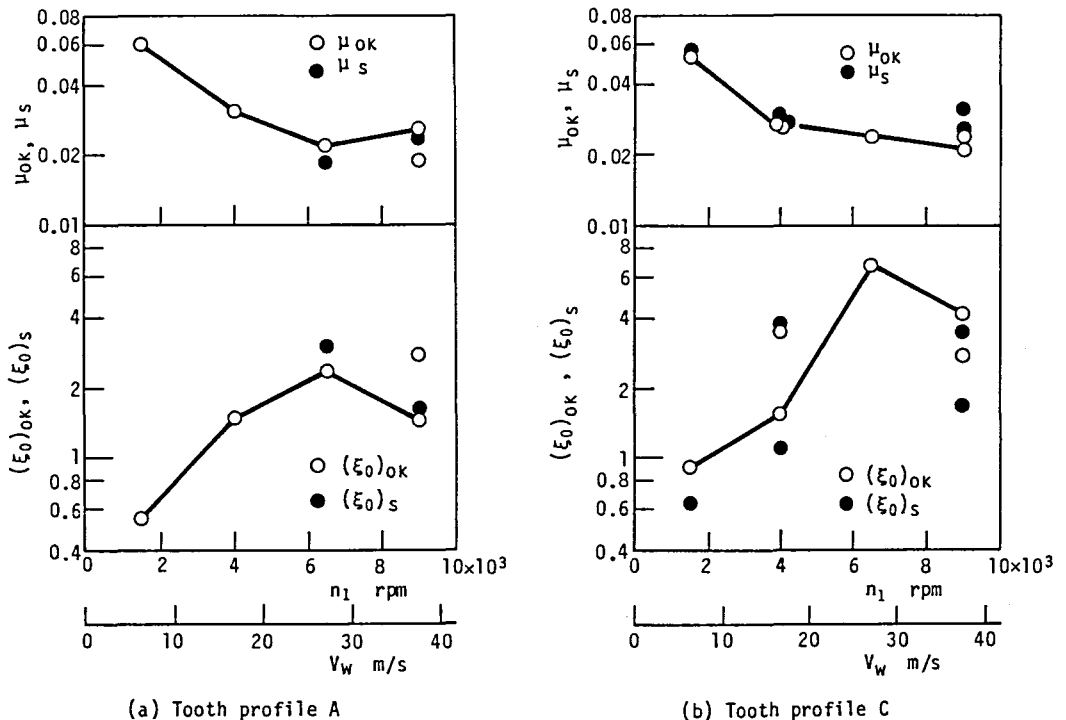


図4-26 スコアリングOK荷重時の運転終了直前とスコアリング発生直前における膜厚比 $(\xi_0)_{OK}$ 、 $(\xi_0)_S$  (図4-24に対応)

供試平歯車の幾何学的かみあい歯面上の最大すべり率が高かったために混合潤滑状態からスコーリングが発生せざるを得なかったことと関連する。高速・高負荷歯車のような潤滑条件が厳しい歯車にはスコーリング防止のために極圧ギヤ油が用いられるが、それは、化学反応性が大きい潤滑油ほど境界潤滑状態で運転可能なすべり率は高く耐焼付き能も大きいからである<sup>(3)</sup>。本実験結果から判断すれば、ギヤ油基油のように化学反応性の小さい潤滑油の下で平歯車を高速・高負荷運転するには、幾何学的かみあい歯面上の最大すべり率をできるだけ小さくするとともにかみあい始めの歯先りょう干渉を回避しなければならない。なお、本実験で用いられた I A E 形歯車試験機の場合、かみあい率の関係上、幾何学的かみあい歯面上の最大すべり率をあまり小さくすることはできない。

#### 第 4 . 4 節 総括

かみあい始め側にスコーリングによる歯形摩耗がある歯車を用いた実験結果と処女歯車を用いた実験結果との対比から、平歯車の耐スコーリング負荷容量に及ぼすかみあい始め側とかみあい終わり側の歯先りょう干渉の影響の違いを明らかにするとともに、かみあい始め側の歯先りょう干渉を軽減するための歯先修整が作用歯面バルク温度に及ぼす影響を検討した。さらに、平歯車におけるスコーリングの発生と進展に及ぼす歯形の影響をギヤ油基油を用いて検討し、平歯車におけるスコーリングの防止上、すべり率と歯先りょう干渉に注目した歯形設計の重要性を明らかにした。得られた結果は、次のように要約することができる。

(1) かみあい始め側の歯先りょう干渉は、かみあい終わり側の歯先りょう干渉と異なって耐スコーリング負荷容量を減少させるため、軽減する必要がある。

(2) 歯先りょう干渉量は Weber&Banaschek の歯のたわみ式を用いることによ

り予測できる。

(3) 作用歯面バルク温度はかみあい始めの歯先りょう干渉よりも歯先修整による動荷重の変化の影響を大きく受ける。したがって、かみあい始めの歯先修整量および修整範囲は、歯先修整による動荷重の変化が作用歯面バルク温度に及ぼす影響を考慮して決定されなければならない。

(4) 混合潤滑状態における平歯車の耐スコアリング負荷容量を計算するための指標としては歯面バルク温度が適当である

(5) 耐スコアリング負荷容量の高い平歯車を得るには、幾何学的かみあい歯面上の最大すべり率をできるだけ小さくするとともに、かみあい始めの歯先りょう干渉を避けなければならない。

#### 参考文献

- (1) 成瀬長太郎・灰塚正次・根本良三・吉崎正敏，平歯車の負荷特性に及ぼす歯先修整の効果（スコアリング限界荷重と摩擦損失を中心にして），日本機械学会論文集（C編），50-458（1984），1857.
- (2) Yokoyama, M., Ishikawa, J. and Hayashi, K., Effect of Tooth Profile Modification on the Scoring Resistance of Heavy-Duty Spur Gears, *Wear*, 19（1972），131.
- (3) 藤田公明・小幡文雄・松尾浩平，潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらしの影響（第2報，極圧油の場合），日本機械学会論文集（C編），50-457（1984），1612.
- (4) 小幡文雄・藤田公明・藤井正浩，繰返し作用する移動熱源による平歯車の歯の温度上昇，日本機械学会論文集（C編），52-476（1986），1387.
- (5) 日本潤滑学会編，増訂 潤滑ハンドブック，（1980），265.

- (6) 小幡文雄・藤田公明・藤井正浩・松尾浩平, 平歯車のスコアリングに関する研究(第1報, ギヤ油基油の場合のスコアリング発生温度), 日本機械学会論文集(C編), 52-473 (1986), 122.
- (7) 小幡文雄・藤田公明・藤井正浩・松尾浩平, 平歯車のスコアリングに関する研究(第2報, 極圧油の場合のスコアリング発生温度), 日本機械学会論文集(C編), 52-484 (1986), 3256.
- (8) 田中成忠・江副 覚・井手一也, 歯形修整による歯面の油膜形成と歯車の負荷能力の向上, 日本機械学会論文集(C編), 53-495 (1987), 2337.
- (9) 寺内喜男・熊本佳党・木本 泉・佐々木輝男, 平歯車の歯面摩擦について, 日本機械学会論文集(第3部), 32-242 (1966), 1571.
- (10) Weber, C. und Banaschek, K., Formänderung und Profilirücknahme bei Gerad- und Schrägverzahnten Rädern, (1955), 1, Friedr. Vieweg & Sohn.
- (11) 石川二郎, 日本機械学会論文集, 17-59 (1951), 103.
- (12) 会田俊夫・佐藤 進・由井雄二郎・福間 洋, 歯車の振動, 騒音に関する基礎的研究(第1報, 平歯車の円周方向振動と騒音の関係), 日本機械学会論文集(第3部), 34-268 (1968), 2226.
- (13) Niemann, G. and Lechner, G., Die Freß-Grenzlast bei Stirnrädern aus Stahl, Erdöl und Kohle, 20-2 (1967), 96.
- (14) 藤田公明・小幡文雄・山浦 泉, 2円筒試験による潤滑油の焼付き強さに関する研究(第3報, ころがり-すべり接触における基油の焼付き挙動および焼付きと温度の関係), 日本機械学会論文集(C編), 47-423(1981), 1518.
- (15) 藤田公明・小幡文雄・山浦 泉・松尾浩平, 2円筒試験による極圧油の耐焼付き能に関する研究, 日本機械学会論文集(C編), 49-440 (1983),



667.

- (16) 藤田公明・小幡文雄，潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらしの影響（第1報，無添加ギヤ油の場合），日本機械学会論文集（C編），49-445（1983），1521.
- (17) 藤田公明・小幡文雄・松尾浩平，潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらしの影響（第2報，極圧油の場合），日本機械学会論文集（C編），50-457（1984），1612.

## 第5章 動荷重の影響

動力伝達用高速歯車の強さ設計で特に検討されなければならないことは、潤滑上の問題であるスコアリング強さである。円筒歯車の曲げおよびピッチング損傷に関しては、強さ設計の基本的考え方は確立され、動荷重の影響も考慮した種々の強さ計算法が提案されている<sup>(1)</sup>。一方、スコアリング損傷に関しては、その発生機構もまだ究明されておらず、信頼性の高い強さ計算法はない。動荷重は、歯車の製作誤差やかみあいの進行にともなう歯のこわさの変動が原因であり、歯車の場合、その発生は避けられない。スコアリングに及ぼす動荷重の影響が検討され<sup>(2)</sup>、PV値やせん光温度に動荷重を考慮することによって定性的にスコアリング発生と相関があることが示されているが、スコアリング強さ計算における動荷重の取扱い方は明らかにされていない。

第4.2節において、平歯車における動荷重はスコアリング発生と深い関係にある作用歯面バルク温度に影響を及ぼすことを明らかにした。バルク温度は、弾性流体潤滑膜厚に大きな影響を及ぼす<sup>(3)</sup>ことから、動荷重と弾性流体潤滑膜厚との関係を検討することは重要である。平滑面を仮定した平歯車の弾性流体潤滑膜厚の解析結果では、弾性流体潤滑膜厚に及ぼす動荷重の影響は小さい<sup>(4)</sup>。一方、電気抵抗法による油膜形成に関する実験によれば平歯車の突起間干渉状態は動荷重の影響を受ける<sup>(5)</sup>。歯車装置における耐スコアリング能は潤滑油の耐焼付き能と密接な関係にあるが、潤滑油の耐焼付き能に及ぼす荷重変動の影響はまだ解明されていない。

本章では、平歯車のスコアリング強さ計算における動荷重の取扱い方を検討する。その基礎として、平歯車における動荷重を単位幅あたりに作用する荷重の大きさ（荷重密度）の変化としてとらえ、2円筒試験により突起間干渉状態および潤滑油の耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響を究明する。つぎに、平歯車試

験によりスコーリング発生荷重とスコーリング発生温度の観点から平歯車の耐スコーリング負荷容量に及ぼす動荷重の影響を検討する。

### 第5.1節 潤滑油の耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響

歯車では、かみあい位置によってすべり率，すべり速度，曲率半径が異なる。潤滑油の耐焼付き能はすべり率，すべり速度の影響を大きく受けるため，歯車により潤滑油の耐焼付き能に及ぼす動荷重の影響を直接検討することは容易でない。佐々木ら<sup>(6)</sup>は，2円筒試験により油膜厚さに及ぼす不連続荷重の影響を調べている。しかし，実験はころがり接触下で行われており，焼付きを対象にしたものではない。本節では，軸方向の接触幅が断続的に変化する試験円筒を用いて一回転中の荷重密度に変動を与える2円筒試験により，突起間干渉状態に及ぼす荷重密度変動の影響並びに高すべり率におけるギヤ油基油の耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響を，表面粗さ，すべり率，ころがり速度を考慮して検討する。

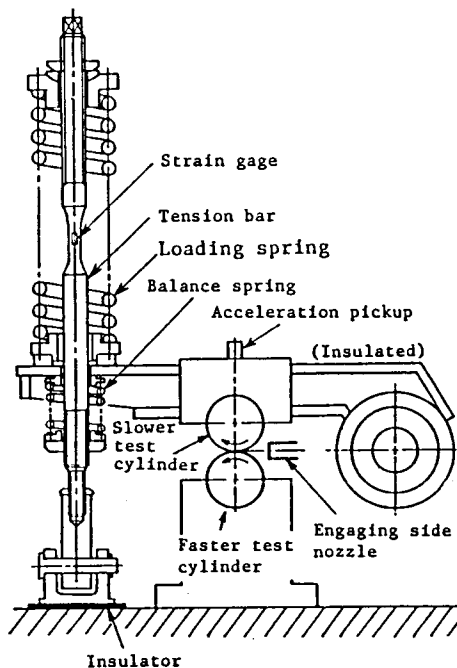


図5-1 2円筒試験機

### 5・1・1 試験機および荷重密度に変動を与えるための試験円筒

図5-1は、本実験に用いた2円筒試験機の概略を示す。所定のすべり速度は歯車対により強制的に与える。試験円筒の回転速度はコップ無段変速機により変える。試験円筒間の荷重はばね力を利用して加え、その大きさは張力棒にはり付けた抵抗線ひずみ計で検出する。

試験円筒の接触面間に 図5-2 に示すような荷重密度の変動を与えるため、本実験では低速側である上側試験円筒には 図5-3 に示すような軸方向接触幅が断続的に変化する円筒を、高速側である下側ローラには接触可能な幅が一様な外周を持つ円筒を用いた。両試験円筒の外径は60 mm、幅は20 mmである。試験円筒の材質はS45Cで、1173Kに1 h保持した後水焼入れし、448Kで1 h焼きもどした。試験円筒外周面は円周方向に研削仕上げしたものである。研削後の硬さは約Hv(0.2)700であった。

表5-1は、本実験に用いたギヤ油基油の性状を示す。

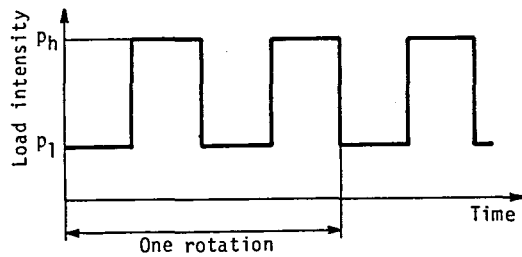
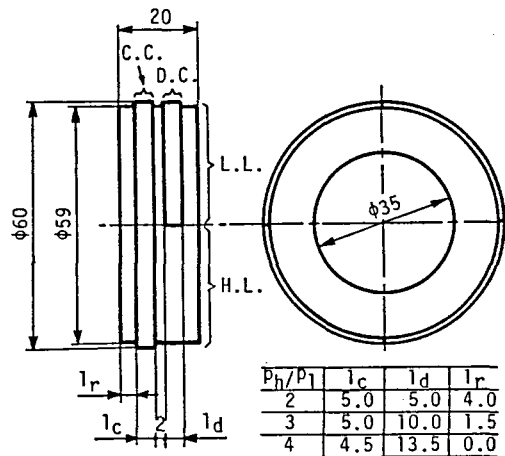


図5-2 一回転中の接触面間の荷重密度の変動



C.C.: Continuous contact tread  
D.C.: Discontinuous contact tread  
H.L.: Heavy load intensity sector  
L.L.: Light load intensity sector

図5-3 荷重密度変動用試験円筒の寸法

## 5・1・2 実験方法

### a. 突起間干渉状態

突起間干渉状態は、試験機を接触面以外では導通がないように電氣的に絶縁し、図5-4に示す電気回路を用いたときの2円筒間の電位差 $E_c$ の変動から検知した。2円筒間が油膜により完全に分離されている状態での電位差は20mVと設定した。金属接触状態での電位差は0mVであり、このとき接触面を流れる電流は2円筒間に並列に入れる電気抵抗 $R_2$ が $10^3 \Omega$ のとき $20.3 \mu A$ 、 $10^2$ のとき $203 \mu A$ である。図5-5は、2円筒間の $E_c$ と電気抵抗 $R_c$ の関係を示す。 $R_2$ が $10^3 \Omega$ より $10^2 \Omega$ のほうが2円筒間の抵抗の低い状態、すなわちより厳しい潤滑状態での突起間干渉状態を知るのに適している。実験は、図5-2の高荷重密度 $p_h$ と低荷重密度 $p_l$ の比すなわち荷重

表5-1 ギヤ油基油の性状

Specific gravity 288/277 K		0.8914
Flash point	K	567
Pour point	K	258.2
Kinematic viscosity $mm^2/s$	{ 313 K	207.0
	{ 373 K	18.32
Viscosity index		97
Sulfur concentration	wt%	0.49 <sup>+</sup>

+ : natural content

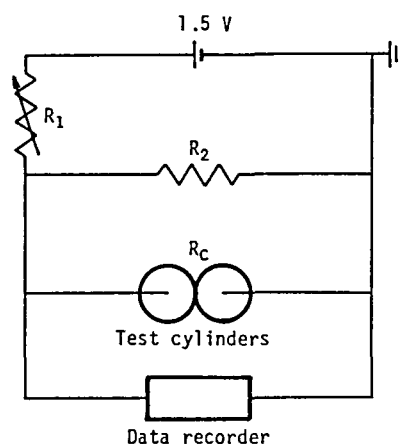


図5-4 突起間干渉状態を調べるための電気回路

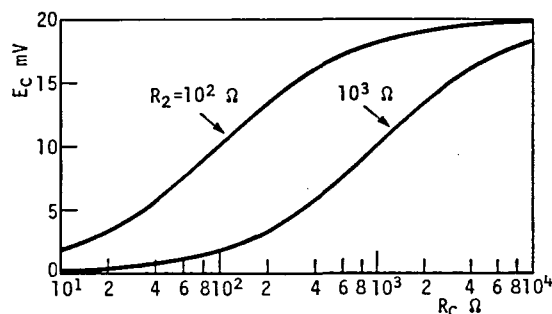


図5-5 2円筒間の電位差 $E_c$ と電気抵抗 $R_c$ の関係 (印加電圧=20mV)

密度比  $p_h/p_l$  が2と4の2種類で、試験荷重  $P$  を0.25, 0.50, 1.00, 2.00 kNと段階的に増加させて行った。高速側試験円筒外周面の速度を  $u_h$ 、低速側試験円筒外周面の速度を  $u_l$  とすれば、高速側試験円筒のすべり率  $\sigma_h$  は  $(u_h - u_l)/u_h$  で与えられる。突起間干渉状態に及ぼす荷重密度変動の影響は、すべり率  $\sigma_h$  が0%と+30.1%、ころがり速度  $U [= (u_h + u_l)/2]$  が4.71, 9.42, 14.1 m/sおよび実験前の試験円筒外周面軸方向の中心線平均粗さ  $R_a$  が0.03~0.05  $\mu\text{m}$ と0.35~0.45  $\mu\text{m}$ で検討した。低速側試験円筒各部の寸法は図5-3に示すとおりである。なお、高荷重密度域(図5-3のH.L.)と低荷重密度域(図5-3のL.L.)の接触圧力による弾性変形量の差によって運転中に低速側試験円筒が振動することが考えられたので、図5-1に示す位置に加速度計を設置した。運転中の連続接触部(図5-3のC.C.)に対応する試験円筒外周面バルク温度(以後、外周面バルク温度と称す)は、低速側試験円筒の高荷重密度域と低荷重密度域の円周方向の中央部および高速側試験円筒のこれらに対応する軸方向位置において、接触面下0.9 mmで、線径0.2 mmの熱電対を用いてペンレコーダに記録した。2円筒間の電位差は、外周面バルク温度が定常に達したとき、低速側試験円筒一回転ごとに発生するパルスと同時に、低速側試験円筒の加速度および  $R_a$  が  $10^2 \Omega$ と $10^3 \Omega$ の場合について、データレコーダに記録した。記録したパルスおよび2円筒間の電位差、加速度は、それぞれ低速側試験円筒一回転につき4000~7000のサンプリング数でA-D変換後、X-Yプロッタに記録した。

試料油は $323 \pm 1\text{K}$ に制御し、かみこみ側ノズルから500 mL/minで軸方向接触幅全体にわたって強制給油した。

#### b. 耐焼付き能

耐焼付き能を調べる実験は高速側試験円筒のすべり率  $\sigma_h$  が+78.2%のもとで、3種類のすべり速度 ( $V_s = 3.14, 9.42, 15.7 \text{ m/s}$ ) について行った。荷重密

表5-2 荷重段階

Loading step	Load kN	Hertzian stress in H.L. of C.C. when $l_c=5$ mm MPa
1	0.25	346
2	0.50	490
3	0.75	600
4	1.00	692
5	1.50	850
6	2.00	980
7	2.50	1095

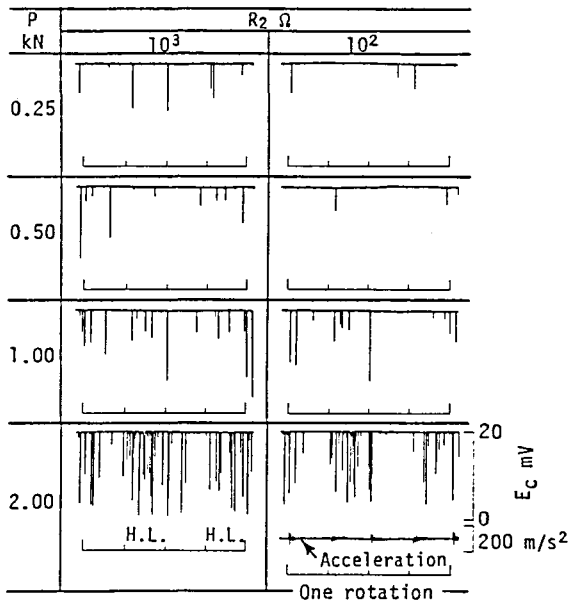
1 kN=102 kgf, 1 MPa=0.102 kgf/mm<sup>2</sup>

度比  $p_h/p_l$  は、2, 3, 4の3種類とした。実験では実験前の表面粗さが類似した試験円筒を組合わせた。研削条件を変えることにより、 $0.03\mu\text{m Ra}$  から  $0.65\mu\text{m Ra}$  の範囲の試験円筒外周面軸方向の表面粗さを得た。荷重は、振動、騒音増大のため運転続行が不可能になる破壊的焼付きの発生を検知するまで、表5-2に示す荷重段階に沿って増大させた。各荷重段階での連続運転時間は起動後600sとした。なお、起動後短時間に焼付かないようにするため無負荷で電動機を起動させ、低回転速度で負荷後、60s以内に所定の回転速度にした。試験円筒間の摩擦係数は、高速側試験円筒軸に連結するトーションバーを用い、軸受の摩擦損失トルクを差引いて求めた。運転中の外周面バルク温度は熱電対を用いてペンレコーダに記録した。測定位置などは前述のとおりである。

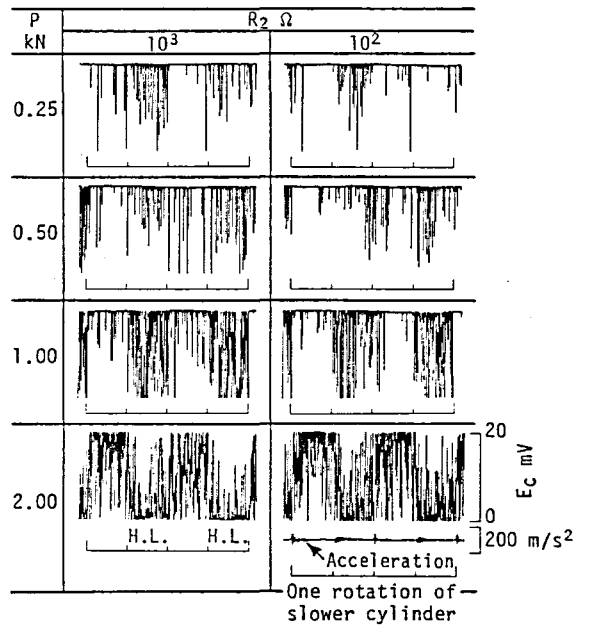
### 5・1・3 突起間干渉状態

#### a. 表面粗さが小さい場合の突起間干渉状態（低すべり率）

図5-6, 5-7は、 $\Sigma Ra$ が  $0.1\mu\text{m}$ 未満の鏡面に近い状態の場合の突起間干渉状態に及ぼすすべり率  $\sigma_h$ の影響を示す。ただし、 $\Sigma Ra$ は実験前の高速側および低速側試験円筒外周面軸方向の中心線平均粗さの和である。図5-6は、荷重密度比  $p_h/p_l$ が2, 図5-7は  $p_h/p_l$ が4の場合である。ころがり速度  $U$ は、いずれ



(a)  $\sigma_h = 0\%$

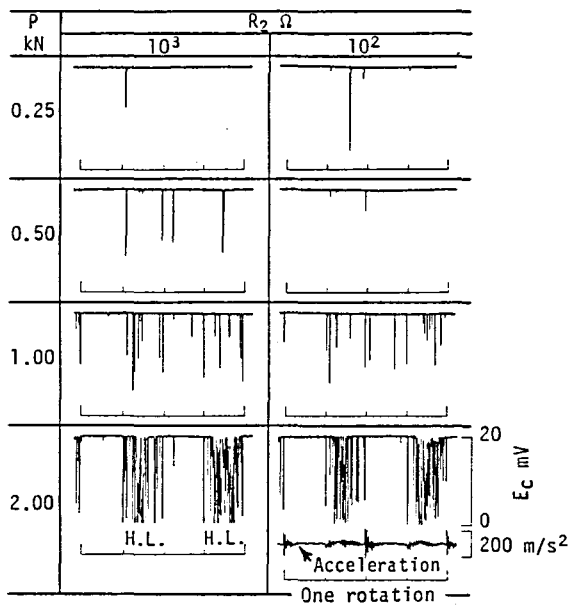


(b)  $\sigma_h = +30.1\%$

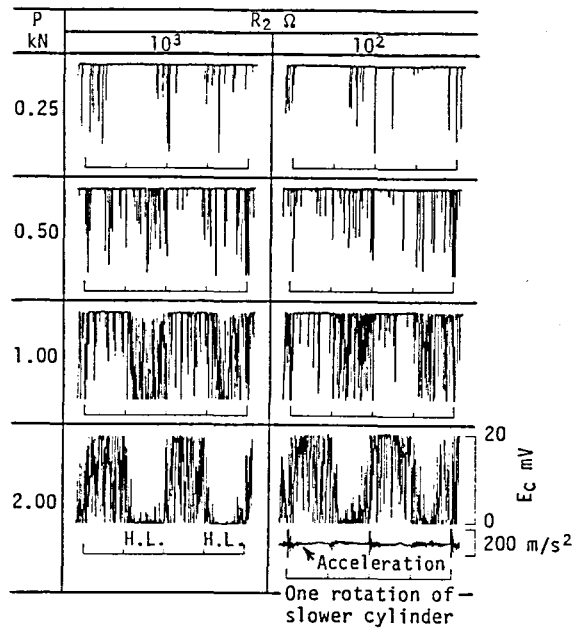
$U = 9.42 \text{ m/s}$ ,  $\Sigma R_a \approx 0.07 \text{ }\mu\text{m}$  (before test)

図5-6 表面粗さが小さい場合の突起間干渉状態に及ぼすすべり率の影響  
( $p_h / p_l = 2$ )





(a)  $\sigma_h = 0\%$



(b)  $\sigma_h = +30.1\%$

U=9.42 m/s,  $\Sigma Ra = 0.09 \mu\text{m}$  (before test)

図5-7 表面粗さが小さい場合の突起間干渉状態に及ぼすすべり率の影響  
( $p_h/p_l = 4$ )

のすべり率でも同じ9.47m/sである。図5-6, 5-7のH.L.は、図5-3における高荷重密度域である。図5-8, 5-9は、それぞれ図5-6, 5-7の場合の連続接触部の両円筒外周面バルク温度の平均値 $T_{ba}$ ,  $T_{ba}$ に対しGrubinの式<sup>(7)</sup>により求めた弾性流体潤滑膜厚 $h_0$ と、 $R_2$ が $10^3\Omega$ のときの電位差 $E_{ca}$ を示す。 $\xi_0$ は、 $h_0$ と実験前の両試験円筒外周面軸方向の表面粗さに対する合成粗さの比である。

以下、図5-6~5-9をもとに荷重密度が変動する場合の突起間干渉状態に及ぼすすべり率の影響を検討する。なお、荷重密度

の変動が低速側の加速度変動をもたらし、これが突起間干渉に影響を及ぼすことが懸念される。図5-1に示した位置に設置した加速度計による低速試験円筒側の加速度変動状態を図5-6, 5-7における試験荷重 $P = 2.00\text{ kN}$ の場合について示す。荷重密度が変化する位置では加速度の変動がみられる。その変動は、接触の移動が接触圧力による弾性変形量の大きい高荷重密度域からその変形量の小さい低荷重密度域に移行するときのほうが、低荷重密度域から高荷重密度域に移行する場合よりも大きい。また、 $p_h/p_l = 2$ の場合より弾性変形量の差が大きくなる $p_h/p_l = 4$ のほうが大きい。しかし、2円筒間の電位差波形に加速度変動に対

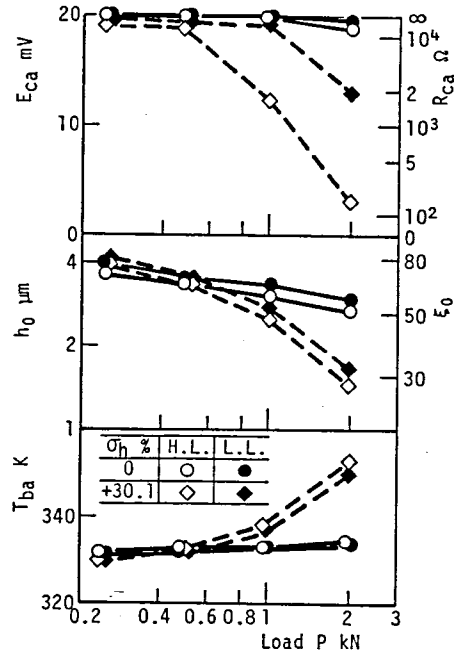


図5-8 連続接触部の両試験円筒外周面バルク温度の平均値 $T_{ba}$ ,  $T_{ba}$ に対する弾性流体潤滑膜厚 $h_0$ と2円筒間の平均電位差 $E_{ca}$ (図5-6の場合)

応する変化はみられないことより，突起間干渉に及ぼす低速試験円筒側の加速度変動の影響はないと言えよう。

$\sigma_h = 0\%$ の場合，図5-6(a)，5-7(a)に示したように， $p_h/p_l$ が2，4のいずれの荷重密度比においても， $P = 0.25, 0.50$  kNの低荷重では2円筒間の電位差は高く，突起間干渉状態に及ぼす荷重密度変動の影響は見られない。一方，試験荷重が1.00，2.00 kNと高くなるにつれて低荷重密度域より高荷重密度域の突起間干渉頻度が高くなる。しかし，図5-8，5-9から判断できるように $P = 2.00$  kNの

場合の高荷重密度域においてでさえも2円筒間の平均電気抵抗 $R_{ca}$ は $2 \times 10^3 \Omega$ を超えており，その突起間干渉状態は厳しいものではない。なお，同じ試験荷重に対しては $p_h/p_l$ が2と4の高荷重密度域の荷重密度はほぼ等しいが，後者の方が突起間干渉頻度が高い。これは $p_h/p_l = 4$ の場合の表面粗さが $p_h/p_l = 2$ の場合よりやや大きかったためと思われる。低荷重密度域の突起間干渉頻度は，高い試験荷重でも低いが，荷重密度が $p_h/p_l = 4$ の約2倍である $p_h/p_l = 2$ のほうがわずか高い。

図5-10は， $\sigma_h = 0\%$ の場合の突起間干渉状態に及ぼすころがり速度の影響を示す。

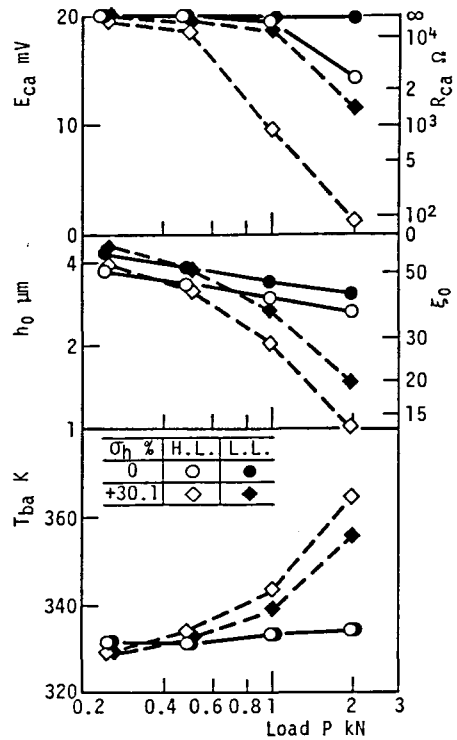
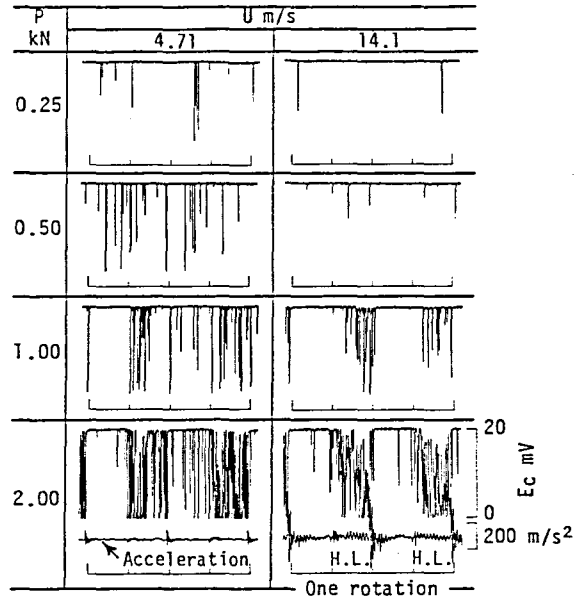


図5-9 連続接触部の $T_{ba}$ ， $h_0$ と $E_{ca}$   
(図5-7の場合)

図5-11は、図5-10の場合の連続接触部の  $T_{ba}$ 、 $T_{ba}$  に対する  $h_0$  と  $E_{ca}$  を示す。低速試験円筒側の加速度変動は、図5-10において  $P = 2.00 \text{ kN}$  の場合について示したようにころがり速度  $U$  が高いほど大きい。しかし、その変動に対応した2円筒間の電位差の波形の変化は明瞭には見られない。

図5-7、5-9の  $\sigma_h = 0\%$  の結果をあわせて考えると、ころがり速度が高くなれば弾性流体潤滑膜厚は厚くなるが、突起間干渉状態に及ぼすころがり速度の顕著な影響はない。

$\sigma_h = +30.1\%$  の場合、図5-6(b)、5-7(b)に示したように、 $P = 0.25 \text{ kN}$  のときの突起間干渉頻度は、外周面バルク温度、膜厚比が  $\sigma_h = 0\%$  の場合とほぼ同じであったにもかかわらず、



$P_h/P_l=4$ ,  $\sigma_h=0\%$ ,  $\Sigma R_a=0.09 \mu\text{m}$  (before test),  
 $R_2=10^3 \Omega$

図5-10 突起間干渉状態に及ぼすころがり速度の影響

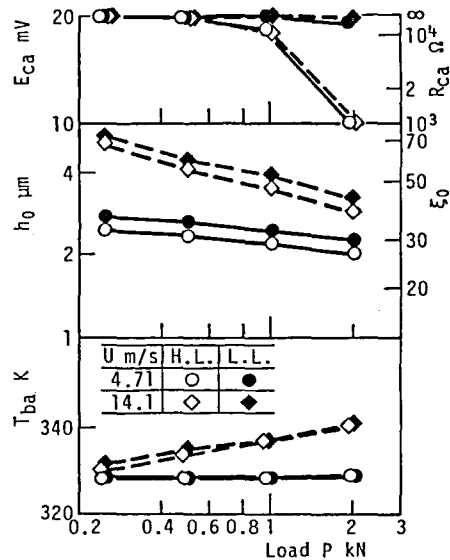


図5-11 連続接触部の  $T_{ba}$ 、 $h_0$  と  $E_{ca}$  (図5-10の場合)

$\sigma_h = 0\%$ の場合より高い。

また、図5-8, 5-9に示したように、試験円筒間の摩擦による発熱がないため  $T_{ba}$  がほぼ一定である  $\sigma_h = 0\%$  の場合と異なって、荷重増により  $T_{ba}$  が高くなり、したがって弾性流体潤滑膜厚が薄くなるにつれて突起間干渉が顕著となり、 $P=2.00$

kNでは高荷重密度域の  $R_{oa}$  は数百 $\Omega$ にまで下がる。 $p_h/p_l=2$ と $p_h/p_l=4$ の場合の突起間干渉状態を比較すると、ほぼ同じ荷重密度である高荷重密度域ではもちろん、低荷重密度域でも両者間には差が見られない。

Poonら、Hainesらの実験結果<sup>(8)(9)</sup>によれば $\xi_a > 3.7$ で完全な弾性流体潤滑状態、 $\xi_a < 1$ で突起同士の接触時間比はほぼ100%である。しかし、実際には図5-8, 5-9に示したように $\xi_a$ が10を大きく超える膜厚比の場合でも突起間干渉が生じ、その頻度は低荷重密度域より高荷重密度域のほうが高い。

図5-12は、 $\sigma_h = +30.1\%$  の場合の低速側試験円筒の連続接触部軸方向の表面粗さの変化を示す。 $R_{oa}$ が数百 $\Omega$ にまで下がった高荷重密度域では表面粗さは実験前より大きくなっているが、 $R_{oa} > 10^3 \Omega$ であった低荷重密度域では表面粗さに大きな変化は見られない。

#### b. 表面粗さが大きい場合の突起間干渉状態（低すべり率）

図5-13は、表面粗さが大きい場合の突起間干渉状態に及ぼすすべり率の影響を示す。図5-14は、図5-13の場合の連続接触部の  $T_{ba}$ 、 $T_{ba}$  に対する  $h_a$  と、 $E_{oa}$

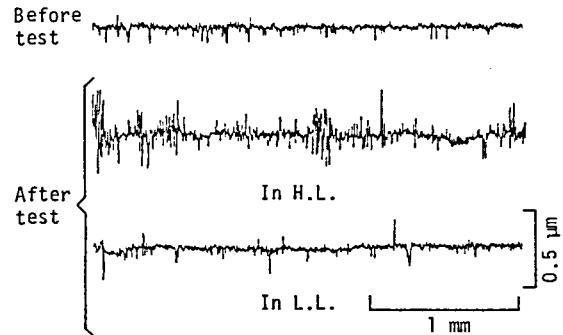


図5-12 連続接触部軸方向の表面粗さ  
( $\sigma_h = +30.1\%$ , 図5-7, 5-9  
の場合, 低速側試験円筒)

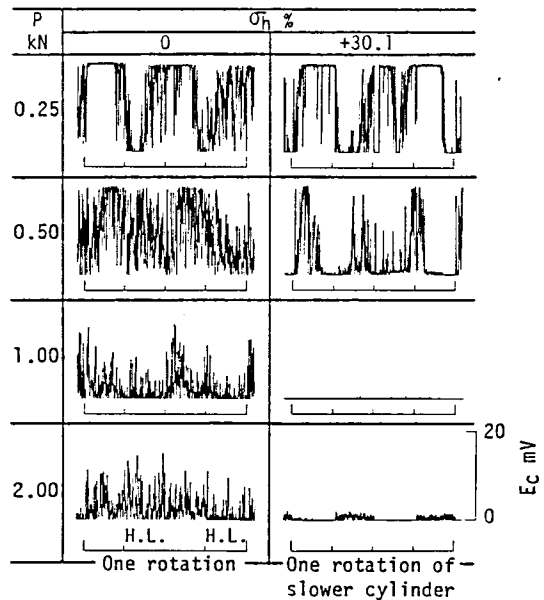
を示す。ここに $\Sigma Ra$ は約 $0.8\mu m$ であり、研削歯車の歯面粗さに相当する。図5-15は、連続接触部軸方向の表面粗さの変化を示す。

図5-13、5-14に示すように、いずれのすべり率でも $\xi_0$ は10未満であり、図5-6~5-9と比較して同じ荷重に対する突起間干渉頻度はかなり高い。 $P = 0.25$ 、 $0.50 kN$ では、高荷重密度域より低荷重密度域の突起間干渉頻度が低い。図5-14に示した $h_0$ と図5-15から得

られる両試験円筒外周面の最大高さの和に大きな違いがないこともあって、 $P = 1.00$ 、 $2.00 kN$ では荷重密度の違いによる突起間干渉頻度の差は小さい。

次にすべり率の影響を検討する。外周面バルク温度上昇が小さく、したがって弾性流体潤滑膜厚の減少が小さい $\sigma_h = 0\%$ の場合、荷重増による突起間干渉頻度の増大は小さい。これは、図5-15(a)に示した表面粗さの変化が小さいことによって裏付けられる

$\sigma_h = +30.1\%$ の場合、荷重増により外周面バルク温度が上昇して弾性流体潤滑膜厚が減少するにつれて突起間干渉頻度は高くなる。 $P = 1.00 kN$ では両荷重密度域とも突起同士の接触時間比がほぼ100%となっている。外周面バルク温度上昇が大きかった $P = 2.00 kN$ では、 $\xi_0$ は約1.1で $P = 1.00 kN$ の場合より小さ



$P_h/P_1=4$ ,  $U=9.42 m/s$ ,  $\Sigma Ra \approx 0.8 \mu m$  (before test),  
 $R_2=10^3 \Omega$

図5-13 表面粗さが大きい場合の突起間干渉状態に及ぼすすべり率の影響

いにもかかわらず、図5-13に示したように逆に低荷重密度域より高荷重密度域の2円筒間の電位差のほうがわずか大きくなっている。図5-15(b)の表面粗さの変化からわかるように、高荷重密度域のほうが低荷重密度域よりもなじみが大きい。さらに肉眼による観察では摩擦面に変色が見られ、その程度は高荷重密度域のほうが大きかった。ギヤ油基油の場合、摩擦によって変色した部分に酸化膜が生成されていることは、X線マイクロアナライザの酸素の分析結果

(10) から明らかである。したが

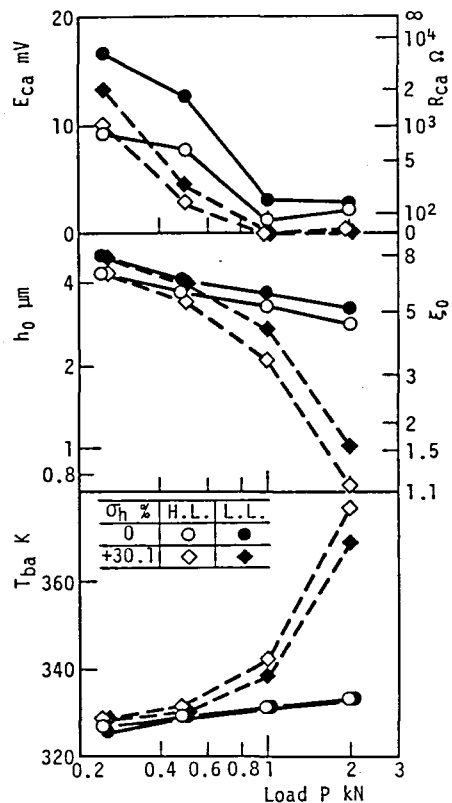


図5-14 連続接触部の  $T_{ba}$ ,  $h_0$  と  $E_{ca}$  (図5-13の場合)

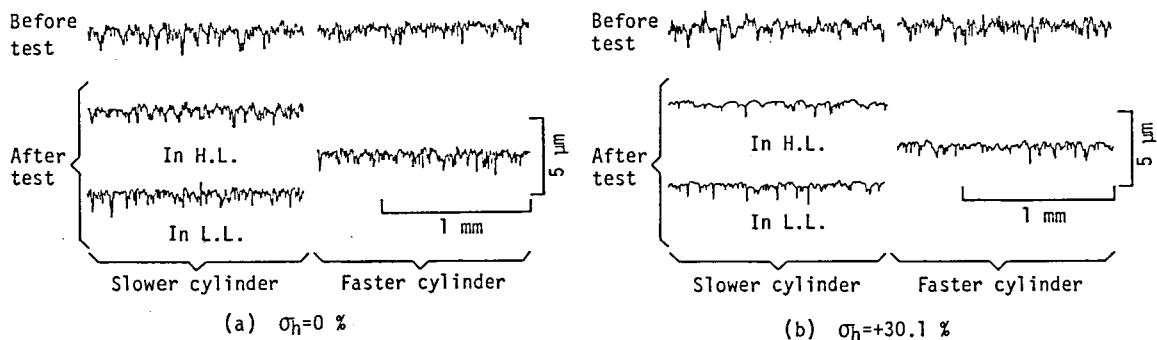
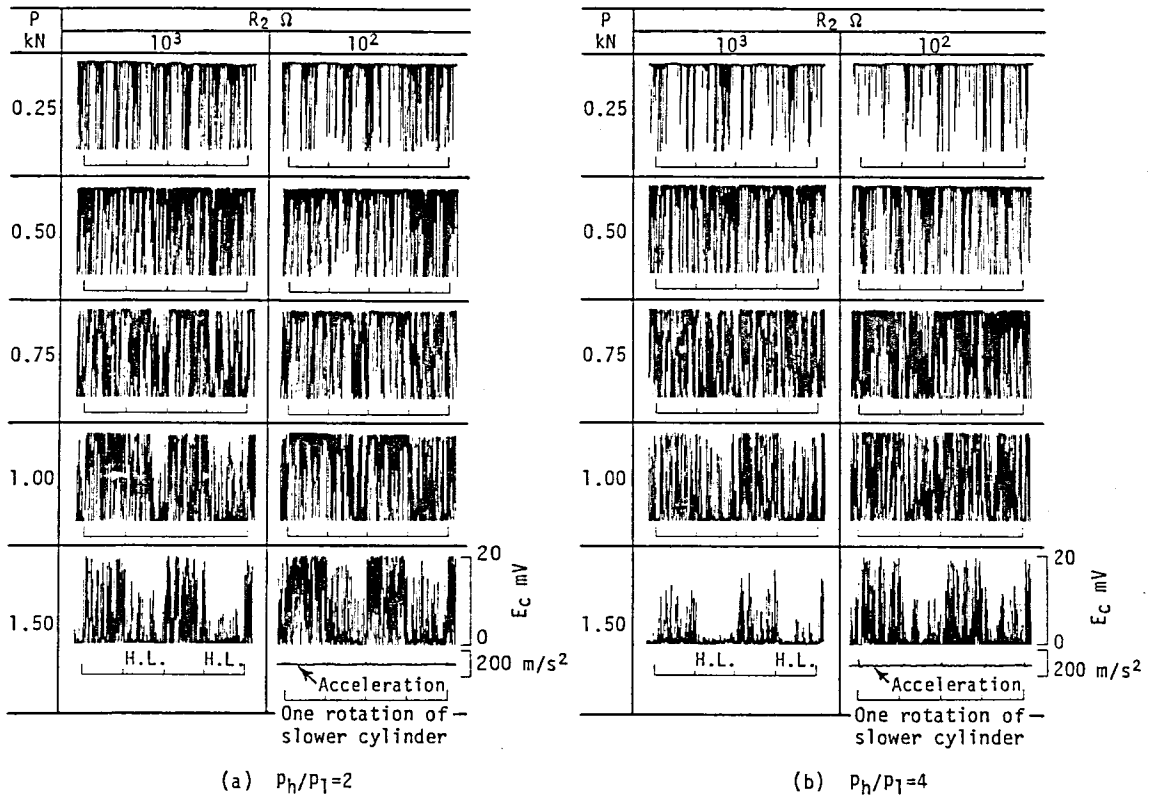


図5-15 連続接触部軸方向の表面粗さ (図5-13の場合)

って  $P = 2.00 \text{ kN}$  で高荷重密度域のほうが電位差が大きくなった原因としては、粗さのなじみと酸化膜の影響が考えられる。

c. 高すべり率における突起間干渉状態

5・1・4項で示す耐焼付き能を調べる実験を行ったすべり率は5・1・3項の値と比較してかなり大きい  $\sigma = +78.2\%$  である。ここで、 $\sigma = +78.2\%$  における突起間干渉状態を明らかにする。



(a)  $P_h/P_1 = 2$

(b)  $P_h/P_1 = 4$

$\sigma_h = +78.2\%$ ,  $V_s = 9.42 \text{ m/s}$ ,  $U = 7.34 \text{ m/s}$ ,  $\Sigma R_a = 0.076 \mu\text{m}$  (before test)

図5-16 表面粗さが小さい場合の突起間干渉状態に及ぼす荷重密度変動の影響



図5-16は、突起間干渉状態に及ぼす荷重密度変動の影響を示す。実験前の高速側および低速側試験円筒外周面軸方向の中心線平均粗さの和 $\Sigma Ra$ は $0.076\mu m$ であり、試験円筒外周面は鏡面に近かった。荷重密度比は図5-16(a)が2、図5-16(b)が4である。なお、高すべり率での突起間干渉状態を調べる実験は、破壊的焼付き荷重の前段階までの荷重範囲で行った。図5-17は、図5-16の場合の連続接触部の $T_{ba}$ 、 $T_{ba}$ に対する $h_0$ と $E_{ca}$ を示す。

図5-16に、 $P = 1.50 kN$ のときの図5-1の位置に設けた加速度計による低速試験円筒側の加速度を示した。荷重密度が変化する部分で加速度も変動している。その変動量は高荷重密度域と低荷重密度域の接触圧力による弾性変形量の差が大きくなる $p_h/p_l = 4$ の場合が

$p_h/p_l = 2$ の場合よりわずかに大きいといえるが、突起間干渉状態に及ぼす加速度変動の影響は認められない。

図5-16、5-17からわかるように、高すべり率においてもやはり $\xi_0$ が10を超えるいわゆる完全な弾性流体潤滑状態でも突起間干渉は発生し、その頻度は低荷重密度域より高荷重密度域のほうが高い。また突起間干渉頻度は、荷重増により外周面バルク温度が上昇し弾性流体潤滑膜厚が薄くなるにつれ高くなる。突起間干渉頻度に及ぼす荷重密

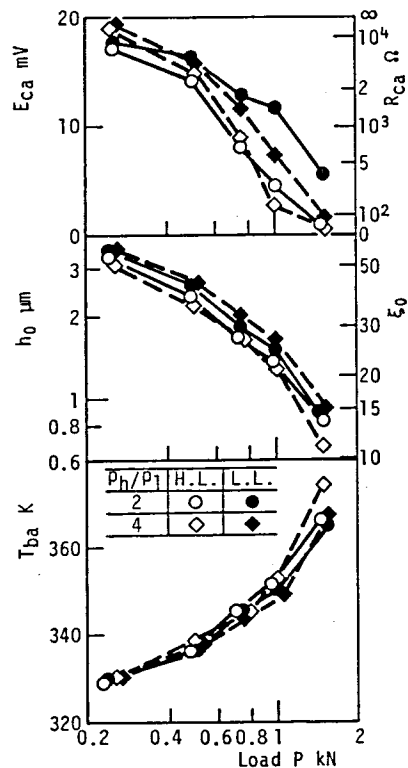
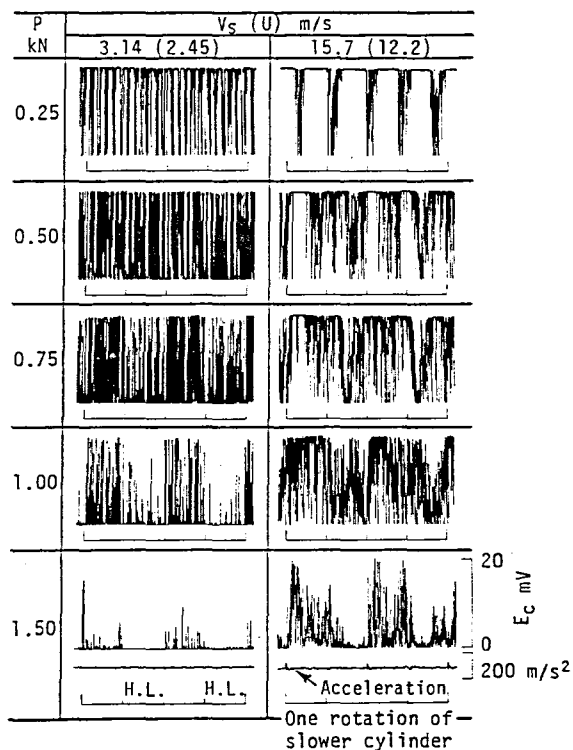


図5-17 連続接触部の $T_{ba}$ 、 $h_0$ と $E_{ca}$  (図5-16の場合)

度比の影響をみると  $p_h/p_1 = 4$  の低荷重密度域の荷重密度は  $p_h/p_1 = 2$  の場合の約半分であるにもかかわらず，両者の低荷重密度域の突起間干渉状態に大差はないかむしろ  $P = 1.00, 1.50 \text{ kN}$  では前者の干渉頻度のほうが高い．図5-16, 5-17と 図5-6~5-9を荷重，外周面バルク温度および膜厚比を考慮して比較，検討することにより，突起間干渉状態に及ぼすすべり率の影響について次のことがいえる．すべり率が増せば突起間干渉は発生しやすくなり，また荷重密度の違いによる突起間干渉状態の差は小さくなる．

図5-18は，突起間干渉状態に及ぼすすべり速度  $V_s$  の影響を示す．図5-19は，図5-18の場合の連続接触部の  $T_{ba}$ ， $T_{ba}$  に対する  $h_0$  と  $E_{ca}$  を示す．突起間干渉状態に及ぼす荷重密度変動の影響については， $V_s = 9.42 \text{ m/s}$  の図5-16の場合と同様なことがいえる．すべり速度が高くなれば温度上昇をもたらすが弾性流体潤滑膜厚は厚くなり，突起間干渉頻度は低下する傾向にある．しかし，外周面バルク温度上昇が大きい破壊的焼付き荷重近くの荷重では，突起間干渉頻度に及ぼすすべり速度の影響度は小さくなり，突起間干



$P_h/P_1 = 4, \sigma_h = +78.2 \%$ ,  $\Sigma R_a = 0.07 \mu\text{m}$  (before test)  
 $R_2 = 10^3 \Omega$

図5-18 突起間干渉状態に及ぼすすべり率の影響

渉頻度は高い。なお、図5-18において  $P = 1.50 \text{ kN}$  の場合について示しているように、高すべり速度においても突起間干渉状態に及ぼす低速試験円筒側の加速度変動の影響は認められない。

以上は表面粗さが小さい場合の突起間干渉状態であった。図5-20に、表面粗さが大きい場合の突起間干渉状態を示す。図5-21は、図5-20の場合の連続接触部の  $T_{ba}$ ,  $T_{ba}$  に対する  $h_0$  と  $R_2 = 10^3 \Omega$  のときの  $E_{ca}$  を示す。 $\xi_0$  は5未満であり、突起間干渉頻度はかなり高い。  $P = 0.25 \text{ kN}$  では突起間干渉頻度は低荷重密度域より高荷重密度域のほうが高い。しかし、 $P = 0.50 \text{ kN}$  ではいずれの荷重密度域でも突

起間干渉頻度は高い。外周面バルク温度上昇が大きかった  $P = 0.75 \text{ kN}$  では、図5-20に示したように低荷重密度域より高荷重密度域の2円筒間の電位差がわずか高くなっている。これは図5-13におけると同様な結果であり、摩擦面のなじみが低荷重密度域より高荷重密度域のほうが大きく、また変色の程度から判断して高荷重密度域で酸化膜の生成量が大きであったためと考えられる。

図5-22は、試料油の耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響を調べた実験で得

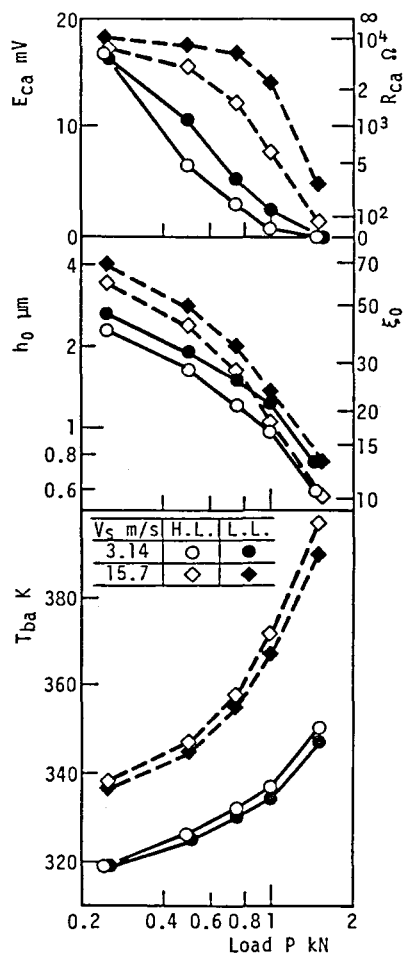
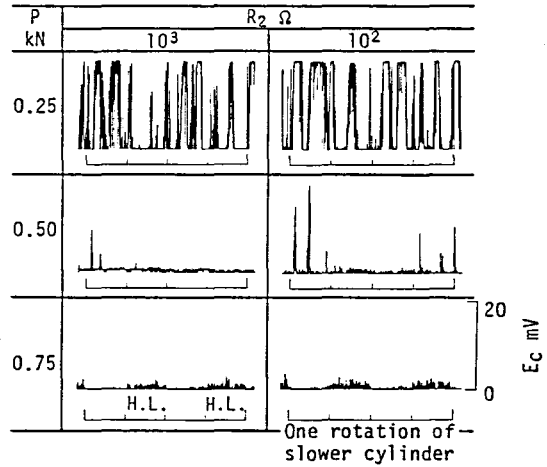


図5-19 連続接触部の  $T_{ba}$ ,  $h_0$  と  $E_{ca}$  (図5-18の場合)

られた低速側試験円筒連続接触部の破壊的焼付き直前と実験前の中心線平均粗さの関係を示す。図5-22中の★印はたがいに対応する値であることを示す。なお、急激な摩擦トルクの上昇を検知すると同時に電源を切れれば、焼付き損傷が摩擦面の局所に限られるため、破壊的焼付き直前の表面粗さを知ることができるが、図5-22はそのようにして得た結果である。実験前の中心線平均粗さが $0.03\sim 0.05\ \mu\text{m}$ の鏡面に近い状態では、破壊的焼付き直前の表面粗さは実験前の表面粗さよりも大きく、しかもその程度は高荷重密度域のほうがやや大きい。一方、実験前の中心線平均粗さが $0.15\ \mu\text{m}$ を超える領域では、破壊的焼付き直前の表面粗さは実験前の表面粗さより小さい。このように、表面粗さの大小によって、突起間干渉が表面粗さの変化に及ぼす影響度は異なる。



$P_h/P_1=4$ ,  $\sigma_h=+78.2\%$ ,  $V_s=9.42\ \text{m/s}$ ,  $U=7.34\ \text{m/s}$ ,  
 $\Sigma R_a=0.76\ \mu\text{m}$ (before test)

図5-20 表面粗さが大きい場合の突起間干渉状態

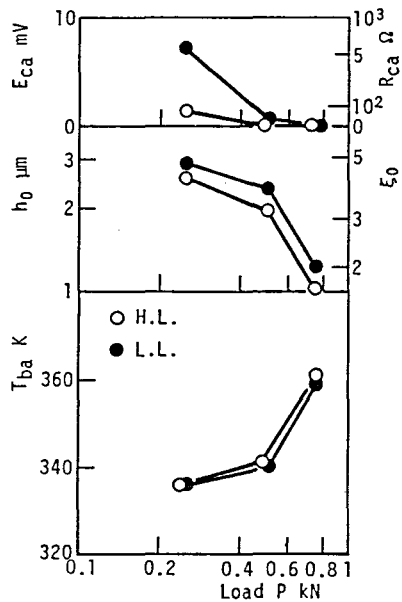
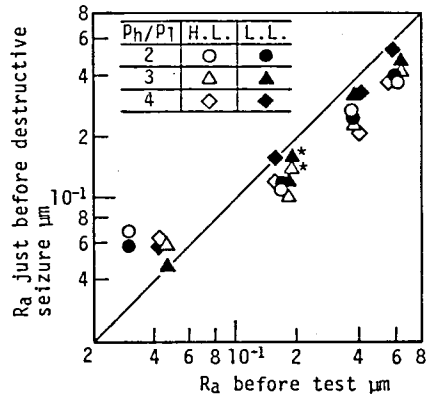


図5-21 連続接触部の  $T_{ba}$ ,  $h_0$  と  $E_{ca}$  (図5-20の場合)

ところで、5・1・3. bで示した低すべり率の場合と同様に高すべり率においても、 $\xi_0$ が10を超えるかなり大きな膜厚比であっても突起間干渉は発生する。図5-23は、軸方向接触幅が5, 10, 20mmの3種類について行われた荷重密度が変動しない場合の突起間干渉状態の実験で得られた2円筒間の平均電位差  $E_{ca}$  と実験前の表面粗さに対する膜厚比  $\xi_0$  の関係を示す。

なお、2円筒間の抵抗値が低い状態における突起間干渉状態を知るため、2円筒間に並列に入れる抵抗  $R_2$  は  $10^2 \Omega$  とされた。 $\xi_0 \leq 10$  では、従来の突起間干渉状態と膜厚比の関係<sup>(8)(9)</sup>に近い形になっており、 $\xi_0$ が10に近づくと突起間干渉頻度は急激に低下する傾向を示して

いる。しかし、 $\xi_0 > 10$  では荷重密度が変動する場合と同様、 $\xi_0 = 70$  でも突起間干渉が認められる。さらに、摩擦熱を伴うすべり・ころがり接触においては、 $\xi_0$ が50から10近くに減少するにつれ突起間干渉頻度は急激に高くなる。



$\sigma_h = +78.2\%$ ,  $V_s = 9.42$  m/s,  $U = 14.7$  m/s

図5-22 破壊的焼付き直前と実験前の表面粗さの関係（低速側試験円筒連続接触部軸方向）

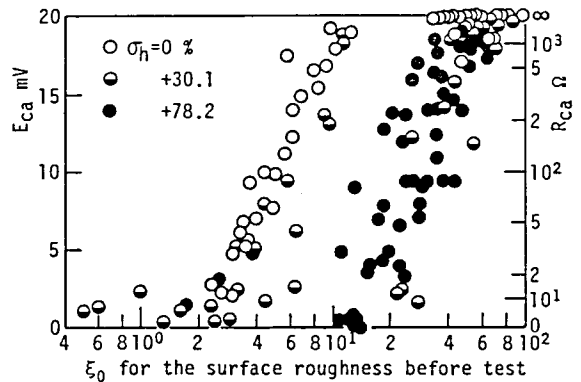


図5-23  $E_{ca}$  と膜厚比  $\xi_0$  の関係 ( $R_2 = 10^2 \Omega$ )

## 5・1・4 高すべり率における耐焼付き能

### a. 円筒外周面バルク温度

図5-24は、荷重密度変動下の低速側円筒外周面バルク温度を示す。温度測定位置は、図5-3の各領域の円周方向および軸方向の中央である。低荷重密度域では連続接触部と不連続接触部の外周面バルク温度に差はほとんどない。連続接触部では低荷重密度域より高荷重密度域の外周面バルク温度のほうが高く、その差は高温域ほど、またすべり速度の低いほど大きい。

### b. 破壊的焼付き荷重、破壊的焼付き直前の膜厚比と摩擦係数

図5-25に、破壊的焼付き荷重  $P_{DS}$ 、破壊的焼付き直前の膜厚比  $(\xi_0)_{DS}$  と摩擦係数  $\mu_{DS}$  に及ぼす荷重密度変動およびすべり速度の影響を表面粗さとの関連で示す。★印はたがいに対応する実験点であることを示す。シンクロスコープによる観察では、高荷重密度域と低荷重密度域とで摩擦トルクに差は認められなかった。本実験では焼付き発生のはほとんどは高荷重密度域を含む連続接触部においてであり、不連続接触部において焼付

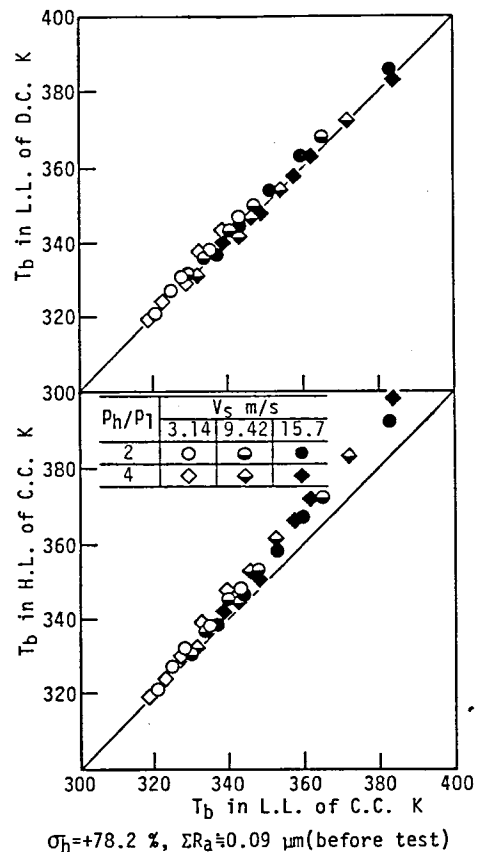


図5-24 低速側円筒外周面バルク温度

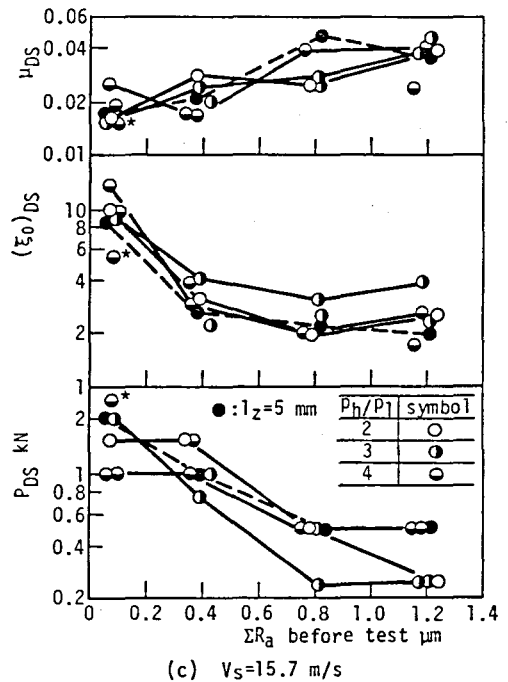
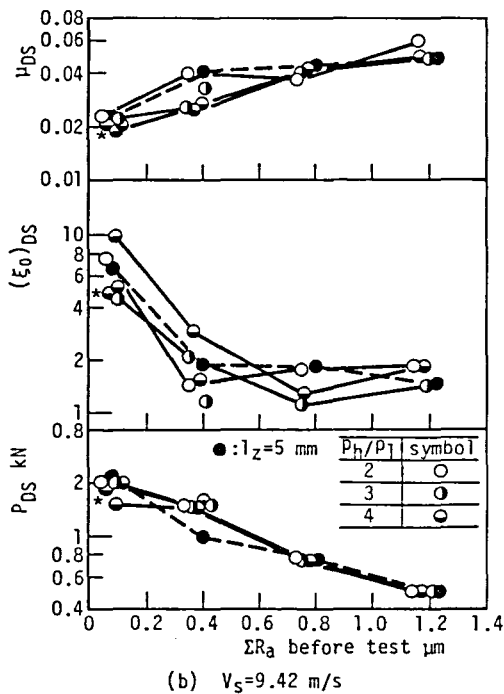
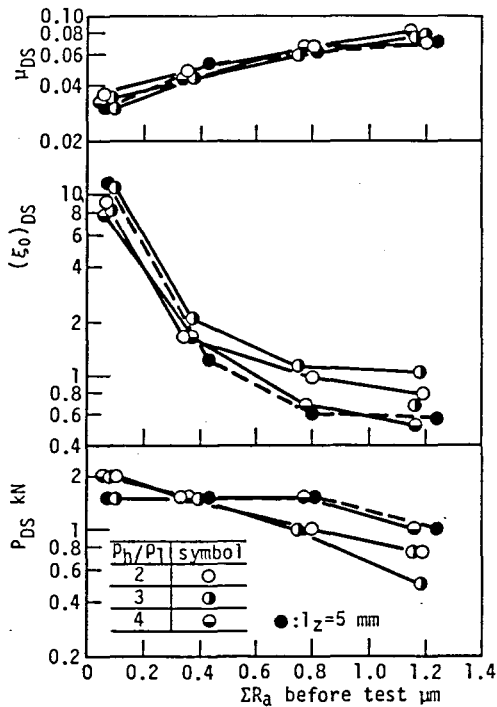


図5-25 破壊的焼付き荷重  $P_{DS}$ 、破壊的焼付き直前の膜厚比  $(\epsilon_0)_{DS}$  と摩擦係数  $\mu_{DS}$  に及ぼす表面粗さ、すべり速度および荷重密度変動の影響 ( $\sigma_h = +78.2\%$ )

きの発生した割合は約 6%であった。 $(\xi_0)_{DS}$  は、連続接触部の高速側と低速側高荷重密度域の外周面バルク温度の平均値に対応する弾性流体潤滑膜厚と実験前の両試験円筒外周面軸方向の表面粗さを用いて求めたものである。 $\Sigma Ra < 0.2 \mu m$  の場合、 $(\xi_0)_{DS}$  の値より完全な弾性流体潤滑状態から焼付いたように見える。しかし、破壊的焼付き直前の 2 円筒間の平均電気抵抗は、 $R_z$  が  $10^3 \Omega$  のとき  $200 \Omega$  未満であった。また、破壊的焼付き直前の両試験円筒外周面軸方向の中心線平均粗さは、実験前の 1.1~2.9 倍になっていた。摩擦面が境界潤滑状態にあるのは  $\xi_0 \leq 0.3$  である<sup>(10)</sup> ことから、本実験における実際の摩擦面はすべて混合潤滑状態にあったといえる。

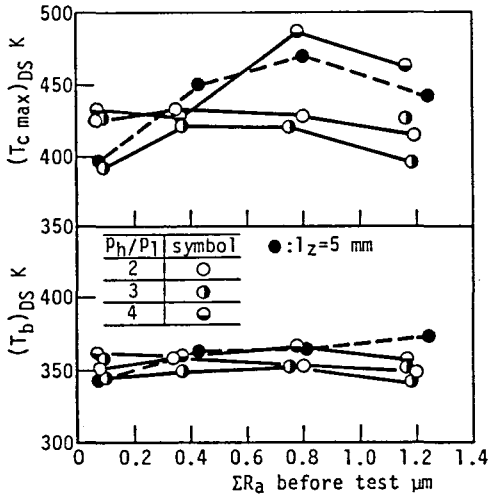
ところで、荷重密度が変動する場合としない場合の試料油の耐焼付き能力を比較するため、荷重密度変動下で主に焼付きの発生した連続接触部の軸方向接触幅（図 5-3 の 1c）にほぼ等しい軸方向接触幅  $l_z$  が 5 mm の試験円筒を用いた焼付き実験を行った。結果は図 5-25 の中に黒丸印で示した。荷重密度が変動しない場合の突起間干渉状態、表面粗さの変化は、荷重密度変動下の連続接触部高荷重密度域のそれらと類似していた。

荷重密度が変動しない場合の結果もあわせて考えるとき、 $P_{DS}$ 、 $(\xi_0)_{DS}$  と  $\mu_{DS}$  に及ぼす荷重密度変動の影響は、いずれのすべり速度においてもみられない。 $P_{DS}$  は表面粗さが大きくなれば減少し、その程度はすべり速度が高くなるほど大きい。 $\mu_{DS}$  は表面粗さが大きいほど大きく、いずれのすべり速度においても、 $\Sigma Ra \approx 1.2 \mu m$  の  $\mu_{DS}$  は、 $\Sigma Ra < 0.2 \mu m$  の場合の約 2 倍である。

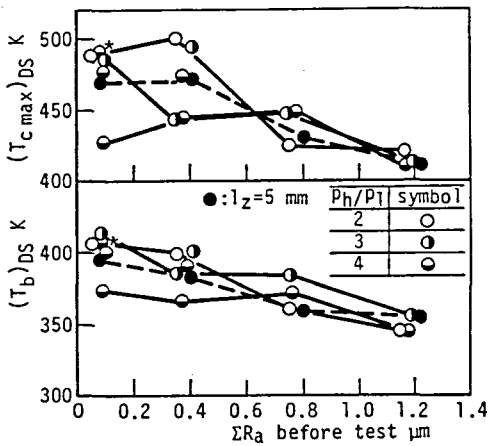
### c. 破壊的焼付き直前の円筒外周面バルク温度と接触面最高温度

図 5-26 は、破壊的焼付き直前の外周面バルク温度  $(T_b)_{DS}$  と接触面最高温度  $(T_{cmax})_{DS}$  に及ぼす荷重密度変動およびすべり速度の影響を表面粗さとの関連で示したもので、図 5-25 に対応する。 $(T_b)_{DS}$ 、 $(T_{cmax})_{DS}$  はいずれも連続接触部

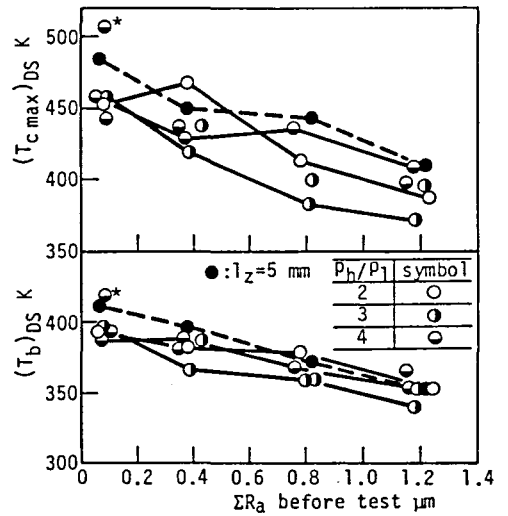




(a)  $V_s=3.14$  m/s



(b)  $V_s=9.42$  m/s



(c)  $V_s=15.7$  m/s

図5-26 連続接触部高荷重密度域における破壊的焼付き直前の外周面バルク温度  $(T_b)_{DS}$  と接触面最高温度  $(T_{cmax})_{DS}$  に及ぼす表面粗さ、すべり速度および荷重密度変動の影響 ( $\sigma_h = +78.2\%$ )

高荷重密度域における値である。(T<sub>b</sub>)<sub>DS</sub>は両試験円筒外周面バルク温度の高いほうの値であるが、本実験ではその差は10K以内が大半を占めていた。連続接触部の破壊的焼付き直前の外周面バルク温度は、低荷重密度域より高荷重密度域のほうが高かった。しかし、その差は15K以内であり、荷重密度比の小さいほど、また、すべり速度の低いほど差は小さくなる傾向にあった。

図5-26の黒丸印で示した $l_z=5\text{ mm}$ の高荷重密度が変動しない場合の結果もあわせて考えるとき、(T<sub>b</sub>)<sub>DS</sub>に及ぼす荷重密度変動の影響は、いずれのすべり速度においてもみられない。荷重密度が変動しない場合の実験によれば、混合潤滑状態からの焼付きの発生には接触面最高温度よりも外周面バルク温度との関係が深い<sup>(11)</sup>。本実験において焼付きはすべて混合潤滑状態から発生したが、図5-26に示した温度のばらつき程度から判断して、上述のことは荷重密度が変動する場合でも妥当であるといえる。

## 第5.2節 平歯車の耐スコーリング負荷容量に及ぼす動荷重の影響

### 5.2.1 動荷重に変動を与えるための供試平歯車および実験方法

#### a. 供試歯車

実験に用いた試験機は動力循環式 I A E 形歯車試験機であり、表5-3に供試平歯車の諸元を、また図5-27に歯形曲線を示す。図5-27中で、A～BおよびC～Dの範囲は幾何学的2対かみあい域を、B～Cは幾何学的1対かみあい域を、点Aは幾何学的かみあい始めを、また点Pはかみあいピッチ点を示す。幾何学的かみあい始めにあたる大歯車歯先と幾何学的かみあい終わりにあたる小歯車歯先におけるすべり率は、それぞれ+43.5%および+72.4%である。かみあい始めの歯先りょう干渉を緩和させるため、大歯車歯先部は大きく歯形修整されている。すべ

表5-3 供試歯車諸元

Items	Pinion	Gear
Module	5	
Number of teeth	15	16
Standard pressure angle deg	20	
Addendum modification coefficient	0.935	0.252
Reference diameter mm	75.000	80.000
Tip circle diameter mm	92.580	90.750
Facewidth mm	4.76	5.20
Center distance mm	82.55	
Contact ratio	1.122	
Material	SNCM420	
Tooth surface finishing	Grinding	

り率の高い遠のき側の歯形誤差  
 が大きい、これはスコアリング  
 による歯形摩耗である。つま  
 り、本実験では動荷重に変動を  
 与える手段として遠のき側にス  
 コアリングが発生した歯車を使  
 用し、遠のき側よりすべり率の  
 低い近寄り側において平歯車の  
 耐スコアリング負荷容量に及ぼ  
 す動荷重の影響を調べようと  
 している。ここで、遠のき側の  
 歯形誤差が大きい供試平歯車の  
 歯形を歯形D、供試平歯車の処  
 女歯車の歯形を歯形Cと称す  
 る。  
 なお、歯形Cは平歯車における

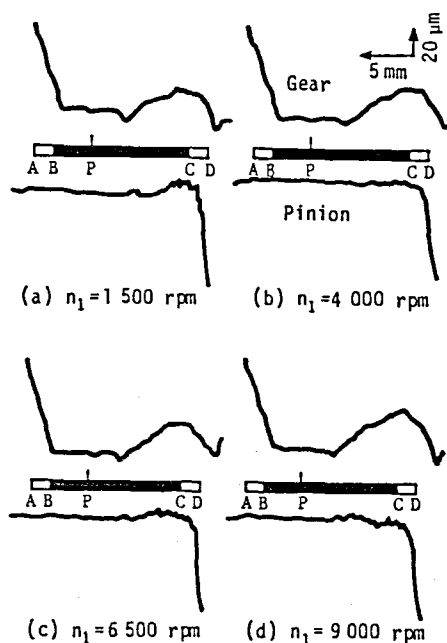


図5-27 歯形曲線（歯形D，実験前）

スコーリングの発生と進展に及ぼす歯形の影響を調べるために第4.3節で用いられたものであり、等級はJIS B 1702 0級である。

大・小歯車の歯先面硬さはHv(0.3)800以上であり、歯形Cの場合と大差なかった。かみあい始め部の歯形方向歯面粗さは小歯車で0.10~0.25  $\mu\text{mRa}$ 、歯先修整のある大歯車では0.55~0.65  $\mu\text{mRa}$ であり、歯形Cの場合とほぼ同じであった。なお、かみあいピッチ点近傍の歯形方向歯面粗さは、歯形Cの場合より小さい0.10~0.35  $\mu\text{mRa}$ であった。

表5-4は、実験で用いたギヤ油基油の性状を示す。この試料油は歯形Cを用いた第4.3節で用いた試料油と同じである。

ところで、前述のように供試平歯車はスコーリング実験に一度用いられたものである。したがって、その実験でかみあい歯面に生成されたとと思われる酸化膜が供試平歯車のスコーリング発生荷重およびスコーリング発生温度に影響を及ぼすことが考えられた。そこで、2円筒試験により試料油の耐焼付き能に及ぼす既存酸化膜の影響を調べた。試験円筒の材質は供試平歯車の材質と同じSNCM420であり、試験円筒外周面は浸炭焼入れ後、焼きもどしした。円周方向に研削仕上げした試験円筒外周面の硬さおよび軸方向の粗さは、供試平歯車とほぼ同じであった。処女円筒を用いた実験の結果と予備実験で摩擦面に酸化膜が生成された円筒を用いた実験の結果を比較検討したところ、供試平歯車の耐スコーリング負荷容量に及ぼす既存酸化膜の影響は無視できることがわかった。

## b. 実験方法

表5-4 試料油（ギヤ油基油）の性状

Specific gravity 288/277 K		0.891 9
Flash point	K	557
Pour point	K	265.7
Kinematic viscosity $\text{mm}^2/\text{s}$	313 K	214.2
	373 K	18.67
Viscosity index		97
Sulfur concentration	wt%	0.54+
+: natural content		

実験は、小歯車回転速度  $n_1$  が 1500~9000 r p m の範囲で、近寄り側にスコアリングが発生するまで荷重を段階的に増加させて行なった。荷重は試験機停止中にトルク負荷用フランジ継手を用いて加え、初期全歯面法線荷重および各荷重段階での全歯面法線荷重増加量は  $n_1 = 1500$  r p m のとき 1.2 k N，他の回転速度のときは 0.6 k N とした。スコアリングの発生は近寄り側作用歯面バルク温度の急上昇から判定した。各荷重段階での運転時間は歯の温度がほぼ定常に達する 600 s とした。試験機は負荷後、低回転速度で起動し、80 s 以内に所定の回転速度にした。323±1K に制御した試料油は、孔径 0.7 mm のノズルを用いてかみこみ側からかみあいピッチ点方向に歯車中心線に垂直に 500 m L / m i n の割合で強制給油した。なお、図 5-27 に示したように、実験前の各供試平歯車の歯形誤差はほぼ同じであった。

焼付き損傷は接触面の温度と密接な関係にある。そこで、運転中の大・小歯車の作用歯面バルク温度を線径 0.1 mm の熱電対を用いて測定し、ペンレコーダに記録した。熱電対設置箇所は作用線上において近寄り側と遠のき側幾何学的 2 対かみあい域中央で、かつ作用歯面下 1 mm とした。また、動荷重は小歯車圧縮側歯元すみ肉部にはりつけたゲージ長さ 0.3 mm の抵抗線ひずみ計を用いて測定し、スリップリング、動ひずみ計を介して、大歯車の一歯ごとに発生するパルスとともにデータレコーダに記録した。

### 5・2・2 動荷重

図 5-28 は、小歯車圧縮側歯元ひずみ波形から求めた歯面法線動荷重  $P_n$  と小歯車回転速度  $n_1$  の関係を歯形 C を用いた実験の結果と対比して示す。なお、歯先りょう干渉部の動荷重を正確に把握することは困難であるので、図 5-28 中には幾何学的かみあい範囲内の動荷重を示した。図 5-28 中の  $P_n$  は、試験機停止後、小歯車側動力循環軸上の抵抗線ひずみ計で測定した負荷トルクから求めた全歯面法

線荷重である。なお、実験ごとに負荷トルクがある程度異なったため、歯形Cの $P_n$ と歯形Dの $P_n$ は若干違う。歯形Cの場合、いずれの回転速度においても幾何学的1対かみあい範囲内の動荷重の変動はそれほど大きくない。また、図5-28中に示した程度の $P_n$ では歯先りよう干渉はあっても軽微である。一方、歯形Dの場合、高回転速度では動荷重の変動が大きく、また、点Aにおける $P_d$ から判断できるように、かみあいはじめの歯先りよう干渉は顕著である。

図5-29は、荷重の増加による動荷重の変化を歯形Dの場合について示す。スコアリング発生荷重時の動荷重はスコアリング発生以前のものである。スコアリングOK荷重とは、スコアリングが発生しない最大荷重である。スコアリング発生

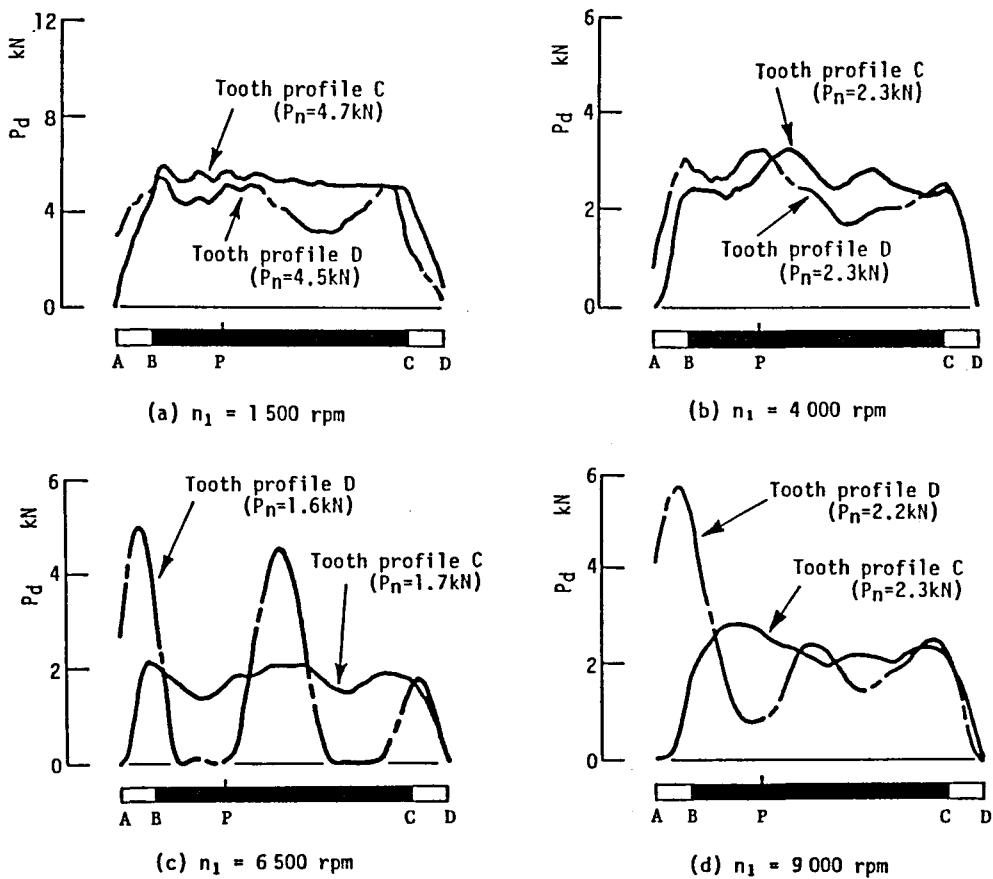


図5-28 動荷重と回転速度の関係

荷重時の動荷重を示していない回転速度があるが、それはデータレコーダに動荷重を記録する以前にスコアリングが発生したためである。なお、 $n_1=1500\text{rpm}$ などで見られるように、ある荷重段階において動荷重の様子が急に変化している場合がある。これは、作用歯面バルク温度が高くなったために遠のき側歯面にスコアリングが再発生し、歯形誤差の状態が変わったことによる。歯形Cの場合、スコアリング発生荷重の高かった  $n_1=1500\text{rpm}$  のときを除いて、歯形修整量の大きいかみあい始めに歯先りょう干渉は発生しなかった。一方、遠のき側歯面の歯形誤差のために動荷重の変動が大きくなった歯形Dの場合、かみあい始めに歯

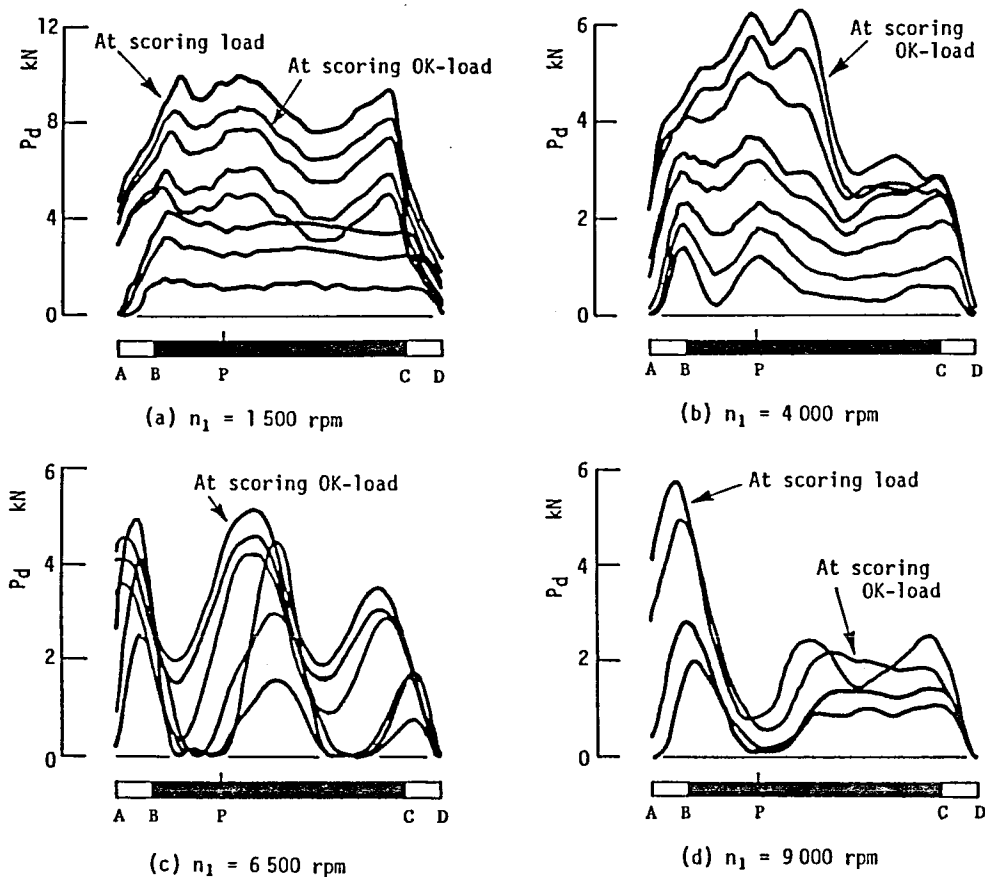


図5-29 荷重の増加による動荷重の変化（歯形D）

先りよう干渉が発生し、干渉の程度は  $n_1 \geq 6500 \text{ rpm}$  の高回転速度で顕著であった。

ところで、歯先りよう干渉とは幾何学的かみあい範囲外の接触であるが、これは負荷による歯のたわみなどによって容易に発生する。ここで、かみあい始めの歯先りよう干渉を重要視するのは、第4章で述べた以下の理由による。すなわち、歯先りよう干渉部の接触状態は潤滑油の耐焼付き能が低下する純すべり接触であり、しかもかみあい始めでは被動歯車の歯先りようが駆動歯車の歯元面に食込もうとする状態にある。したがって、それらのことがその後の高すべり率から低すべり率に変化していく近寄り側歯面の潤滑状態に悪い影響を及ぼし、スコアリングの発生を助長する。一方、かみあい終わりの歯先りよう干渉の場合、その後にかみあい歯面はないので、干渉の影響は干渉部に限られる。

### 5・2・3 作用歯面バルク温度と動荷重の関係

図5-30は、各荷重段階の運転終了直前およびスコアリング発生直前における、かみあい始め側とかみあい終わり側の作用歯面バルク温度  $T_b$  を歯形Cの場合と対比して示す。値は大・小歯車のそれぞれのかみあい域における測定値のうちで高い値である。歯形によって極端な動荷重の変動がなかった  $n_1 = 1500 \text{ rpm}$  ではかみあい終わり側とかみあい始め側の  $T_b$  の

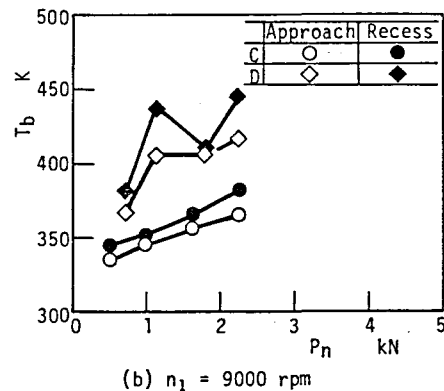
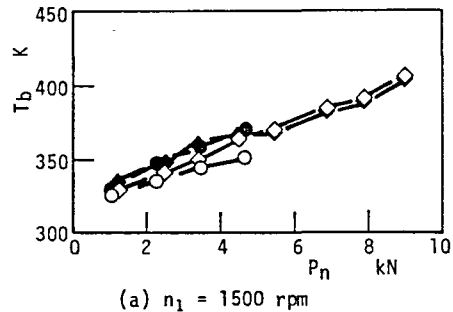


図5-30 作用歯面バルク温度  $T_b$



差は小さく、いずれの歯形でも10 K以内である。また、 $T_b$ は全歯面法線荷重 $P_n$ とほぼ直線的関係にある。これらのことは $n_1 = 4000 \text{ rpm}$ および動荷重の変動が大きかった $n_1 = 6500 \text{ rpm}$ のときでも同様であった。一方、 $n_1 = 9000 \text{ rpm}$ のとき、歯形Dの $T_b$ は歯形Cの $T_b$ よりかなり高い。この原因としては、歯形Dの場合、スコアリング損傷のあった遠のき側歯面の高い摩擦係数のために歯全体の温度が上昇したこと、近寄り側の動荷重が大きかったこと、かみあい始めの歯先りよう干渉が厳しかったことが考えられる。なお、歯形Dで $n_1 = 6500 \text{ rpm}$ のとき、図5-29(c)に示したように動荷重の変動は大きかったが、作用歯面バルク温度はそれほど高くなかった。これは高すべり速度域における動荷重が必ずしも高くなかったことを反映していると考えられる。

以上、検討したように、作用歯面バルク温度は動荷重、歯先りよう干渉、歯面摩擦係数などの影響を複雑に受ける。したがって、作用歯面バルク温度の計算にあたっては、歯車表面上の熱伝達率のほかにそれらを正確に把握する必要がある。

#### 5・2・4 スコアリング発生荷重と作用歯面バルク温度

図5-31は、スコアリング発生荷重 $P_s$ を歯形Cの場合と対比して示す。 $P_s$ はスコアリング発生後の負荷トルクから求めた全歯面法線荷重であり、歯形Cでは遠のき側に、歯形Dでは近寄り側にそれぞれスコアリングが初めて発生したときの荷重である。図5-31中で $V_w$ はかみあいピッチ円周速度、 $p_{max}$ はかみあいピッチ点におけるヘルツ応力である。なお、同じ回転速度で再実験した場合、最小の $P_s$ を実線で結んだ。 $n_1 = 9000 \text{ rpm}$ のときを除いて、歯形Dの $P_s$ は歯形Cの $P_s$ より約2倍高い。

図5-32は、スコアリングOK荷重時の運転終了直前の作用歯面バルク温度 $(T_b)_{OK}$ とスコアリング発生直前の作用歯面バルク温度 $(T_b)_s$ を示す。それらの値は歯形Cでは遠のき側、歯形Dでは近寄り側のそれぞれ大・小歯車作用歯面バ

ルク温度のうちで高い値である。試験機増速中にスコアリングが発生した場合の $(T_b)_s$ は示していない。図中の実線は図5-31中の実線に対応する。歯形Dの $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ は歯形Cの場合より高い。特に $n_1 \leq 6500 \text{ rpm}$ では、歯形Dの $(T_b)_{OK}$ は歯形Cの $(T_b)_{OK}$ より30~50Kも高い。いずれの歯形においても $(T_b)_s$ は回転速度の影響が小さい。

以上のように、 $n_1 \leq 6500 \text{ rpm}$ では、歯形Dのスコアリング発生荷重およびスコアリング発生時の作用歯面バルク温度は、動荷重の変動が小さかった歯形Cの場合よりかなり高い。このことは、平歯車の耐スコアリング負荷容量が動荷重よりもすべり率の影響を大きく受けることを示唆している。第5.1節で述べたとおり、焼付き発生荷重および焼付き発生時の円筒外周面バルク温度は荷重密度やその変動の影響をそれほど受けなかつ

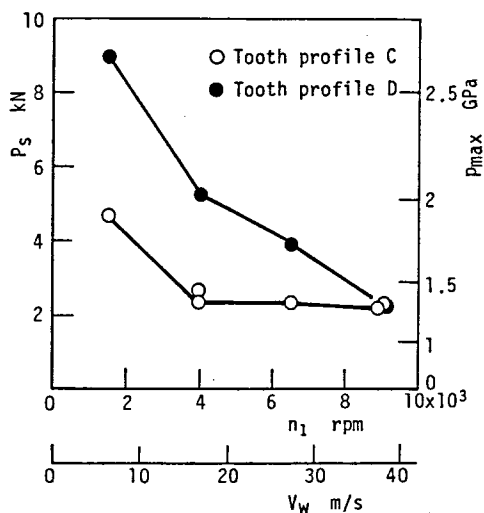


図5-31 スコアリング発生荷重  $P_s$

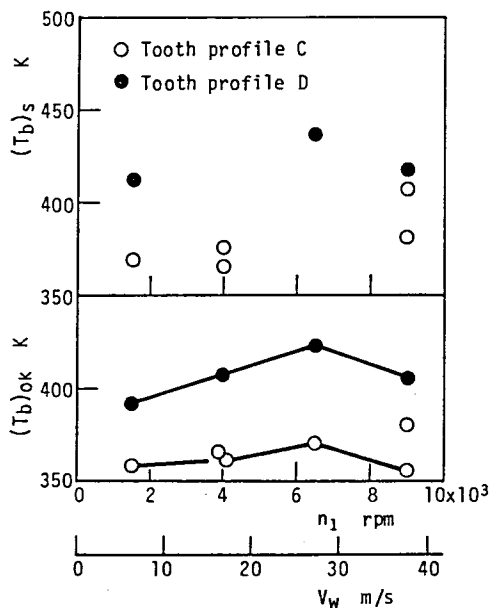


図5-32 スコアリングOK荷重時の作用歯面バルク温度 $(T_b)_{OK}$ とスコアリング発生時の作用歯面バルク温度 $(T_b)_s$  (図5-31に対応)

た．動荷重の変動は荷重密度の変動でもあるから，本実験結果はこの2円筒試験結果と類似している．なお， $n_1=9000$  rpm のとき歯形Dのスコ어링発生荷重が歯形Cの場合と比較してそれほど高くならなかった最大の原因は，図5-29(d)に示したように，動荷重の増大によってかみあい始めの歯先りょう干渉が助長されたことである．

### 5・2・5 歯面の潤滑状態

図5-33は，スコ어링OK荷重時の膜厚比  $(\xi_0)_{OK}$  と摩擦係数  $\mu_{OK}$  およびスコ어링発生直前の膜厚比  $(\xi_0)_s$  と摩擦係数  $\mu_s$  を示す．それらの値は歯形Cでは幾何学的かみあい終わり，歯形Dでは幾何学的かみあい始めに対して求めた．ここに，膜厚比  $\xi_0$  は Grubin の式<sup>(7)</sup>により計算した弾性潤滑膜厚と実験前の大・小歯車歯形方向自乗平均粗さから求めた合成粗さの比である．なお，油膜厚さの計算には，かみあい位置に対応する大・小歯車の作用歯面バルク温度の平均値に対する粘度，ナフテン系鉱油に対する粘度-圧力係数<sup>(12)</sup>および小歯車圧縮側歯元ひずみから求めた歯面法線動荷

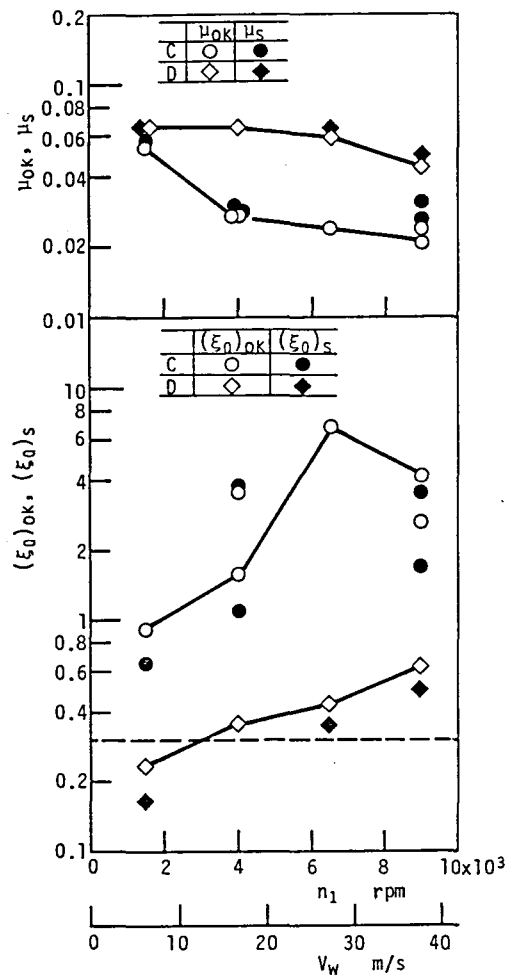


図5-33 膜厚比と摩擦係数

重を用いた。歯元ひずみを測定する以前にスコアリングが発生した  $n_1 = 6500 \text{rpm}$  のスコアリング発生荷重の場合、動荷重はスコアリングOK荷重の歯元ひずみから類推して求めた。平歯車の歯面摩擦係数を測定することは困難であるので、図5-33中に示した摩擦係数は、外周面軸方向中心線平均粗さが供試平歯車歯形方向中心線平均粗さとほぼ等しい円筒および本試料油と類似した性状のギヤ油基油を用いた2円筒試験結果から推定したものである。

ところで、接触面の潤滑状態と膜厚比の関係によれば、膜厚比が0.3以下のとき境界潤滑、0.3を超え3.7以下のとき混合潤滑、3.7を超えると完全弾性流体潤滑である<sup>(10)</sup>。したがって、図5-33に示した結果から、スコアリングが発生したときの接触面の潤滑状態は歯形Cでは突起間干渉の比較的軽微な混合潤滑、歯形Dでは境界潤滑あるいは境界潤滑に近い混合潤滑となる。

歯形Dの摩擦係数は、 $n_1 = 1500 \text{rpm}$ のときを除いて、歯形Cの摩擦係数より大きく、約0.06である。

### 第5.3節 総括

2円筒試験および歯車試験により、平歯車の耐スコアリング負荷容量計算における動荷重の取扱い方を検討した。まず、軸方向の接触幅が断続的に変化する円筒を用いた2円筒試験により、突起間干渉状態並びに高すべり率におけるギヤ油基油の耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響を、荷重密度比が2~4の範囲で検討した。つぎに、歯形誤差のある平歯車を用いた実験により、平歯車の耐スコアリング負荷容量に及ぼす動荷重の影響を検討した。得られた結果は次のように要約することができる。

まず、2円筒試験に関して、

(1) すべり速度が増せば突起間干渉は発生しやすくなり、膜厚比が10を超えるようないわゆる完全な弾性流体潤滑状態においても突起間干渉頻度は高い。

(2) 突起間干渉頻度は低荷重密度域よりも高荷重密度域のほうが高い。しかし、高すべり率における荷重密度の違いによる突起間干渉頻度の差は、低すべり率におけるより小さい。

(3) 突起間干渉状態に及ぼす荷重密度比の大きな影響は認められなかった。

(4) 円筒外周面バルク温度上昇が小さく、したがって弾性流体潤滑膜厚の減少が小さいころがり接触下においては、荷重増による突起間干渉頻度の増大は小さい。

(5) 一方、すべり・ころがり接触下の突起間干渉頻度はころがり接触下より高く、荷重増により円筒外周面バルク温度が高くなり弾性流体潤滑膜厚が薄くなるにつれて突起間干渉は顕著となる。

(6) 円筒外周面バルク温度上昇が大きくなる高すべり速度域では、焼付き荷重近くでの突起間干渉頻度に及ぼすすべり速度の影響度は小さく、その突起間干渉頻度は高い。

(7) 運転による表面あらさの変化は、ころがり接触下では無視できる程度であったが、すべり・ころがり接触下では2円筒間の電気抵抗が数百 $\Omega$ 以下になった場合は認められた。摩擦面は、実験前の表面あらさに対する $R_a$ が10を超えた場合は局所的に荒れたが、その値が2未満の場合はなじみ、その程度は低荷重密度域より高荷重密度域のほうが大きかった。

(8) 耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響はない。これは、本実験の荷重密度比の範囲では、高荷重密度域と低荷重密度域の摩擦面の潤滑状態に極端な差が生じないためである。

(9) 荷重密度が変動する場合でも、混合潤滑状態からの焼付きの発生には接触面最高温度よりも円筒外周面バルク温度との関係が大きい。

つぎに、平歯車試験に関して、

- (10) 平歯車の耐スコアリング負荷容量は動荷重よりもすべり率の影響を大きく受け、すべり率を小さくすることによって増大する。
- (11) かみあい始めの歯先りょう干渉がなければ、混合潤滑状態におけるスコアリング発生作用歯面バルク温度は動荷重の影響を受けない。
- (12) 作用歯面バルク温度の計算にあたっては、歯車表面上の熱伝達率、歯面摩擦係数のほかに、動荷重と歯先りょう干渉が考慮されなければならない。

#### 参考文献

- (1) 日本機械学会編, 技術資料 歯車強さ設計資料, (1979), 6.
- (2) 市丸和徳・平野富士夫・畠本道男, 平歯車の過負荷試験(第2報, スコアリングに及ぼす動荷重の影響), 日本機械学会論文集, 39-323(1973), 2272.
- (3) Archard, J.F. and Kirk, M.T., Lubricated at Point Contacts, Proc. Roy. Soc. Ser.A, 261 (1961), 532.
- (4) Wang, K.L. and Cheng, H.S., A Numerical Solution to the Dynamic Load, Film Thickness and Surface Temperature in Spur Gears, Pt.2 Results, Trans. ASME, J. Mech. Des., 103-1 (1981), 188.
- (5) 市丸和徳・木下和久・平野富士夫, 平歯車における動的油膜形成状態とピッチングに関する研究(第1報, 歯数比1/1の場合の油膜形成), 日本機械学会論文集, 44-388 (1978), 4322.
- (6) 佐々木外喜雄・岡村健二郎・小西忠孝・滝本正彦, 歯車潤滑の基礎研究(第6報, 歯車潤滑における不連続現象の基礎的解析), 日本機械学会論文集, 30-217 (1964), 1100.
- (7) Dowson, D. and Higginson, G.R., Elasto-hydrodynamic Lubrication,

- (1966), 70, Pergamon Press.
- (8) Poon, S.Y. and Haines, D.J., Frictional Behavior of Lubricated Rolling-Contacts Elements, Proc. Inst. Mech. Eng., Pt.1, 181 (1966/67), 363.
- (9) Haines, D.J., Proc. Inst. Mech. Eng., 185 (1970/71), 378.
- (10) 藤田公明・小幡文雄・山浦 泉, 2円筒試験による潤滑油の焼付き強さに関する研究(第3報, ころがり-すべり接触における基油の焼付き挙動および焼付きと温度の関係), 日本機械学会論文集(C編), 47-423(1981), 1518.
- (11) 藤田公明・小幡文雄, 潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらさの影響(第1報, 無添加ギヤ油の場合), 日本機械学会論文集(C編), 49-445 (1983), 1521.
- (12) 日本潤滑学会編, 増訂 潤滑ハンドブック, (1980), 265.

## 第6章 スコーリング発生温度推定法

前章までに明らかにしたように、平歯車の耐スコーリング負荷容量はすべり率の影響を大きく受け、すべり率を小さくすれば増大する。混合潤滑状態におけるスコーリングの発生は作用歯面バルク温度と深い関係にある。また、藤田らの2円筒試験結果<sup>(1)-(4)</sup>によれば、高すべり率では焼付きは混合潤滑状態から発生し、焼付きの発生はせん光温度を含む接触面温度よりも外周面バルク温度と深い関係にある。したがって、使用する平歯車のスコーリング発生温度を知ることはスコーリング発生防止の上で重要である。使用する平歯車のスコーリング発生温度は実機で求めるのが最もよいが、経済的でない。したがって、歯車の接触状態をモデル化した2円筒試験などによって平歯車のスコーリング発生温度が精度よく推定できるならば好都合である。平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関性はしばしば論じられてきたが、それらの間に定量的によい相関は見いだされていない。その原因としては、歯車と円筒とではその形状、接触機構の違いもさることながら、接触面の潤滑状態、すべり率に対する配慮の欠如があげられる。

第3章において、平歯車のスコーリング発生と温度の関係ならびに平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関性を一部検討し、混合潤滑状態における平歯車のスコーリング発生温度は、幾何学的かみあい始めあるいはかみあい終わりのすべり率、すべり速度に対応した2円筒試験の焼付き発生直前の外周面バルク温度を参照して推定できることを明らかにした。しかし、2円筒試験で用いられた試験円筒の熱処理方法は平歯車試験におけるものと異なっていた。また、用いた供試平歯車の大・小歯車歯先におけるすべり率は限られた範囲にあったため両試験におけるスコーリング発生温度の相関性がすべり率とどのような関係にあるか、十分には検討されていなかった。

本章では、平歯車試験と2円筒試験における潤滑油の耐スコーリング能の相関



性を熱処理方法，潤滑状態，すべり率を考慮して詳細に検討し，2円筒試験結果から平歯車のスコ어링発生温度を推定する具体的方法を提案する。

## 第6.1節 2円筒試験における潤滑油の耐焼付き能

### 6.1.1 ギヤ油基油の場合

#### a. 実験装置および実験方法

2円筒試験で用いた装置は，第5.1節で用いられたのと同じ試験機であった。図6-1は，この試験機を示す。試験円筒間のすべり率は歯車対により強制的に与えた。荷重はばね力を利用して加え，その大きさは張力棒にはり付けた抵抗線ひずみ計で検出した。試験円筒間の摩擦トルクは高速側試験円筒軸に連結するトーシヨンバーにより測定し，摩擦係数の計算に用いた。なお，試験円筒の回転速度はコップ無段変速機により変化させた。

図6-2は，試験円筒の寸法を示す。軸方向接触幅は第3～5章で用いた供試平歯車の歯幅にほぼ等しい5mmに選んだ。試験円筒の材質はS45Cと，供試平歯車の材質に類似したSNC

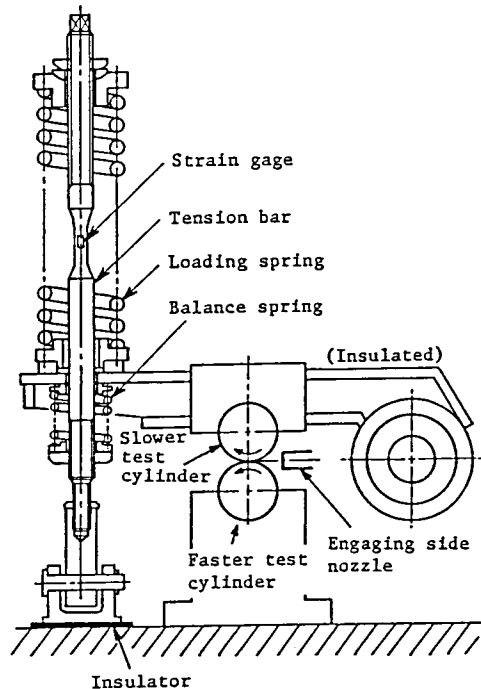


図6-1 2円筒試験機

M420 の2種類であった。切削加工した試験円筒は前者の場合、1173 Kに1時間保持してから水焼入れし、448 Kで1時間焼もどした。後者の場合は1203 Kで10時間ガス浸炭後、1123 Kに0.5時間保持してから油焼入れし、463 Kで1時間焼もどした。ここで、水焼入れおよび浸炭焼入れ処理した試験円筒の名称をそれぞれS45C、SNCM420とする。円周方向に研削仕上げした外周面の硬さは、S45Cの場合約Hv(0.3)700、SNCM420の場合約Hv(0.3)900であった。

なお、SNCM420の有効硬化層深さは約1 mmであった。実験はS45C同士およびSNCM420同士の組合せで行った。組合せた試験円筒個々の外周面軸方向中心線平均粗さは、供試平歯車歯形方向の値に等しい約 $0.35\mu\text{m}$ とした。図6-3は外周面軸方向の粗さ曲線を示す。

供試平歯車の歯先におけるすべり率、すべり速度を考慮し、高速側試験円筒のすべり率 $\sigma$ は+41.9~+100%、すべり速度 $V_s$ は3.14~15.7m/sとした。試験機は無負荷で起動され、低回転速度で負荷後、70 s以内に所定の回転速度にした。潤滑油の耐焼付き能はすべり率の増大により低下するので、初期荷重および荷重増加量は、すべり率、すべり速度に応じて0.05~0.5 kNの範囲で選んだ。各荷重段階の運転時間は歯車試験の場合と同様、600 sとした。運転中の高速側およ

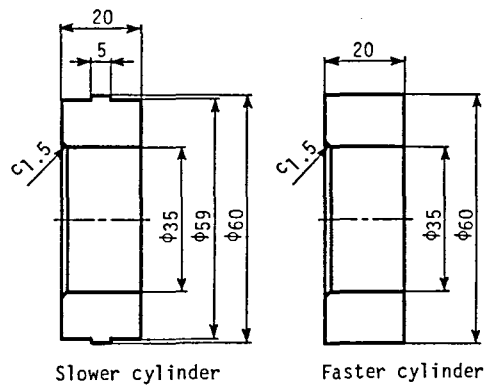


図6-2 試験円筒の寸法



図6-3 試験円筒外周面軸方向の粗さ曲線（実験前）

び低速側試験円筒外周面バルク温度<sup>(5)</sup>は、図6-2に示した5mmの接触幅の中央部に対応する外周面下0.9mmに設けた線径0.2mmの熱電対を用いて測定し<sup>(6)</sup>、ペンレコーダに記録した。なお、次の

荷重段階までの休止時間は300sとした。焼付きの発生は摩擦トルクの急上昇から判定し、その後、試験機を停止した。

表6-1は、2円筒試験で用いた#90ギヤ油基油の性状を示す。試料油は $323 \pm 1$ Kに制御し、500mL/minで強制給油した。給油ノズルの位置および方向は、図6-1中に示したようであった。

表6-1 試料油（#90ギヤ油基油）の性状

Specific gravity 288/277 K		0.8919
Flash point	K	557
Pour point	K	265.7
Kinematic viscosity mm <sup>2</sup> /s	{ 313 K	214.2
	{ 373 K	18.67
Viscosity index		97
Sulfur concentration wt %		0.54 <sup>+</sup>
+ : natural content		

## b. 実験結果および考察

### b. 1 焼付き発生温度

図6-4は、各すべり率で得られた焼付き発生荷重 $P_s$ 、焼付き発生直前の膜厚比 $(\xi_0)_s$ と摩擦係数 $\mu_s$ を示す。なお、 $V_s$ はすべり速度、 $p_{max}$ はヘルツ応力であ

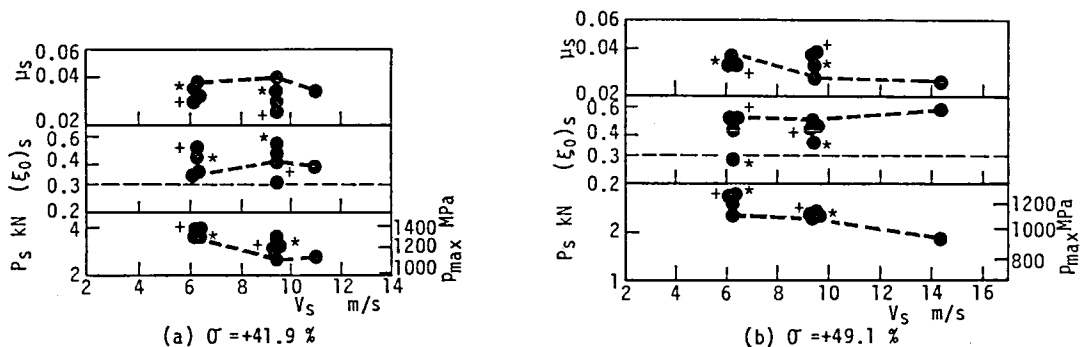


図6-4 2円筒試験における焼付き発生荷重 $P_s$ 、焼付き発生直前の膜厚比 $(\xi_0)_s$ と摩擦係数 $\mu_s$ （その1）

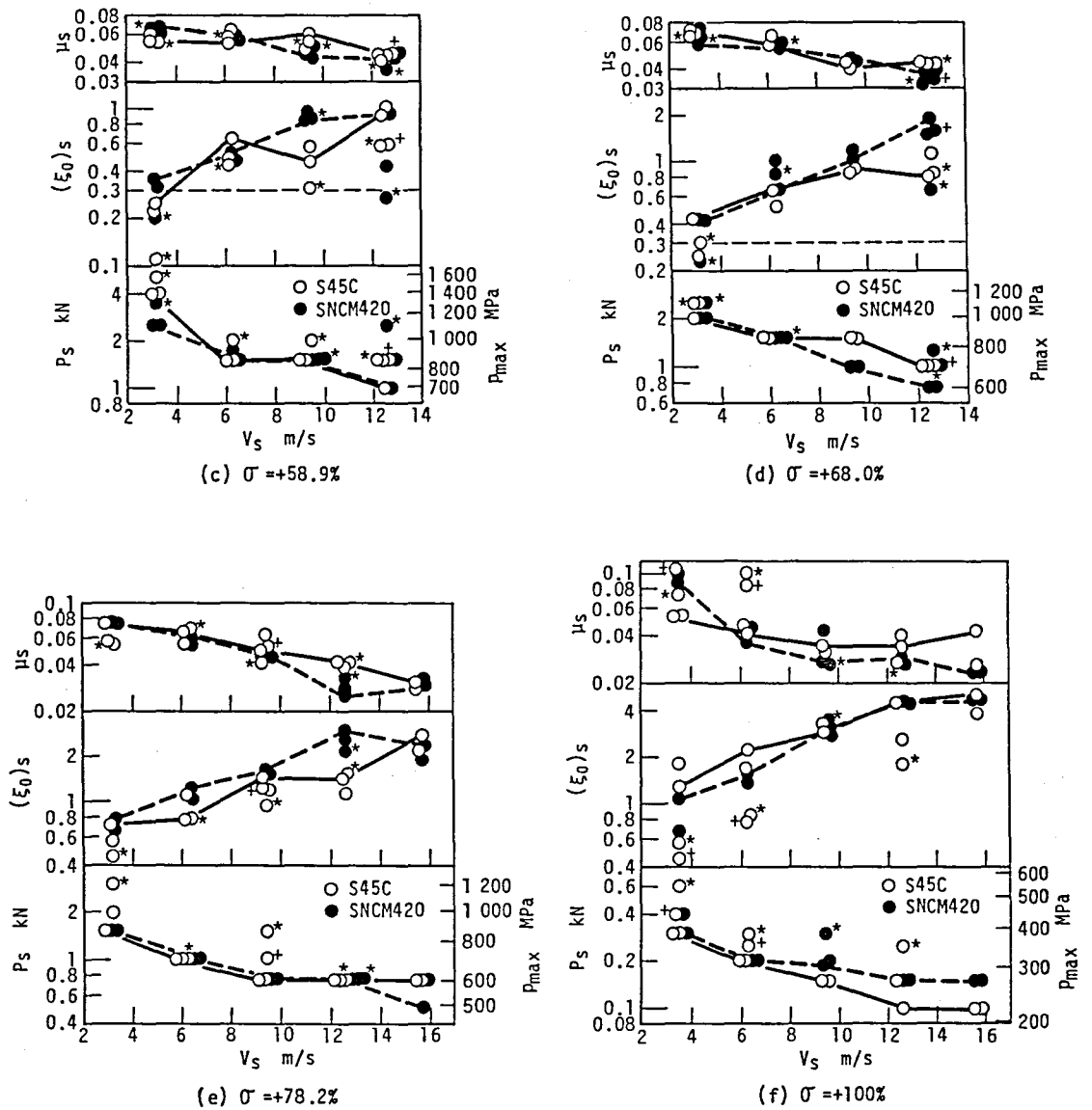


図6-4 2円筒試験における焼付き発生荷重  $P_s$ ，焼付き発生直前の膜厚比  $(\xi_0)s$  と摩擦係数  $\mu_s$  (その2)

る。図6-4中の実線および破線はそれぞれ、試験円筒S45CおよびSNCM420における最小の $P_s$ ，それに対応する $(\xi_0)_s$ ， $\mu_s$ をつないだものである。また，★，+印はそれぞれたがいに対応する値であることを示す。なお， $\sigma = +41.9\%$ および $+49.1\%$ はSNCM420のみ実験を行った。 $(\xi_0)_s$ は第3～5章の平歯車試験の場合と同様，高・低速側試験円筒外周面バルク温度の平均値に対する粘度，ナフテン系鉱油に対する粘度－圧力係数などをGrubinの式に代入して得た弾性流体潤滑膜厚と，実験前の高・低速側試験円筒軸方向自乗平均平方根粗さの自乗和の平方根である合成粗さから求めた。ただし， $\sigma = +100\%$ である純すべり接触の場合の粘度計算には，高速側試験円筒外周面バルク温度と弾性接触域手前の低速側（静止側）試験円筒外周面温度の平均値を用いた<sup>(7)</sup>。なお2円筒試験では，焼付きは試験機増速中に発生したことはなく，運転開始後150s以上経過して発生することが多かった。いずれのすべり率においても，すべり速度の増大につれて $P_s$ ， $\mu_s$ は減少し， $(\xi_0)_s$ は増加する傾向にある。また，すべり速度は同じであってもすべり率の増大により $P_s$ は減少し，S45C，SNCM420いずれの場合も， $\sigma = +100\%$ の $P_s$ は $\sigma = +58.9\%$ の $P_s$ の1/10である。いくつかの実験条件ではS45Cの $P_s$ がSNCM420の $P_s$ を超えたが，全体的には， $P_s$ ， $(\xi_0)_s$ ， $\mu_s$ に及ぼす試験円筒の材質および熱処理方法の影響は無視できる程度である。なお，第3章で示した摩擦面の潤滑状態と膜厚比 $\xi_0$ の関係によれば， $\xi_0 \leq 0.3$ のとき境界潤滑状態， $\xi_0 > 0.3$ のとき混合潤滑状態である。 $\sigma = +58.9$ ， $+68.0\%$ の一部で $(\xi_0)_s < 0.3$ であるが，それら以外では $(\xi_0)_s$ は0.3を超えている。運転による摩擦面のなじみを考慮すれば，2円筒試験でも焼付きは主として混合潤滑状態から発生したと判断できた。

ところで，図6-4において，すべり速度は同じであっても高すべり率ほど膜厚比の大きい状態から焼付きが発生しやすくなっている。Poonら，Hainesらの実験結果によれば，膜厚比 $\xi_0$ が1未満で突起同士の接触時間比はほぼ100%， $\xi_0 >$

3.7で完全な弾性流体潤滑状態である<sup>(8)(9)</sup>。  $\sigma = +58.9\%$ では $(\xi_a)_s$ はすべて1未満であるが、すべり率が高くなるにつれて $(\xi_a)_s$ が1を超える状態から焼付きが発生する場合が多くなり、 $\sigma = +100\%$ では $(\xi_a)_s \geq 1$ が大勢をしめている。このことは、高すべり率では突起間干渉による油膜の局所的破断が焼付き発生の大きな原因となることを示唆するものであり、低すべり率と比較して高すべり率では焼付き発生荷重が顕著に低下することと関連している。

### b. 2 外周面バルク温度

図6-5は、図6-4に対応する焼付き発生直前の外周面バルク温度 $(T_b)_s$ を示す。 $(T_b)_s$ は高・低速側試験円筒外周面バルク温度のうちで高い値を示したが、その差は主として10K以下であった。本実験では焼付き発生を検知すると同時に電動機の電源を切ったため、焼付きは摩擦面の局所に限られていることが多く、焼付き発生直前の外周面粗さを知る事ができた。図6-5で焼付き発生直前の外周面粗さに対する膜厚比が0.3以下になった、すなわち境界潤滑状態から焼付きが発生した実験点は、 $\sigma = +58.9\%$ の  $V_s = 3.14\text{m/s}$

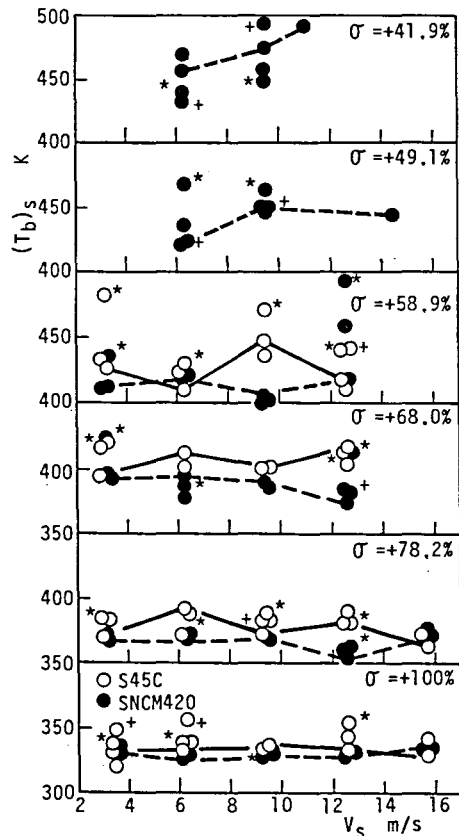


図6-5 2円筒試験における焼付き発生直前の外周面バルク温度 $(T_b)_s$  (図6-4に対応)

sにおける二点と $V_s=12.6\text{m/s}$ における一点、 $\sigma=+68.0\%$ の $V_s=3.14\text{m/s}$ における一点であり、このうち $\sigma=+58.9\%$ の二点の $(T_b)_s$ は470K以上となった。S45Cの $(T_b)_s$ とSNCM420の $(T_b)_s$ に差が認められる実験条件はあるが、焼付き発生荷重の場合と同様、全体的にみれば、 $(T_b)_s$ に及ぼす試験円筒の材質および熱処理方法の影響は無視できる。また、混合潤滑状態における $(T_b)_s$ およびそのばらつきはすべり率の増大につれて減少するが、 $(T_b)_s$ に及ぼすすべり速度の影響は無視できる。

## 6・1・2 極圧油の場合

### a. 実験方法

試験円筒の寸法は、外形60mm、内径35mm、幅20mmであった。ただし、軸方向接触幅は6・1・1項と同じ5mmのほかには20mmを選んだ。6・1・1項では水焼入れしたS45Cとガス浸炭焼入れしたSNCM420の2種類の試験円筒が用いられたが、ギヤ油基油の耐焼付き能に及ぼす材質、熱処理方法の影響は無視できる程度であった。そこで本項では、S45C同士の組合せでのみ実験した。その他は、6・1・1項のギヤ油基油の場合と同様であった。

### b. 試料油

試料油として用いられた極圧油は、6・1・1項の表6-1に示された#90ギヤ油基油にジベンジルジスルフィード(DBDS)を硫黄量で0.5wt%単独に添加して作成した硫黄系極圧油と、トリクレジルフォスフェート(TCP)をりん量で0.1wt%単独に添加して作成したりん系極圧油の2種類であった。ここで、それぞれの極圧油の名称をDBDS、TCPとする。試料油は、 $323\pm 1\text{K}$ に制御し、 $500\text{mL}/\text{min}$ で強制給油した。

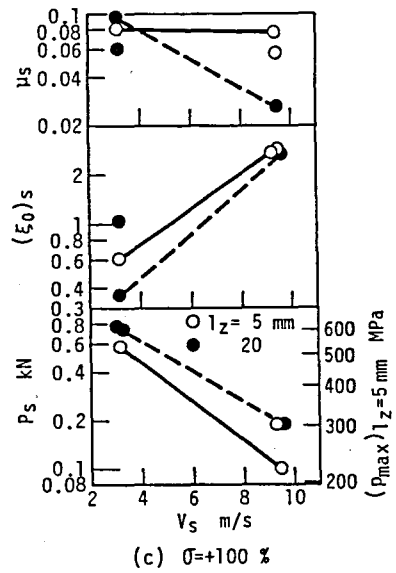
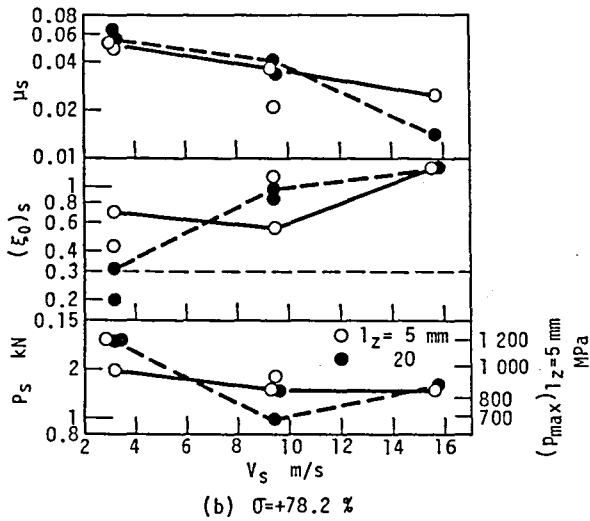
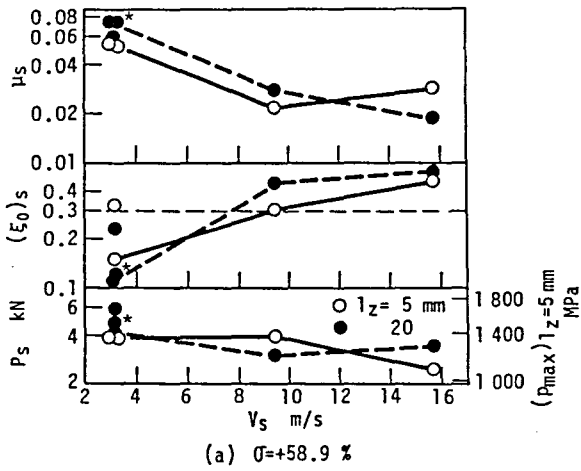


図6-6 2円筒試験における焼付き発生荷重 $P_s$ , 焼付き発生直前の膜厚比 $(\xi_0)/s$ と摩擦係数 $\mu_s$  (DBDS)



### c. 実験結果および考察

図6-6は, DBDSにおける焼付き発生荷重 $P_s$ , 焼付き発生直前の膜厚比 $(\xi_a)_s$ と摩擦係数 $\mu_s$ を示す. 図6-7, 6-8はそれぞれ, 図6-6に対応する焼付き発生直前の外周面バルク温度 $(T_b)_s$ と接触面最高温度 $(T_{c,max})_s$ を示す.  $\sigma$ は高速側試験円筒のすべり率,  $V_s$ はすべり速度,  $(p_{max})_{l_z=5mm}$ は軸方向接触幅 $l_z$ が5mmの場合のヘルツ応力である. なお,  $l_z=20mm$ の場合のヘルツ応力は,  $l_z=5mm$ の場合の値の半分である. 図6-6~6-8中の実線および破線はそれぞれ, 軸方向接触幅 $l_z$ が5mmと20mmにおける最小の $P_s$ , それらに対応する $(\xi_a)_s$ ,  $\mu_s$ を結んだものである. また, ★印は互いに対応する値であることを示す. 図6-9は, TCPにおける $P_s$ ,  $(\xi_a)_s$ と $\mu_s$ を, 図6-10, 6-11はそれぞれ, 図6-9に対応する

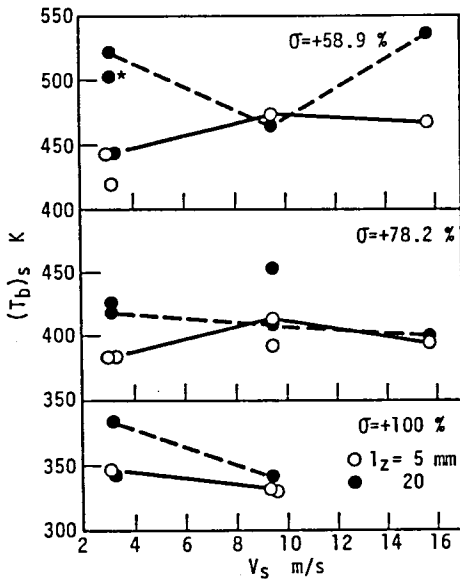


図6-7 2円筒試験における焼付き発生直前の外周面バルク温度 $(T_b)_s$  (DBDS, 図6-6に対応)

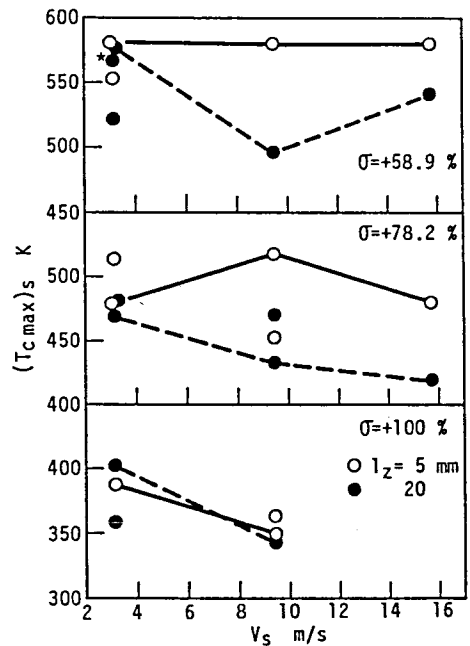


図6-8 2円筒試験における焼付き発生直前の接触面最高温度 $(T_{c,max})_s$  (DBDS, 図6-6に対応)

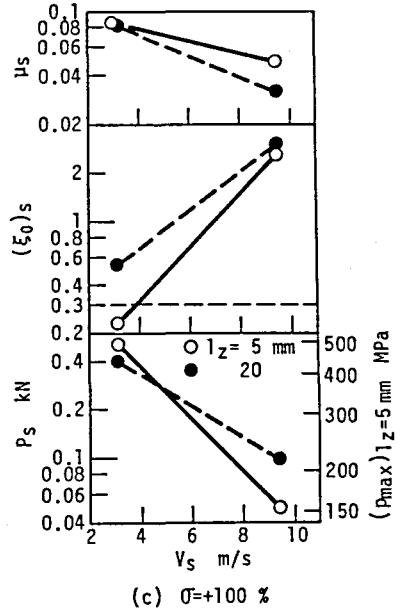
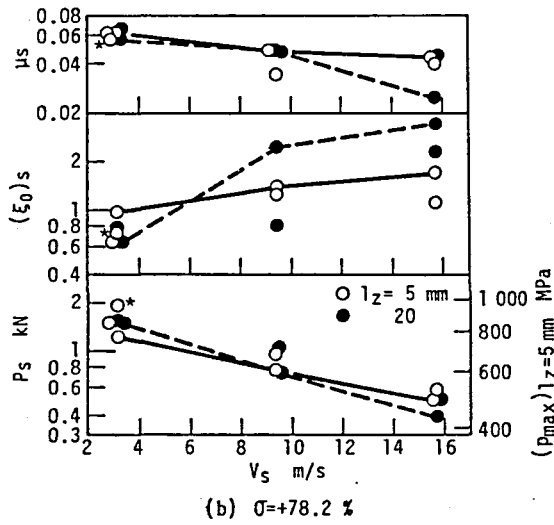
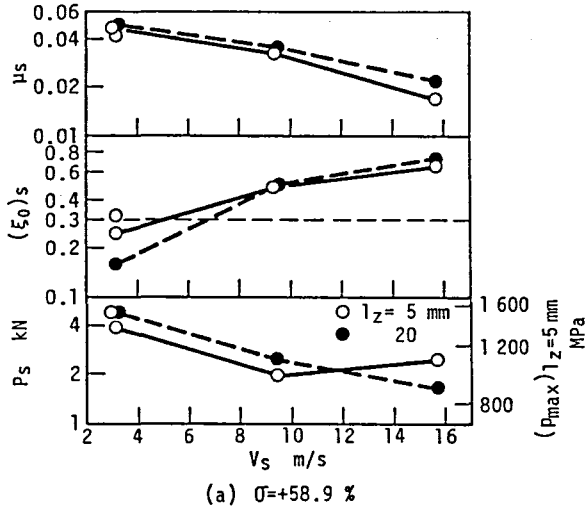


図6-9 2円筒試験における焼付き発生荷重 $P_s$ 、焼付き発生直前の膜厚比 $(\xi_0)_s$ と摩擦係数 $\mu_s$  (TCP)

$(T_b)_s$ と $(T_{cmax})_s$ を示す。

まず、DBDSの結果について検討する。全体的にみて、いずれのすべり率でも $P_s$ におよぼす軸方向接触幅の影響は無視でき、いずれのすべり速度でもすべり率が高くなるにつれて $P_s$ は大きく減少する。すべり速度の増大による $P_s$ の減少量は $\sigma = +100\%$ で最も大きい。本実験では摩擦トルクの急上昇と同時に電動機の電源を切ったため、焼付きによる摩擦面の損傷は局所的であり、非焼付き部から焼付き発生直前の摩擦面の粗さを知ることができた。 $\sigma = +58.9\%$ の $V_s = 3.14 \text{ m/s}$ で $(\xi_a)_s$ が0.3未満の実験点があるが、それらのうち $(\xi_a)_s < 0.2$ の実験点では摩擦面のなじみを考慮しても膜厚比は0.3を上回らず、焼付きは境界潤滑状態から発生した。すべり率、すべり速度が高くなるにつれて $(\xi_a)_s$ は大き

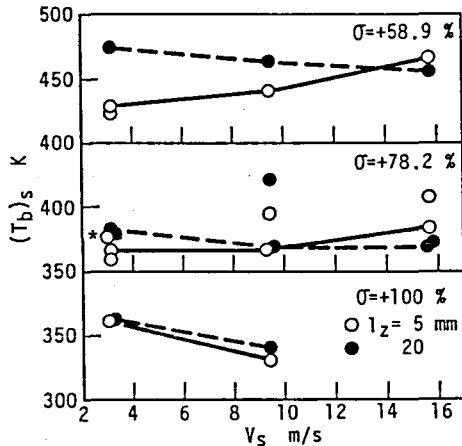


図6-10 2円筒試験における焼付き発生直前の外周面バルク温度 $(T_b)_s$  (TCP, 図6-9に対応)

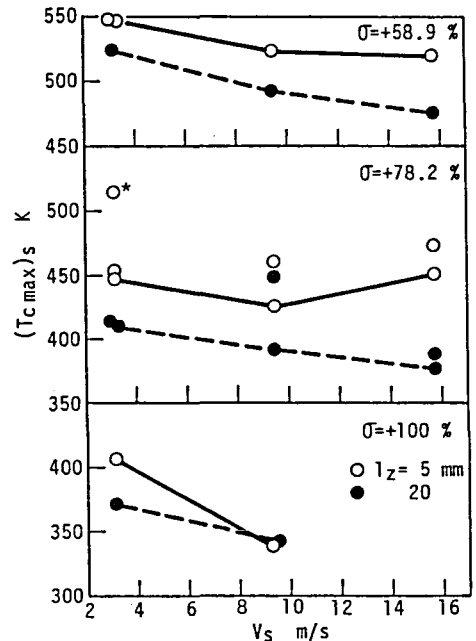


図6-11 2円筒試験における焼付き発生直前の接触面最高温度 $(T_{cmax})_s$  (TCP, 図6-9に対応)

くなる。摩擦面のなじみを考慮して検討した結果、上述の実験点を除いた他の実験点では、混合潤滑状態から焼付きが発生したことがわかった。いずれのすべり率でも、すべり速度が高くなるにつれて $\mu_s$ は減少する傾向にある。  $l_z=5\text{ mm}$ の $(T_b)_s$ はすべり速度の影響をあまり受けないのに対し、  $l_z=20\text{ mm}$ の $(T_b)_s$ はすべり速度によるばらつきが大きい。とくに、 $\sigma=+58.9\%$ で、 $l_z=20\text{ mm}$ の $(T_b)_s$ のばらつきが顕著である。すなわち、 $V_s=3.14\text{ m/s}$ で大きかった $l_z=5\text{ mm}$ の $(T_b)_s$ と $l_z=20\text{ mm}$ の $(T_b)_s$ の差は、 $V_s=9.42\text{ m/s}$ では小さくなったが、 $V_s=15.7\text{ m/s}$ では再び大きくなった。これは摩擦面の酸化膜、極圧被膜の生成状態と関係があり、 $(T_b)_s$ が $500\text{ K}$ を超えた実験では、運転中、白煙が発生し、摩擦面は褐色を呈し、X線マイクロアナライザによる分析で、変色部から多量の硫黄、酸素が検出された。図6-6、6-7から判断して、 $\sigma=+78.2$ 、 $+100\%$ といった混合潤滑状態からの焼付き発生が主体を占める高すべり率では、軸方向接触幅の拡大による焼付き発生荷重、焼付き発生直前の外周面バルク温度の増大は望みにくい。しかし、 $\sigma=+58.9\%$ 程度にすべり率が小さくなれば、軸方向接触幅の拡大によってそれらが増大する場合もある。なお、平均的にみて、 $(T_b)_s$ 、 $(T_{cmax})_s$ はすべり率の増大につれて低下する。ただし、 $(T_b)_s$ より $(T_{cmax})_s$ は軸方向接触幅の影響を受けやすい。

TCPの場合も $P_s$ に及ぼす軸方向接触幅の影響は無視できる。また、いずれのすべり速度でも、すべり率が高くなるにつれて $P_s$ は大きく減少する。化学反応性の大きかったDBDSの結果と比較して、全体的に $P_s$ は小さく、 $(\xi_0)_s$ は大きい、 $\mu_s$ はほぼ同じである。摩擦面のなじみを考慮して検討した結果、混合潤滑状態ではなく境界潤滑状態から焼付きが発生した実験点は、 $\sigma=+58.9\%$ 、 $V_s=3.14\text{ m/s}$ 、 $l_z=20\text{ mm}$ の一点のみであった。DBDSの場合と同様に、 $(T_b)_s$ はすべり率の増大につれて大きく減少する。ただし、DBDSの場合と比較して、 $\sigma=+58.9$ 、 $+78.2\%$ における $(T_b)_s$ は全体的に低い。 $(T_b)_s$ に及ぼす

軸方向接触幅，すべり速度の影響は小さい． $(T_b)_s$ より $(T_{c,max})_s$ は軸方向接触幅の影響を大きく受ける．

## 第6．2節 平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関

平歯車試験と2円筒試験とで接触上異なる点は，前者ではかみあい位置によってすべり率，すべり速度，曲率半径が変化するのに対し，後者では接触位置によらずそれらは一定である．第3～5章の平歯車試験で明らかにされたように，スコ어링はすべり率，すべり速度の高いかみあい始め側あるいはかみあい終わり側に発生しやすかった．これは，2円筒試験において潤滑油の耐焼付き能がすべり率の増大につれて顕著に減少することと関連している．そこで以下では，すべり率を考慮して両試験結果の相関性を検討する．ここで，すべり率 $\sigma$ は次式で定義する．

$$\sigma = (V_h - V_l) / V_h \quad \dots(6-1)$$

ここに， $V_h$ ， $V_l$ は，2円筒試験ではそれぞれ高速側および低速側試験円筒外周面接線速度である．また，平歯車試験においては，大・小歯車の歯面接線速度の大きい方が $V_h$ ，小さい方が $V_l$ である．すなわち，近寄り側では， $V_h$ は大歯車の歯面接線速度， $V_l$ は小歯車の歯面接線速度であり，遠のき側では， $V_h$ は小歯車の歯面接線速度， $V_l$ は大歯車の歯面接線速度である．

図6-12は，ギヤ油基油の場合の混合潤滑状態における各種温度の平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関性をすべり率 $\sigma$ と関連させて示す．平歯車試験結果は第3～5章に対応するものであり，スコ어링が発生しやすかった部位のすべ

り率に対して示した。すなわち、  
 歯形Cの値は幾何学的かみあい  
 終わりにあたる小歯車歯先のす  
 べり率+72.4%に対して、歯形  
 A、Dの値は幾何学的かみあい  
 始めにあたる大歯車歯先のすべ  
 り率+66.0%および+43.5%に  
 対してそれぞれ示した。 $T_b$ は歯  
 面バルク温度、 $T_{int}$ はISOで  
 検討中の歯車の耐スコアリング  
 負荷容量計算法に取り入れられ  
 ている積分温度である。添字  
 OK、Sはそれぞれ、スコアリ  
 ングOK荷重時の運転終了直前  
 およびスコアリング発生直前の

値であることを示す。積分温度は幾何学的かみあい域におけるせん光温度の平均  
 値に歯面バルク温度を加えた温度であり、せん光温度の計算にはBlokの式<sup>(10)</sup>、  
 歯元ひずみから求めた歯面法線荷重、2円筒試験から得られた摩擦係数と熱伝導  
 率 $29.1W/(m \cdot K)$ を用いた。2円筒試験結果は図6-4に対応する焼付き発生直  
 前の外周面バルク温度 $(T_b)_s$ および積分温度 $(T_{int})_s$ の(平均値)±(標準偏差)  
 の範囲を示す。なお、外周面上の荷重、すべり速度が一定である2円筒試験の場  
 合、積分温度は接触面最高温度と一致する。接触面最高温度の計算には藤田らの  
 式<sup>(6)</sup>を用い、S45CおよびSNCM420の熱伝導率はそれぞれ、 $26.9W/(m \cdot K)$ 、  
 $29.1W/(m \cdot K)$ とした。

まず、バルク温度について検討する。第4.3節で示したようにかみあい始め

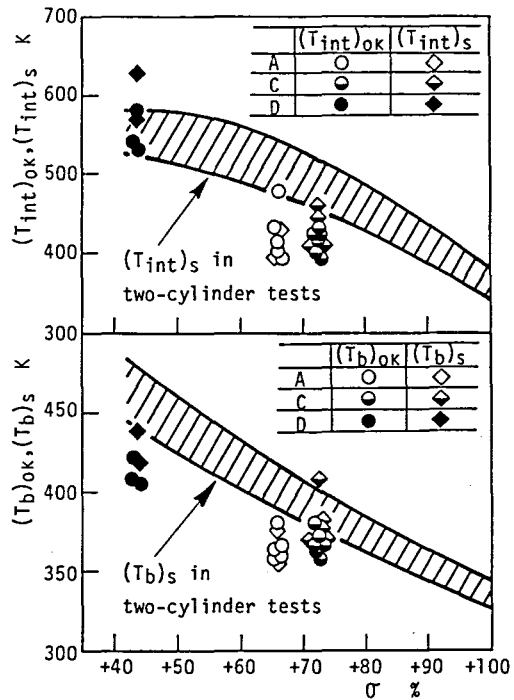


図6-12 平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関（ギヤ油基油，混合潤滑状態）

の歯先りょう干渉のために近寄り側と遠のき側にほぼ同時にスコアリングが発生した歯形Aでは、 $(T_b)_{OK}$ と $(T_b)_s$ の差は無視でき、 $(T_b)_s$ は2円筒試験における $(T_b)_s$ の下限値より低い。また、第5.2節で示したように動荷重の変動が大きいかみあい始めに歯先りょう干渉が生じた歯形Dの $(T_b)_s$ は2円筒試験の $(T_b)_s$ よりやや低い。一方、第4.3節で示したようにかみあい始めの歯先りょう干渉はなく、かみあい終わり側からスコアリングが発生した歯形Cでは、 $(T_b)_s$ は概ね $(T_b)_{OK}$ より高く、しかも2円筒試験における $(T_b)_s$ の範囲を包含する。つぎに、積分温度であるが、歯形Dの $(T_{int})_s$ の一部は2円筒試験の範囲に含まれる。しかし、温度目盛りから判断できるように、両試験における $(T_{int})_{OK}$ 、 $(T_{int})_s$ の分布範囲は $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ の分布範囲の約2倍である。これは、バルク温度と比較して、積分温度がすべり速度、回転速度の影響を受けやすかったためである。

6.2.2項で明らかにされたように、本実験で用いられた極圧油の場合、ギヤ油基油の場合と同様に、 $\sigma = +58.9 \sim +100\%$ 、 $V_s = 3.14 \sim 15.7 \text{ m/s}$ の実験条件下では、混合潤滑状態からのスコアリング発生が主体を占めていた。以下、混合潤滑状態における平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関性を、すべり率を考慮して温度の観点から検討する。図6-13は、DBDSとTCPの平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関性をすべり率 $\sigma$ と関連させて示す。平歯車試験結果は第3、4章に対応するものであり、図6-13(b)中の歯形Bの値は幾何学的かみあい終わりにあたる小歯車歯先のすべり率+67.6%に対して示したが、他はすべて幾何学的かみあい始めにあたる大歯車歯先のすべり率+66.0%に対して示した。2円筒試験結果は図6-7、6-8、図6-10、6-11に対応する焼付き発生直前の外周面バルク温度 $(T_b)_s$ と積分温度 $(T_{int})_s$ であり、(平均値)±(標準偏差)の範囲で示した。

まず、DBDSの場合、平歯車試験における $(T_b)_s$ は、大歯車歯先におけると同じすべり率の2円筒試験での $(T_b)_s$ の範囲に含まれるかやや低い。それに対し、

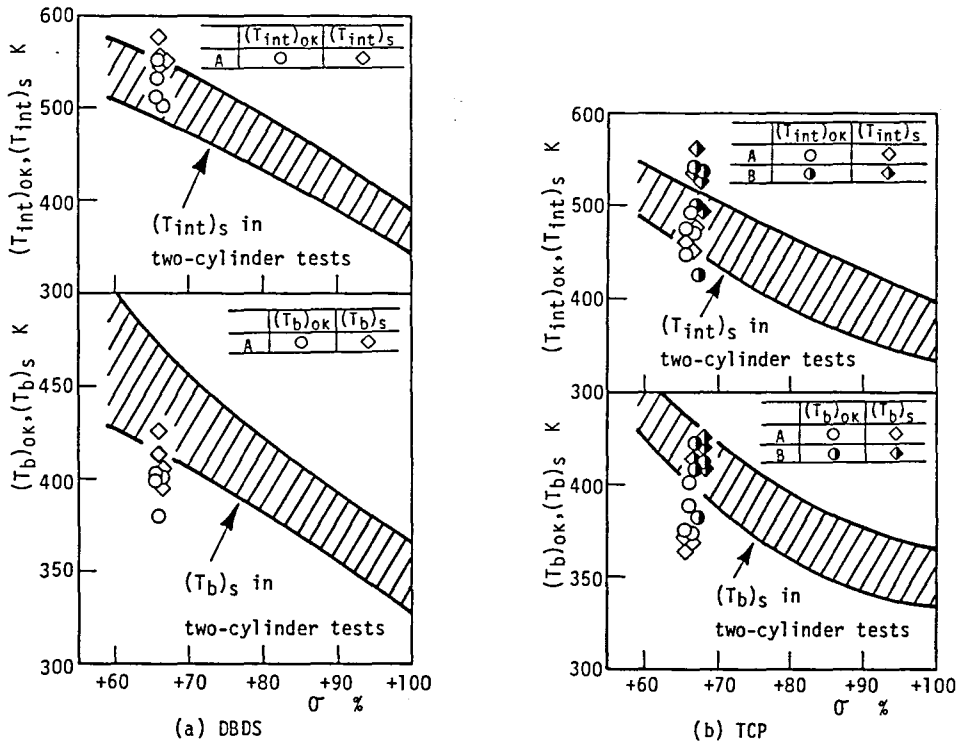


図6-13 平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関（極圧油，混合潤滑状態）

平歯車試験における $(T_{int})_s$ は，大歯車歯先における同じすべり率の2円筒試験での $(T_{int})_s$ の範囲に含まれるかやや高い．一方，TCPの場合，歯形Aにおける $(T_b)_s$ は，図6-12に示した基油の場合と同様，大歯車歯先における同じすべり率の2円筒試験での $(T_b)_s$ より30K以上低い．しかし，スクーリングによりかみあい始め側の歯先りょう干渉が軽減された歯形Bの $(T_b)_s$ は，小歯車歯先における同じすべり率の2円筒試験での $(T_b)_s$ と良い相関にある．処女歯車である歯形Aにおける $(T_{int})_s$ は，大歯車歯先における同じすべり率の2円筒試験での $(T_{int})_s$ とよい相関にあるが，かみあい始め側の歯先りょう干渉が軽減された歯形Bの $(T_{int})_s$ は，小歯車歯先における同じすべり率の2円筒試験での $(T_{int})_s$ 以上である．



以上、平歯車試験におけるスコ어링OK荷重時の運転終了直前およびスコ어링発生直前の歯面バルク温度および積分温度と、2円筒試験における焼付き発生直前の外周面バルク温度および積分温度の相関性を、混合潤滑状態で検討した。ISOは、積分温度を指標にした歯車の耐スコ어링負荷容量計算法を提案している。積分温度の一部分は2円筒試験結果の範囲に含まれ、大・小歯車の歯先におけるすべり率の2円筒試験での $(T_{int})_s$ から歯車の $(T_{int})_s$ を推定することは可能である。しかし、図6-12、6-13に示したように、平歯車試験および2円筒試験における $(T_{int})_s$ は、それらの試験における $(T_b)_s$ と比較してばらつきが大きい。したがって、混合潤滑状態における平歯車のスコ어링発生温度は、積分温度よりバルク温度を指標に、大・小歯車歯先でのすべり率、すべり速度および歯のたわみによって生じる歯先りょう干渉を考慮し、2円筒試験での焼付き発生直前の外周面バルク温度をもとに推定すべきである。

### 第6.3節 平歯車のスコ어링発生温度推定法

第6.2節ではギヤ油基油および極圧油について平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関性を温度の観点から検討した。その結果、混合潤滑状態における平歯車のスコ어링発生温度は、バルク温度を指標に、2円筒試験での焼付き発生直前の外周面バルク温度をもとに推定すべきであることがわかった。

本節では上記の結果をもとに、混合潤滑状態における平歯車のスコ어링発生歯面バルク温度を、2円筒試験結果から推定する手順を示す。ただし、以下の手順は、減速かみあいを対象にしたものであるが、増速かみあいの場合も同様に考えられる。

(1) 次式で定義されるすべり率 $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$ を求める。

$$\sigma_1 = (\text{大歯車歯先におけるすべり率}) + \Delta\sigma_1 \quad \dots(6-2)$$

$$\sigma_2 = (\text{小歯車歯先におけるすべり率}) + \Delta\sigma_2 \quad \dots(6-3)$$

ここに、 $\Delta\sigma_1$ 、 $\Delta\sigma_2$ は、平歯車のスコ어링発生作用歯面バルク温度を安全側に推定するための補正項であり、次の範囲から、化学反応性の小さい潤滑油ほど大きく選ぶ。

$$\Delta\sigma_1 = 10 \sim 20\% \quad \dots(6-4)$$

$$\Delta\sigma_2 = 0 \sim 10\% \quad \dots(6-5)$$

なお、 $\Delta\sigma_1 > \Delta\sigma_2$ としたのは、歯先りょう干渉の影響を考慮したためである。 $\sigma_1$ あるいは $\sigma_2$ が+100%を超える場合、それぞれを+100%とする。

(2)  $\sigma_1 \geq \sigma_2$ の場合、使用される潤滑油での2円筒試験を、 $\sigma_1$ のすべり率および大歯車歯先におけるすべり速度で行う。一方、 $\sigma_1 < \sigma_2$ の場合、使用される潤滑油での2円筒試験を、 $\sigma_2$ のすべり率および小歯車歯先におけるすべり速度で行う。

なお、いずれの場合も、試験円筒軸方向中心線平均粗さは歯形方向中心線平均粗さに、また給油量、給油温度は歯車装置の運転条件に一致させる。

(3) 2円筒試験の焼付き発生直前の膜厚比 $(\xi_0)_s$ を求める。膜厚比の計算には焼付き発生直前の外周面軸方向の粗さを使用することが望ましいが、実験前の値でもよい。

$(\xi_0)_s$ が0.3を超えた場合、すなわち混合潤滑状態から焼付きが発生したときの焼付き発生直前の外周面バルク温度を選び、それを混合潤滑状態における使用潤滑油に対する平歯車装置の推定スコ어링発生歯面バルク温度とする。

図6-14は、以上のスコアリング発生温度推定法の手順を示す。

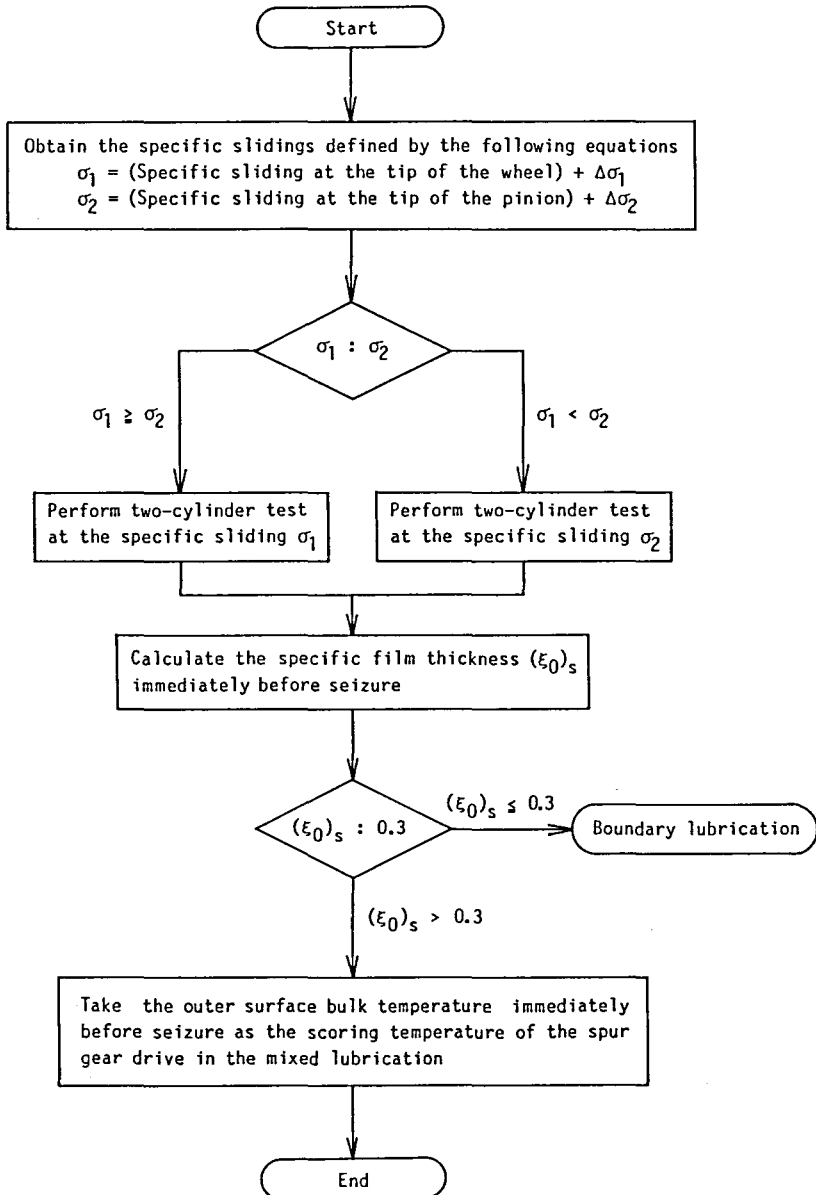


図6-14 スコアリング発生温度推定法

## 第6.4節 総括

平歯車試験結果と2円筒試験結果の相関性を、ギヤ油基油，硫黄系極圧油およびりん系極圧油について，荷重および温度の面から検討した．得られた結果は以下のように要約できる．

(1) 平歯車のスコアリング発生温度を推定するための基礎として行われた2円筒試験において，水焼入れされた試験円筒と浸炭焼入れされた試験円筒における耐焼付き能に有意差は認められなかった．

(2) すべり率の増大は混合潤滑状態からのスコアリングの発生を誘発し，潤滑油の耐スコアリング能を低下させる．

(3) 混合潤滑状態におけるスコアリング発生指標としては，積分温度よりも作用歯面バルク温度の方が適当である．

(4) 混合潤滑状態における平歯車のスコアリング発生温度は，幾何学的かみあい歯面上の最大すべり率をもとに，2円筒試験での焼付き発生直前の外周面バルク温度から推定するのが妥当である．ただし，推定にあたって，かみあい始めの歯先りょう干渉が考慮されなければならない．

(5) 最後に，2円筒試験結果から混合潤滑状態における平歯車のスコアリング発生歯面バルク温度を推定する方法を提案した．

## 参考文献

- (1) 藤田公明・小幡文雄・山浦 泉，2円筒試験による潤滑油の焼付き強さに関する研究（第3報，ころがり－すべり接触における基油の焼付き挙動および焼付きと温度の関係），日本機械学会論文集（C編），47-423(1981)，1518.

- (2) 藤田公明・小幡文雄・山浦 泉・松尾浩平，二円筒試験による極圧油の耐焼付き能に関する研究，日本機械学会論文集（C編），49-440（1983），667.
- (3) 藤田公明・小幡文雄，潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらかさの影響（第1報，無添加ギヤ油の場合），日本機械学会論文集（C編），49-445（1983），1521.
- (4) 藤田公明・小幡文雄・松尾浩平，潤滑油の焼付き限界に及ぼす表面あらかさの影響（第2報，極圧油の場合），日本機械学会論文集（C編），50-457（1984），1612.
- (5) 藤田公明・小幡文雄・国府忠志・山上 哲，2円筒試験による潤滑油の焼付き強さに関する研究（第1報，円筒の温度上昇），日本機械学会論文集（C編），46-401（1980），99.
- (6) 藤田公明・小幡文雄・国府忠志，2円筒試験による潤滑油の焼付き強さに関する研究（第2報，純すべり接触における焼付き挙動），日本機械学会論文集（C編），46-408（1980），953.
- (7) 藤田公明・小幡文雄・国府忠志・山浦 泉，純すべり接触における潤滑油の耐焼付き能（第1報，無添加ギヤ油の純すべり接触二円筒試験結果と四球試験結果の相関），潤滑，28-3（1983），192.
- (8) Poon, S.Y. and Haines, D.J., Frictional Behavior of Lubricated Rolling-Contacts Elements, Proc. Inst. Mech. Eng., Pt.1, 181 (1966/67), 363.
- (9) Haines, D.J., Proc. Inst. Mech. Eng., 185 (1970/71), 378.
- (10) Blok, H., Measurement of Temperature Flashes on Gear Teeth under Extreme-Pressure Conditions, Proc. Gen. Discus. Lub. & Lub., 2 (1937), 14.

## 第7章 結 論

歯車装置の高速・高負荷能，小型化にともない，歯車の潤滑上の損傷であるスコアリングが重要な問題となってきた．スコアリングはすべり率，すべり速度が高いかみあい始めやかみあい終わりの領域から発生しやすい．しかし，スコアリング強さに影響する因子は種々存在し，スコアリング強さをいかなる物理量で評価すべきかは明らかではない．

本研究は，平歯車の耐スコアリング負荷容量計算法の基礎的考え方を確立することを目的として，平歯車のスコアリング発生と温度の関係ならびにスコアリング強さに及ぼす種々の因子の影響を検討した．さらに，2円筒試験結果と歯車試験結果の相関性を温度との関連において検討した．以下に，本研究で得られた主な成果を要約する．

第1章では，歯車のスコアリングに関する問題点を指摘し，本研究の意義と目的について述べた．

第2章では，歯車のスコアリング発生と温度の関係を究明するための基礎として，平歯車の一つの歯に対応する部分を近似した長方形物体に対して，断続的に繰返し作用する移動熱源によるその温度上昇の理論解を求めた．数値計算結果から平歯車の作用歯面上の熱源作用域およびその近傍の温度上昇は，放熱状態の影響を受けないせん光温度成分とその影響を大きく受けるバルク温度上昇成分に分離できることが明らかになった．また，作用歯面上の熱源作用域内の最高せん光温度および作用歯面バルク温度上昇に及ぼす種々の因子の影響を検討し，変動熱量に対する簡便な最高せん光温度近似式ならびに作用歯面バルク温度上昇を推定するための近似計算法を示した．

第3章では，歯車試験によりスコアリングの発生と温度の関係ならびに歯車試験結果と2円筒試験結果の相関性を，すべり率，すべり速度，摩擦面の潤滑状態

の点から考察した。その結果、混合潤滑状態からのスコアリング発生は、接触面最高温度の最高値、積分温度と異なって、すべり速度、給油方向の影響を受けにくい歯面バルク温度と相関があることが明らかになった。また、混合潤滑状態におけるスコアリング発生温度は、幾何学的かみあい始めまたはかみあい終わりのすべり率、すべり速度に対応した2円筒試験における焼付き発生直前の外周面バルク温度を参照して推定できる見通しが得られた。

第4章では、耐スコアリング負荷容量に及ぼす歯先りょう干渉の影響を歯車試験により検討し、かみあい始めの歯先りょう干渉は、かみあい終わり側の歯先りょう干渉と異なって耐スコアリング負荷容量を減少させることが明らかになった。また、かみあい始めの歯先りょう干渉を軽減させるための歯先修整がスコアリングの発生と密接な関係にある作用歯面バルク温度に及ぼす影響を、歯先修整による動荷重の変化を考慮して検討した。その結果、作用歯面バルク温度はかみあい始めの歯先りょう干渉よりも動荷重の変化の影響を大きく受けるので、かみあい始めの歯先修整量および修整範囲は、歯先修整による動荷重の変化が作用歯面バルク温度に及ぼす影響を考慮して決定されなければならないことが明らかになった。さらに、平歯車のスコアリングの発生と進展に及ぼす歯形の影響を検討し、スコアリングの防止上、すべり率と歯先りょう干渉に注目した歯形設計の重要性が明らかになった。

第5章では、耐スコアリング負荷容量に関する設計における動荷重の取扱い方を検討した。その基礎として、平歯車における動荷重を単位幅あたりに作用する荷重（荷重密度）の変動としてとらえ、一回転中に荷重密度が変動する2円筒試験により突起間干渉状態に及ぼす荷重密度変動の影響を検討した。その結果、高荷重密度域の突起間干渉頻度は低荷重密度域より高いこと、すべり率は突起間干渉頻度を増大させることが明らかになった。また、潤滑油の耐焼付き能に及ぼす荷重密度変動の影響および平歯車の耐スコアリング負荷容量に及ぼす動荷重の影

響を検討し、平歯車の耐スコーリング負荷容量は動荷重よりもすべり率の影響を大きく受け、すべり率を小さくすることによって増大することが明らかになった。

第6章では、歯車試験結果と2円筒試験結果の相関をすべり率を考慮して詳細に検討し、混合潤滑状態における平歯車のスコーリング発生作用歯面バルク温度は、幾何学的かみあい歯面上の最大すべり率をもとに、2円筒試験での焼付き発生直前の外周面バルク温度から推定できることが明らかになった。その結果より、混合潤滑状態における平歯車のスコーリング発生歯面バルク温度推定法を示した。

以上のように、本研究によって、歯車の作用歯面バルク温度は混合潤滑状態からのスコーリング発生と深い関係にあることが明らかになった。さらに、歯車の接触状態をモデル化した2円筒試験との相関を究明することにより、平歯車のスコーリング発生バルク温度の推定が容易にできることが示された。また、現在、スコーリングの発生防止は化学反応性が大きい極圧油に依存しているが、かみあい歯面上のすべり率と歯先りょう干渉に注目した歯形設計によって耐スコーリング負荷容量の大きい歯車ができるという、高速・高負荷歯車の設計に関する知見が得られた。



## 謝 辞

本論文の執筆にあたり、ご懇切なご指導を賜りました 大阪大学教授 山田朝治先生、川辺秀昭先生、井川直哉先生、城野政弘先生、岸田敬三先生、森勇蔵先生に心から厚く御礼申し上げます。また、有益なご教示とご討論を賜りました 大阪大学教授 梅野正隆先生、田村坦之先生、片岡俊彦先生に厚く感謝の意を表します。

本研究を進めるにあたり、終始変わらぬご指導を賜りました 岡山大学教授 吉田 彰先生、水産大学校助教授 小幡文雄先生、岡山理科大学教授 藤田公明先生に深く感謝の意を表します。

さらに、実験の遂行に際しご協力頂いた 岡山大学工学部 山崎眞男 技官 ならびに 岡山大学工学部 機械工学科 機械設計学研究室 に在籍された学生の皆様に謝意を表します。

本研究を行うにあたり、貴重な試料油のご提供を賜った 株式会社共石製品技術研究所 および 供試歯車の製作にご協力いただいた 住友金属工業株式会社 製鋼所 の関係者の皆様に深く感謝いたします。

