固体潤滑剤を被膜した鋼歯車と対のプラスチック歯車の運転特性*

塚本 尚久^{*1}, 宇塚 和夫^{*2}

Operating Characteristics of Plastic Gear Paired with Steel Gear Coated with Solid Lubricant

Naohisa TSUKAMOTO and Kazuo UZUKA

By exchanging one of a pair of steel gears for a plastic gear, nonlubricant operation can be realized, and noise can be reduced. However, the plastic gear is greatly abraded by the hard tooth flank of the steel gear. In order to reduce this wear, we investigated the effect of coating on the teeth of the steel gear with a solid lubricant. We were concerned that this coating may be removed from the tooth flank by wear during long periods of operation. In order to confirm this, an operation test was carried out using a steel gear coated with a solid lubricant and a polyacetal gear. We investigated not only the dependence of tooth wear on time and roughness of the tooth flank, but also the effect of coating on the steel gear with the solid lubricant. We compared the results with those obtained for a pair comprised of a hobbed steel gear and the polyacetal gear.

Key Words: Machine Element, Tribology, Gear, Wear, Plastic Gear, Polyacetal Gear, Steel Gear Coated with Solid Lubricant

1. 緒 言

鋼歯車同士のかみあいの一方をプラスチック歯車にし、鋼歯車とプラスチック歯車のかみあいになると、無潤滑運転ができ、しかも騒音も低下する。

しかし、この場合鋼歯車の歯面粗さは相手プラスチック歯車の摩耗に大きく影響する。軟質なプラスチック歯車の歯面に対し硬い鋼歯車の歯面がホブ切り加工の粗いままであると摩耗が多く、歯研削加工するとそれが減少する。

このことから無潤滑で運転するプラスチック歯車と鋼歯車のかみあいでは、鋼歯車の歯面粗さを小さくする必要があるが、これを歯研削で行うと歯車の価格は必然的に高くなり、好まれない。そこで本研究では比較的安価に鋼歯車の歯面粗さを小さくする方法として鋼歯車の歯面をPTFE(四フッ化エチレン樹脂)とMoS₂(二硫化モリブデン)の混合からなる固体潤滑剤で被膜する方法を試みた。この被膜法はすでに汎用的に行われているものであるが、ここで懸念されるのは、被膜した固体潤滑剤がプラスチック歯車とのかみあい

で短時間に歯面から摩耗で欠落する(摩擦寿命)か否かである。

これを確認するために、本研究では固体潤滑剤で歯面を被膜した鋼歯車とポリアセタール歯車との対で運転試験を行った。固体潤滑剤の被膜は鋼歯車の歯面粗さを小さくするのみだけではなく潤滑剤としての効果も十分期待できるので、ここではポリアセタール歯車の歯の摩耗、温度、粗さなどの摺動特性をも調べ、これらの結果をホブ切り加工のまま、および歯面を滑らかにした鋼歯車とかみあうものと比較し、鋼歯車の歯面を固体潤滑剤で被膜する有益性を検討した。

2. 実験装置および実験方法

2・1 鋼歯車の歯面の被膜 鋼歯車の歯面の被膜はまずホブ切りした歯面を粒径20~30 μmのアルミナでサンドブラストし、次にその面にPTFEとMoS₂を1:1で混合したものに接着剤としてポリアミドイミド系の樹脂を加え、これをスプレーで吹付けて行った⁽¹⁾。この後は230℃で約30分間焼付きを行うが、マタギ歯厚で測定した仕上がった膜厚は10~12 μmで、歯面粗さはJIS B 0601の十点平均粗さ(R_a)で2 μm弱である。

2・2 使用プラスチック 鋼歯車と対のプラスチ

* 原稿受付 1996年5月9日。

^{*1} 正員, 千葉工業大学(〒275 習志野市津田沼2-17-1)。

^{*2} 学生員, 千葉工業大学大学院。

ック歯車の材料には多用されているポリアセタール(コポリマ)を用いた。表1はその主な特性を示したものである⁽²⁾。

2・3 試験歯車 表2に実験(運転試験)に用いた歯車の主な仕様を示す。駆動側がポリアセタール歯車で、被動側が鋼歯車(S45C)である。鋼歯車はホブ切りのままで歯面粗さが $R_a=5\sim6\mu\text{m}$ のもの(以下ホブ切り鋼歯車と呼ぶ)、ホブ切り歯車を $HRC\ 60$ の歯面研削鋼歯車との対で馴み運転(油潤滑)を行い歯面粗さを $2\mu\text{m}$ 弱にしたもの(以下滑らかな歯面の鋼歯車と呼ぶ)、歯面を固体潤滑剤で被膜したもの(以下固体潤滑剤被膜鋼歯車と呼ぶ)の3種類である。ポリアセタール歯車の歯面粗さは $6\sim7\mu\text{m}$ で、精度は各鋼歯車の精度と同じくJIS B 1702の4級である。

各歯車にバックラッシュをつけるために歯切りの際にポリアセタール歯車では0.08モジュール、鋼歯車では0.04モジュールそれぞれマタギ歯厚を理論値より

減少させている。図1にI形、II形歯車の形状と主要部の寸法を示す。

2・4 歯車試験機 実験にはすでに報告した⁽³⁾動力循環式歯車試験機を用いた。

2・5 測定項目および測定方法 実験ではポリアセタール歯車の摩耗、歯形の変化、歯面粗さを既報と同じ方法で測定した⁽⁴⁾⁽⁵⁾。また歯面温度は歯車を停止させた直後(数秒後)に図2に示すようにピッチ点より1mm歯先側に寄った歯幅中央の位置に熱電対式の歯面温度計を接触させて測定した。歯車の騒音は自由音場⁽⁶⁾において運転している歯車の歯のかみあい部より軸線方向に0.15m離してマイクロホンを設置し、精密騒音計、1/3オクターブ分析器ならびに自動分析駆動装置によって周波数特性を調べるとともに、全音圧(All pass)を測定した。

2・6 実験条件 表3に今回行った実験の条件とその記号を示す。各歯面状態の鋼歯車は、それぞれ回転数[rpm]を3種類、トルクを2種類かえて運転を行っている。I形、II形歯車にトルク(入力側)0.65, 0.33 N・mが作用した場合にはポリアセタール歯車の歯元曲げ応力 σ_b はそれぞれ7.7, 3.8 MPaおよび

Table 1 Main characteristics of plastics used in experiments

Items	Units	Polyacetal
Melting point	℃	165
Specific gravity		1.41
Rockwell hardness	H_{RM}	78
Coefficient of friction		0.31
Specific heat	J/(kg・K) (cal/(gf・℃))	1465 (0.35)
Coefficient of linear expansion	K^{-1}	13×10^{-5}
Tensile strength	MPa (kgf/cm ²)	60.27 (615)
Bending strength	MPa (kgf/cm ²)	88.20 (900)
Elongation	%	65
Young's modulus	GPa (kgf/mm ²)	2.57 (262)

Table 2 Main specifications of gears in experiments

	Type I gear		Type II gear	
	Driving gear	Driven gear	Driving gear	Driven gear
Module	2		2.5	
Standard pressure angle	20°		20°	
Number of teeth	20	30	20	36
Addendum modification coefficient	0	0	0	0
Diameter of standard pitch circle	40	60	50	90
Clearance coefficient	0.25		0.25	
Face width	6		6	
Center distance	50		70	
Teeth finishing	Hobbing		Hobbing	

N.B) A unit of length is mm.

Fig.1 Shapes and main dimension of gears used in experiments

Fig. 2 Position for measuring tooth surface temperature

4.9, 2.5 MPa となる。I 形, II 形歯車の 1000 rpm (入力側)における歯形上の平均滑り速度はそれぞれ 0.41, 0.49 m/s である。ホブ切り鋼歯車および滑らかな歯面の鋼歯車の実験は総回転数(積算回転数) $N_T = 3 \times 10^6$ で運転を終了させているが、固体潤滑剤被膜鋼歯車の実験では $N_T = 10^7$ まで運転を行っている。なお表 3 の各実験はすべて無潤滑運転である。

3. 実験結果および考察

3.1 ポリアセタール歯車の歯の摩耗 プラスチック歯車は摩耗が多いのが欠点の一つであるので、ここで最初にポリアセタール歯車の歯の摩耗を確認す

Table 3 Experimental conditions and symbols

Pair	Torque N·m	Number of rotations rpm	500	1000	1400
		Type I gear			
D	0.65	D-I-A-5	D-I-A-10	D-I-A-14	
	0.33	D-I-B-5	D-I-B-10	D-I-B-14	
K	0.65	K-I-A-5	K-I-A-10	K-I-A-14	
	0.33	K-I-B-5	K-I-B-10	K-I-B-14	
H	0.65	H-I-A-5	H-I-A-10	H-I-A-14	
	0.33	H-I-B-5	H-I-B-10	H-I-B-14	
Type II gear					
D	0.65	D-II-A-5	D-II-A-10	D-II-A-14	
	0.33	D-II-B-5	D-II-B-10	D-II-B-14	
K	0.65	K-II-A-5	K-II-A-10	K-II-A-14	
	0.33	K-II-B-5	K-II-B-10	K-II-B-14	
H	0.65	H-II-A-5	H-II-A-10	H-II-A-14	
	0.33	H-II-B-5	H-II-B-10	H-II-B-14	

D : Steel gear coated with solid lubricant
K : Steel gear of smooth tooth surface
H : Steel gear of hobbing

Fig. 3 Amount of wear of polyacetal gears

Fig. 4 Amount of specific wear of polyacetal gears

ことも大きいと考えられる。つまり、滑らかな歯面の鋼歯車と固体潤滑剤被膜鋼歯車の歯面粗さは同程度であるが、図3によると滑らかな歯面の鋼歯車と対の場合よりも固体潤滑剤被膜鋼歯車と対の場合のほうがポリアセタール歯車の摩耗が少なく、例えば $N_T=3 \times 10^6$ 時では後者は前者の約 1/2.6 である。

次に、整理方法を変えてポリアセタール歯車の摩耗を [(摩耗重量/比重量)/(歯数 $\times$ 2 モジュール $\times$ 歯幅 $\times$ 総回転数)] と表し、これを比摩耗量と呼び、 PV [P : 鋼歯車相当ヘルツ応力(プラスチック歯車と鋼歯車のかみあいを鋼歯車同士のかみあいにみなして算出したヘルツ応力)⁽⁸⁾, V : 歯形上の平均滑り速度] 値との関係で表3の全実験の結果を表すと図4のようになる。ただし図4(a)のホブ切り鋼歯車と対の場合の $N_T=6 \times 10^6$ および 10^7 時の比摩耗量は図3と同じく別の実験結果から転記し二点鎖線で示した。

図4からは、まず図4(b), (c)のように滑らかな歯面の鋼歯車および固体潤滑剤被膜鋼歯車のいずれの対の場合においても、ばらつきがあるがポリアセタール歯車の比摩耗量の傾きはホブ切り鋼歯車と対の場合と同じく PV 値に相関し、 PV 値が大きくなると比摩耗量は増す。そして3種類の鋼歯車の中でポリアセタール歯車の摩耗が多い順位は図3のようにホブ切り鋼歯車との対、滑らかな歯面の鋼歯車との対、固体潤滑剤被膜鋼歯車との対になっている。次に図4(a), (c)よりホブ切り鋼歯車との対と固体潤滑剤被膜鋼歯車との対の場合のポリアセタール歯車の比摩耗量をみると、例えば PV 値 $40 \text{ MPa}\cdot\text{m/s}$ における $N_T=10^7$ では前者は約 $0.45 \times 10^{-8} \text{ mm}$ で、後者は約 $0.23 \times 10^{-8} \text{ mm}$ である。また同じく図4(a), (c)より PV 値 $120 \text{ MPa}\cdot\text{m/s}$ における $N_T=10^7$ 時の両者の比摩耗量をみると、前者は約 $1.3 \times 10^{-8} \text{ mm}$ で、後者は約 $0.4 \times 10^{-8} \text{ mm}$ である。このような比較でもわかるように固体潤滑剤被膜鋼歯車との対はホブ切り鋼歯車との対の場合よりはポリアセタール歯車の摩耗が極めて少ないことと、その摩耗は、ホブ切り鋼歯車との対より

も PV 値に対する依存度が少ない。この固体潤滑剤被膜鋼歯車との対の場合の摩耗は、滑らかな歯面の鋼歯車との対の場合の摩耗と比較しても少なく、また PV 値に対する依存度も少ない。

3・2 固体潤滑剤被膜鋼歯車の歯の摩耗 すすでに行った多数の実験の結果から鋼歯車とプラスチック歯車とのかみあいでは、鋼歯車の歯の摩耗を問題にする必要がないことが確認済みであるが、固体潤滑剤被膜の鋼歯車の場合はプラスチック歯車とかみあった場合に被膜した固体潤滑剤が摩耗してしまうことが懸念されたので、本研究の各実験ではその摩耗を調べた。

図5はその実験結果の一例としてD-I-A群の場合の固体潤滑剤被膜鋼歯車の摩耗を示したものである。図の縦軸は摩耗を重量表示した積算摩耗量である。図5で運転初期に摩耗量が負の値を示しているのは、鋼歯車の歯面にポリアセタール歯車の摩耗粉が極めて微量移着したものである。

図5より最も摩耗が多いD-I-A-14の場合でも固体潤滑剤被膜鋼歯車の摩耗は微量で、 $N_T=10^7$ 時で約 2.1 mg である。この歯車の30枚の歯が等しく摩耗したと仮定すると1枚の歯の摩耗は 0.07 mg となる。また各歯の歯形上の摩耗が均一であると仮定して、この 10^7 時の1枚の歯の摩耗厚さ(深さ)を概算すると(固体潤滑剤の密度は 2.8 g/cm^3) $1.04 \mu\text{m}$ になる。このように鋼歯車を被膜した固体潤滑剤の摩耗は微量であるので、肉眼で鋼歯車をみても歯面の状態は運転前と全く変わっていない。

3・3 歯形の変化形態 プラスチック歯車では歯が摩耗することによって歯形が変化するので、ここでは3種類の鋼歯車との対におけるポリアセタール歯車の歯形変化を調べておく。

図6は一例として実験I-A-14群のポリアセタール歯車の歯形変化を示したものである。図6(a)はホブ切り鋼歯車との対、図6(b)は滑らかな歯面の鋼歯車との対、図6(c)は固体潤滑剤被膜鋼歯車との対の場合である。これらは基礎円板方式歯形測定機で測定した歯形の記録線図で、各線図の間が運転経時に伴う摩耗厚さ(深さ)を表している。

図6(c)の下方には歯形上の滑り速度の分布形態を示しているが、図6(a), (b), (c)各ポリアセタール歯車の歯形の変化形態は、この歯形上の滑り速度の分布に類似したV字形である。すなわち、ピッチ点を境に滑り速度が大きくなる歯先側と歯元側に寄るほど歯形の変化は大きくなる。図6において最も歯形変化の大きいのは図6(a)のホブ切り鋼歯車との対の場合である。ここではポリアセタール歯車の歯がホブ切

Fig. 5 Wear of steel gears

りの粗い歯面の鋼歯車によって摩擦されるので歯厚の減少量(図の T_n の部分)が多く、それに歯元側のえぐり取られ量 T_s の部分の変化も加わって図 6 (c) の固体潤滑剤被膜鋼歯車との対の場合と対照的に著しく歯形が変化している。かみあい起点 K からピッチ点 P 近傍にかけて変化する T_s の部分はすでに再三報告⁽⁹⁾ しているように相手鋼歯車の歯先稜(歯先の角)によってポリアセタール歯車の歯がえぐり取られる部分であるが、相手鋼歯車の歯面を滑らかにしてもこの部分の変化量は図 6 (b) のようにさほど減少しない。これは歯面が滑らかになっても歯先稜の部分には変化がなくホブ切り鋼歯車と同じく鋭角になっているからである。

固体潤滑剤で鋼歯車の歯面を被膜すると T_n 部の変化量が少なくなるとともに歯先稜も被膜されるので、 T_s の部分の変化量も著しく少なくなる。よって固体潤滑剤被膜鋼歯車との対の場合には図 6 (c) のように歯厚の減少が少なく、しかも歯形上の変化も比較的均一である。

3・4 歯面温度 被膜した固体潤滑剤の潤滑効果により固体潤滑剤被膜鋼歯車と対の場合はポリアセタール歯車の歯面温度はあまり上昇しないと予想されるが、ここではその歯面温度を確認するとともに、これをホブ切り鋼歯車との対および滑らかな歯面の鋼歯車

Fig. 6 Tooth profile change of polyacetal gears

との対の場合の歯面温度と比較する。

図 7 は PV (図 4 に同じ) 値で歯面の上昇温度 [歯面の平衡温度から室温 (22~24°C) を引いたもの] を整理したものである。図 7 (a), (b), (c) はホブ切り鋼歯車との対, 滑らかな歯面の鋼歯車との対, 固体潤滑剤被膜鋼歯車との対の場合になっている。図中の●印はそれぞれの鋼歯車の歯面の上昇温度で, ○印はポリアセタール歯車の歯面の上昇温度である。

若干のばらつきを無視すると, 図 7 のようにいずれの鋼歯車と対の場合も歯面の上昇温度は PV 値に相関している。ポリアセタール歯車の歯面の上昇温度が

(a) Pair: Steel gear of hobbing

(b) Pair: Steel gear of smooth tooth surface

(c) Pair: Steel gear coated with solid lubricant

Fig. 7 Rising temperature of tooth surface

最も高いのはホブ切り鋼歯車との対、次に滑らかな歯面の鋼歯車との対、固体潤滑剤被膜鋼歯車との対の順である。ただし固体潤滑剤被膜鋼歯車と対の場合とホブ切り鋼歯車との対とでは上昇温度の差は明確であるが、滑らかな歯面の鋼歯車との対とではその差は少ない。例えば $PV \approx 130 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ で三者のポリアセタール歯車の上昇温度をみると、ホブ切り鋼歯車との対の場合は約 8°C 、滑らかな歯面の鋼歯車との対の場合は 5°C 弱、固体潤滑剤被膜鋼歯車との対の場合は約 4°C である。このように滑らかな歯面の鋼歯車と対の場合と固体潤滑剤被膜鋼歯車と対の場合とでポリアセタール歯車の歯面の上昇温度に差が少ないのは、被膜した固体潤滑剤の熱伝導性が低いことによるものと考えられる。つまり鋼歯車とポリアセタール歯車の対では、歯面の発生熱は固体潤滑剤を被膜しない場合には、熱伝導性のよい鋼歯車のほうに多く伝わるためにポリアセタール歯車の歯面の温度はあまり上昇しないが、固体潤滑剤で鋼歯車の歯を被膜すると熱伝導性が悪くなり発生熱はポリアセタール歯車のほうにも多く伝わり、その歯面の温度が高くなるものと思われる。しかし固体潤滑剤被膜鋼歯車との対の場合には発生熱そのものが他の鋼歯車と対の場合よりも低いようで、図7のように最もポリアセタール歯車の歯面の温度上昇が低くなる。

3・5 歯面粗さ 3種類の鋼歯車との対における歯面粗さの変化の一例を図8に示す。これは I-A-10

(a) Steel gears

(b) Polyacetal gears

Fig. 8 Tooth surface roughness

群の場合で、図8(a)は鋼歯車の歯面粗さ、(b)はポリアセタール歯車の歯面粗さである。

図8(a)のように $N_T = 3 \times 10^6$ 時のホブ切り鋼歯車の歯面粗さは $4 \mu\text{m}$ 弱で、滑らかな歯面の鋼歯車の歯面粗さは運転前とあまり変っていない。ただし付言すると、この鋼歯車を $N_T = 10^7$ まで運転した場合は歯面粗さは $3 \mu\text{m}$ ぐらいになるものと多くの実験を行った経験から予測できる。固体潤滑剤被膜鋼歯車の歯面粗さは、 10^7 時まで運転してもほとんど変化せず $2 \mu\text{m}$ 強程度である。

図8(b)のようにポリアセタール歯車の 10^7 時の歯面粗さはホブ切り鋼歯車との対では $4 \mu\text{m}$ 強、固体潤滑剤被膜鋼歯車との対では $2 \mu\text{m}$ 強である。なお滑らかな歯面の鋼歯車との対の場合 10^7 まで運転したら $3 \mu\text{m}$ 強の粗さになるように思われる。

3・6 歯車騒音 ホブ切り鋼歯車とポリアセタール歯車との対の歯車騒音と固体潤滑剤被膜鋼歯車とポリアセタール歯車との対の歯車騒音を比較すると聴覚でも後者のほうが小さいことがわかるが、ここではこの騒音を測定して比較した。

図9はII-B-14群と同条件で運転したときの3種類の鋼歯車との対の歯車騒音の周波数特性を示したものである。図中にはかみあい周波数 f_z とその倍音を示すとともに全音圧レベルも記している。図9では 0.2 kHz 以下の低周波数域では音圧レベルの違いは明らかではないが、 0.2 kHz 近傍以上の高周波数域では鋼歯車の違いで音圧レベルに大きな差が現れている。音圧レベルが大きい順位はホブ切り鋼歯車との対、滑らかな歯面の鋼歯車との対、固体潤滑剤被膜鋼歯車との対で、この三者の全音圧レベルをみると、 76 dB 、 71 dB 、 64 dB となっている。すなわちホブ切り鋼歯車との対よりも固体潤滑剤被膜鋼歯車との対のほうが12

Fig. 9 Frequency characteristics in noise of gears

Fig. 10 Sound pressure level on all pass

dB 音圧レベルが小さい。II-B-14 群の運転条件の場合ほど全音圧レベルの差は明らかではないが、II-B-5 群および II-B-10 群の運転条件の場合においても図 10 のように II-B-14 群と同じことが言える。図 10 では各回転数 [rpm] 別に各鋼歯車と対の全音圧レベルを示しているが、いずれの回転数においても全音圧レベルの大きい順位はホブ切り鋼歯車と対、滑らかな歯面の鋼歯車と対、固体潤滑剤被膜鋼歯車と対になっている。

4. 結 言

ポリアセタール歯車をホブ切り鋼歯車と対(④)、滑らかな歯面の鋼歯車と対(⑤)、固体潤滑剤被膜鋼歯車と対(⑥)で運転して諸特性を調べ、それらを比較した結果をまとめると次のようになる。

(1) ④, ⑤, ⑥の場合ともポリアセタール歯車の比摩耗量は PV 値に相関した。この三つの場合で比摩耗量が多い順位は④, ⑤, ⑥で、例えば④と⑥の比摩耗量を PV 値 $120 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ における $N_T=10^7$ 時

でみると、④では約 $1.3 \times 10^{-8} \text{ mm}$ 、⑥では約 $0.4 \times 10^{-8} \text{ mm}$ であった。⑥の場合は摩耗が少ないとともに PV 値に対する摩耗の依存度も少なかった。

(2) ポリアセタール歯車の歯形変化の形態は④, ⑤, ⑥の場合とも歯形上の滑り速度の分布に類似した V 字形であった。ただし⑥の場合は歯厚の減少が少なく、しかも歯形上の変化も比較的均一であった。

(3) ④, ⑤, ⑥の場合とも歯面の上昇温度は PV 値に相関した。④, ⑤, ⑥のポリアセタール歯車の歯面の上昇温度は例えば $PV=130 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ でみると、④では約 8°C 、⑤では 5°C 、⑥では約 4°C であった。

(4) ポリアセタール歯車の歯面粗さは④>⑤>⑥になった。なお $N_T=10^7$ 時の歯面粗さは④では $4 \mu\text{m}$ 強、⑥では $2 \mu\text{m}$ 強であった。

(5) 歯車騒音は④>⑤>⑥になり、例えば 1400 rpm の全音圧レベルは④では 76 dB 、⑤では 71 dB 、⑥では 64 dB であった。

ポリアセタール歯車と対で調べてきたように、鋼歯車の歯面を固体潤滑剤で被膜することはプラスチック歯車にとっては有益であることと、しかも長時間運転しても摩耗で被膜が歯面から欠落しないことを確認できた。

文 献

- (1) (株)川邑研究所, 技術資料 DEFRI, (1993), 13.
- (2) 三菱ガス化学(株), ユピタル技術資料, (1992), 7.
- (3) 塚本尚久・ほか 2 名, 機論, **56**-527, C(1990), 262-269.
- (4) 塚本尚久, 機論, **49**-447, C(1983), 2048-2056.
- (5) 塚本尚久, 機講論, No. 800-15(1980-8), 55-61.
- (6) 日本工業規格協会編, 騒音レベル測定法解説, (1966), 5.
- (7) 中田孝・石川二郎, 歯車伝動, (1966), 47, 誠文堂新光社.
- (8) 塚本尚久, 機論, **46**-409, C(1980), 1116-1125.
- (9) 寺島健一・ほか 3 名, 機論, **51**-469, C(1985), 2309-2315.