表面微細形状によるトラクション係数向上*

(第1報、微細形状の方向性の影響)

南部 俊和^{*1}, 保田 芳輝^{*1}
牛嶋 研史^{*1}, Dong ZHU^{*2}

Increase of Traction Coefficient due to Microtexture (1st Repor, Effect of Orientation in Microtexture)

Toshikazu NANBU^{*3}, Yoshiteru YASUDA,
Kenshi USHIJIMA and Dong ZHU

^{*3} Nissan Research Center, Nissan Motor Co. LTD.,
1 Natsushima-cho, Yokosuka-shi, Kanagawa, 237-8523 Japan

Improving the traction coefficient of a traction drive system is a key factor in obtaining a smaller, lighter unit and also greater torque capacity. This study focused on the microtexture of the rolling elements, and effect of orientation in microtexture was examined with the aim of improving the traction coefficient in the viscous region. Three textures—dimple, transverse and longitudinal—were examined using a 4-roller tester that enabled tests to be conducted under high pressure and high rolling speed. As a result, it was found that the longitudinal surface texture is the best for improving the traction coefficient. The results obtained with EHL analysis showed that only the surface texture with longitudinal grooves improved the traction coefficient, just as in the tests conducted with the 4-roller tester.

Key Words: Tribology, Surface Roughness, Nano & Micro Machining, Lubrication, Friction

1. 緒言

トラクションドライブは、転がりすべり接触するディスク間に形成される弾性流体潤滑(EHL: Elastohydrodynamic Lubrication)状態の油膜のせん断力により動力を伝達する機構であり、高い圧力粘度係数を有する特殊な油が使用される。Evans & Johnson ら¹⁾によるトラクション油の状態図上で、実際に自動車に搭載されるトロイダル CVT の使用条件を考えると、低速・高面圧条件の弾塑性状態のみならず、高速・低面圧条件の粘弾性状態も存在する。この高速・低面圧条件の粘性状態の油により、トラクション係数は低下するが、粘性状態の油を塑性状態に近づけることができれば、トラクション係数を向上でき、押し付け荷重を小さくできるため、システムの小型、軽量化および高効率化に寄与できる。トラクション係数を向上させる技術としては、トラクション油の性能向上や転動体表面微細形状の改良による向上が考えられる。前者の場合、分子

動力学を用いた新規基油に関する研究²⁾が始まっているが、さらに高いトラクション係数を発現する新規の化合物を発見する必要があること、低温特性との両立を図る必要があること、さらには、高トラクション係数を有する油は、トラクション部以外の接触部における摩擦損失を増大させることなどの理由から、開発には多くの解決すべき課題を有する。一方、後者に関しては、必要な箇所のトラクション係数向上が可能となるが、一般には粗さ突起部での金属接触による耐久性の悪化を懸念し、出来るだけ粗さを小さく抑えようとするのが現状であり、積極的に表面微細形状をトラクション係数向上に利用しようという研究はほとんど見られない。

著者らは、これまでに、転動部の表面粗さがせん断応力に及ぼす影響を2円筒試験機を用いた、比較的、低面圧、低周速条件において検討し、表面粗さを制御することで金属接触を小さく留めながら、せん断応力を向上できる可能性を示した³⁻⁴⁾。

また、これらの結果から、実機相当条件のトラクション油の物性値を使用し、スピン等が存在する2次元摺動下のトラクション特性を、粘弾性と塑性の直列レオロジーモデルを採用し、表面粗さが実機トラクション性能へ

* 原稿受付 2007年1月12日。

^{*1} 正員、日産自動車(株)(〒237-8523 横浜質市夏島町1)。

^{*2} Eaton Corporation(26201 Northwestern Highway Southfield, MI 48037)。

E-mail: t-nanbu@mail.nissan.co.jp

与える影響を検討し、実際のトロイダル CVT においても表面粗さの影響はきわめて大きく、表面粗さを制御すれば、トラクション係数が向上できる可能性を見出した⁵⁾。

本研究では、実機相当の高面圧、高周速の試験が可能な4円筒試験機を用い、表面微細形状の方向性がトラクション係数に及ぼす影響について実験的に検討した。また、表面微細形状を最適化していくために、実験による試行錯誤のみのアプローチでは多大な工数を要することから、EHL解析によるシミュレーションの活用を検討した。特に熱の影響を考慮したEHL解析は、定量的に評価することは現状では困難と考えられるが、計算結果と実験結果との比較を行うことで、定性的な解析ツールとしての可能性を検討した結果を報告する。

2. 実験装置および実験方法

2.1 4円筒試験機 実験には、図1に示す、高面圧、高周速での試験が可能な4円筒試験機を用いた。試験に用いた円筒はいずれも、外径60mm、HRC60のSUJ2製である。フラット円筒を中心に配置し、その周りに軸方向曲率半径R30mmの円筒を120°位置に3個配置した。中心に位置するフラット円筒とその周りに配置した3つの円筒の間にすべりを与え、その時に発生するせん断力をフラット円筒を支える中心軸に設置したトルク計を用いて計測し、押し付け荷重で除することによりトラクション係数を算出した。また、ピーリング損傷の代用特性として、金属接触の程度を定性的に評価することを目的に、接触電気抵抗法を用いた油膜形成率の測定を行った。油膜形成率は、運転中の分離電圧を完全分離状態における電圧で除した百分率であらわした値と定義し以下の解析において使用した。試験は表1に示すトラクション油KTF1を用い、表2に示すように、平均回転速度30m/s、すべり率0~3%、平均接触圧力0.7, 1.5, 2GPaの3水準の条件下で行った。トラクション油は、150℃に加熱し、各円筒の入り口部に0.8L/minで強制給油した。

Table 1 Characteristics of Traction oil

	40℃	100℃
Viscosity, mPa·s	34.07	5.407
Density, g/cm ³	0.945	0.908
Pressure-Viscosity exponent; α , GPa ⁻¹	25.9	16.06

Table 2 Test conditions

Rolling speed, m/s	30		
Slip ratio, %	0~3		
Mean contact pressure, GPa	0.7	1.5	2
Semimajor axis of Hertzian contact ellipse (b), mm	0.38	0.82	1.08
Seminor axis of Hertzian contact ellipse (a), mm	0.23	0.51	0.67
Oil temperature, °C	150

Fig. 1 Schematic diagram of 4-roller tester

2.2 表面微細形状 トラクション係数および油膜形成率に及ぼす微細形状の方向性の影響を検討する目的で、表3に示す仕様のディンプル、直交溝および円周溝の3種類の微細形状をフラット円筒外径面に形成した。軸方向曲率半径R30mm円筒表面は、Ra0.02μmの超仕上げ加工とした。ディンプルおよび直交溝に関しては、マスクプラスト処理により形成した。すなわち、光リソグラフィにより形成した、微細パターンを有する樹脂製マスクを円筒表面に貼り付け、その後、平均粒径20μmのAl₂O₃セラミック粒子を投射圧0.2MPaで所望の深さになるまで投射し、その後、凹部微細形状周辺にできたエッジ部の盛り上がりや粒径9μmのテープラップフィルムにより除去し、平坦部表面をRa0.01μmに仕上げた。また、円周溝は、工具刃先曲率半径50μmのc-BN切削工具を用いた切削により120μmピッチの微細螺旋溝を形成後、平均粒径9μmのテープラップフィルムにより凸部表面をRa0.01μmに上げると同時に、凹部の深さを1μmとなるように調整した。図2は、白色干渉式形状測定器(WYKO)により計測した各表面微細形状を示す。

Table 3 Surface textures used in experiment

Longitudinal #2

Groove depth: 1.2μm, Groove pitch: 130μm, Groove width: 22μm

Dimple #2

Dimple depth: 1.0μm, Dimple diameter: 65μm, Pit area ratio: 30%

Transverse #1

Groove depth: 1.0μm, Groove pitch: 150μm, Groove width: 50μm

Fig. 2 Examples of microtexture

3. EHL計算手法

EHL 解析では, Reynolds 式, 弾性変形式および油の高圧粘度式を連立して解くことになるが, 特にトroidal CVT のような過酷な条件(高圧力粘度係数, 高面圧, 低油膜厚さ)において収束解を得ることは一般に困難である。著者らの一人は, 油膜厚さが極めて零に近い場合に

は, Reynolds 方程式の左辺の圧力流れ項を零とし, 収束性を飛躍的に向上させることに成功した^{6) 8)}。ここでは, 本解析手法を用いて, 白色光干渉式形状測定機 WYKO により計測した 3 次元形状データを計算に取り込み, 決定論的な表面粗さの取り扱いにより, 表面微細形状が油膜厚さおよびトラクション係数に及ぼす影響を評価した。

本 EHL 解析手法は, 接触部を流体潤滑領域と突起接触領域の 2 領域に分類する。流体潤滑領域は Reynolds 式により支配され, 時間項を含む Reynolds 式は(1)式で表される。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho}{12\eta^*} h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho}{12\eta^*} h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = U \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad \dots\dots(1)$$

ここで, h : 油膜厚さ, p : 流体圧力, ρ : 潤滑油密度, η^* : 有効粘度, U : 平均転がり速度, t : 時間, x : 転がり方向の位置, y : 転がり方向と直交方向の位置をそれぞれ示す。

Reynolds 式は本質的には流量バランスを記述する式であるため, 油膜厚さが零となり接触が発生すれば, 圧力流れを記述する Reynolds 式の左辺は零となり, 右辺のみに記述されることになる。すなわち,

$$U \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = 0 \quad \text{at } h = 0 \quad \dots\dots(2)$$

さらに, スクイズ項が零である場合には, (2)式は(3)式で示される。

$$\frac{\partial h}{\partial x} = 0 \quad \text{where} \quad \frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad \dots\dots(3)$$

$H = \frac{h}{b} \geq 0.000001$ の場合には, (1)式を,

$H = \frac{h}{b} < 0.000001$ の場合には(2)あるいは(3)式

を用いた。ここで, H は無次元油膜厚さを表し, 油膜厚さ h と接触楕円長径の半分 b の比で表わされる。

幾何学形状により求まる油膜厚さ式は(4)式で示される。

$$h = h_0(t) + B_x x^2 + B_y y^2 + V(x, y, t) + \delta_1(x, y, t) + \delta_2(x, y, t) \quad \dots\dots\dots(4)$$

B_x, B_y は接触物体の幾何形状に関する定数, δ_i および δ_2 は物体1および2における x, y 方向と垂直方向の位置, V は(5)式により表される弾性変形式である.

$$V(x, y, t) = \frac{2}{\pi E'} \iint_{\Omega} \frac{p(\xi, \zeta) + p_c(\xi, \zeta)}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\zeta)^2}} d\xi d\zeta \quad \dots\dots\dots(5)$$

ここで, p は流体圧力, p_c は突起接触圧力を示す. (1)式における有効粘度 η^* は(6)式に示す非ニュートン流体である, Eyring 粘性⁹⁾を仮定する.

$$\frac{1}{\eta^*} = \frac{1}{\eta} \frac{\tau_0}{\tau_1} \sinh\left(\frac{\tau_1}{\tau_0}\right) \quad \dots\dots\dots(6)$$

ここで, τ_0 : 特性せん断応力, τ_1 : せん断応力を示す. 粘度 η は(7)式に示す Barus の式を用いる.

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha p) \quad \dots\dots\dots(7)$$

また圧力と密度の関係式は, (8)式を用いる. ここで, ρ_0 は大気圧下の密度を示す.

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p}\right) \quad \dots\dots\dots(8)$$

トラクション力は圧力および油膜厚さの計算結果に基づき計算される. トラクションの計算は, (9)式に示す Bair-Winer による粘弾性モデル¹⁰⁾を用いた.

$$\dot{\gamma} = \frac{\dot{\tau}}{G} - \frac{\tau_L}{\eta} \ln\left(1 - \frac{\tau}{\tau_L}\right) \quad \dots\dots\dots(9)$$

限界せん断弾性係数 G および限界せん断応力 τ_L は, それぞれ(10)式に示す Dyson の式¹¹⁾より推定した.

$$G(p, T) = 1.2 p / (2.52 + 0.024 T) - 10^8 \quad \dots\dots\dots(10)$$

$$\tau_L(p, T) = 0.25 G$$

ここで, T は潤滑油温度を示す.

一方, 接触部におけるせん断応力は, 突起接触による摩
擦係数 μ を一定値とすれば(11)式により求まる.

$$\tau = \mu p_c \quad \dots\dots\dots(11)$$

(9)式による流体潤滑膜のせん断応力と(11)式による突起接触によるせん断応力を接触部内において積分すれば全摩擦力が算出できる.

4. 実験結果および考察

4.1 表面微細形状の方向性の影響 図3, 図4は, 油温 150℃, 周速 30m/s, 平均面圧 2GPa の条件における, ディンプル, 直交溝, 円周溝, 超仕上げ面のトラクション曲線および接触電気抵抗法により測定した油膜形成率を示す.

いずれの表面微細形状においても, 最大トラクション係数を示す滑り率以上では, 滑り率の増加に伴い, トラクション係数および油膜形成率とも減少する傾向を示した. これは, せん断発熱による油膜内の温度上昇に伴い, トラクション油の粘度が低下したためと考えられる.

ハフトロイダル CVT のような実際のトラクションドライ
ブではスピンによる発熱を考慮する必要がある. そこで, 今回は, 図3および図4に示した曲線の内, 滑り率3%の時点での, トラクション係数および油膜形成率を用いて, データ解析を行った.

図5および図6は, 平均面圧とトラクション係数および油膜形成率の関係を示す.

いずれの表面微細形状においても, トラクション係数は, 平均面圧 1.5GPa の時に最も大きく, 0.7GPa および, 2GPa の時にはむしろ低下した. 超仕上げ面との比較において, ディンプルおよび直交溝のトラクション係数は, 1.5GPa の時は多少の増加はみられるものの, それ以外の面圧では, トラクション係数は減少する結果となった. ディンプルおよび直交溝の油膜形成率は, 超仕上げに比べて, 低下しており, 金属接触が増加した. すなわち, ディンプルおよび直交溝のトラクション係数は金属接触が増加したにもかかわらず, トラクション係数が減少する結果となった. 一方, 円周溝は, 油膜形成率を超仕上げとほぼ同等に保ったまま, トラクション係数を向上できることがわかった. 特に, 低面圧側でのトラクション係数を著しく増加できることがわかった.

図7は, Evans らの計算式¹²⁾により推定した油膜内温度を用いて, 実験で求めたトラクション係数を整理した結果を示す. また, 図中実線は, Johnson らの手法を用い,

4 円筒試験機において、実測した、限界せん断応力から算出した限界トラクション係数¹³⁾を示す。最も大きなトラクション係数を示した円周溝でさえ、限界トラクション係数に比べると低い値を示している。溝の間隔や深さなどの形状パラメータを最適化することで、さらにトラクション係数を向上できる可能性があることを示唆していると考えられる。試験後の3次元SEMによる表面の観察では、リン酸皮膜の生成が認められた。このことは、金属接触が発生していたことを示すが、超仕上げにも同様の皮膜が形成されており、今後、更にトラクション係数を向上するためには、ピーリングなどの表面損傷などの耐久性との両立を図りながら、形状最適化を行う必要があると考えられる。

Fig. 3 Relationship between slip ratio and traction coefficient

Fig. 4 Relationship between slip ratio and oil film formation rate

Fig. 5 Relationship between mean contact pressure and traction coefficient

Fig. 6 Relationship between oil film formation rate and mean contact pressure.

Fig. 7 Relationship between temperature of oil film and traction coefficient.

4.2 Smooth 表面における従来解析結果との比較

表4に示す低速・高面圧条件を仮定した Case1 と高速・低面圧条件を仮定した Case2 の2条件において計算を行った。まず, Case1条件での, smooth 表面に対するEHL解析を実施した結果を図8に示す。また, 図9は図8のセンターラインにおける無次元油膜厚さ H および接触応力比 P/Ph を示す。無次元油膜厚さ H は油膜厚さ h と接触楕円短径の半分 b との比であり, 接触応力比 P/Ph は smooth 表面における発生応力 P と平滑面におけるヘルツ応力 Ph との比を示す。

Hamrock-Dowson の式¹⁴⁾より算出される中央油膜厚さが $0.2\mu\text{m}$ 程度であるにもかかわらず, 本解析結果では, 接触部中央において無次元油膜厚さ $H=h/b$ が 0.000001 以下と極めて小さい値を示すことがわかった。この乖離は, Hamrock-Dowson の式が, 比較的, 軽荷重条件下での数値計算結果からの数値実験回帰式であり, 本解析条件のような高面圧下に適用する場合には, 過大評価する可能性も考えられる。例えば, 本計算手法を用いて算出した計算結果は, 無次元速度の低下と共に Hamrock-Dowson の式より算出した結果に対して乖離が発生する¹⁵⁾。本結果の妥当性については, 更なる検証が必要であるが, 超仕上げ加工が施された実際のトロイダル CVT のトラクション面において, 耐久試験後の表面粗さが $Ra0.01\mu\text{m}$ 程度に鏡面化されている事実からも, 少なからず金属接触は発生していると考えられる。そこで, 以降では, 本計算手法を用いて, 表面微細形状がトラクション係数に及ぼす影響を計算し, 先に述べた実験結果と比較検討し, 本計算手法の微細形状設計ツールとしての可能性を検討した。

Table 4 Calculation conditions for EHL analysis

Parameter	Case1	Case2
Effective Radius R_x (mm)	20.33	28.81
Effective Radius R_y (mm)	120.0	120.0
Viscosity η_0 (Pa·s)	0.00240	0.00164
Density ρ_0 (g/cm ³)	0.7905	0.7712
Pressure-Viscosity Exponent α (1/GPa)	12.16	9.11
Load W (N)	43240	28701
Mean Contact Pressure P_{mean} (GPa)	2.59	1.96
Semimajor axis of Hertzian contact ellipse b (mm)	4.12	3.45
Semiminor axis of Hertzian contact ellipse a (mm)	1.29	1.35
Rolling Speed U (m/s)	14.1	30.0

Effective Elastic Modulus $E^*=232\text{GPa}$

Slide-to Roll Ratio $S=3\%$

Rolling direction: X-axis

Fig. 9 Oil film thickness and pressure along the center line

4.3 EHL 解析による検討結果 ディンプル, 直交溝, 円周溝の3種類の表面微細形状を用いて, EHL 解析を行い, 粗さの方向性がトラクション特性に及ぼす影響を実験結果と比較検討した。表3の仕様に加えて, 表5の仕様について実際に表面微細形状を試作し, WYKOにより表面形状データを取得後, 計算に使用した。

計算は, 前章と同様, 低速・高面圧条件を仮定した Case1 と高速・低面圧条件を仮定した Case2 の2条件で実施した。

Table 5 Surface texture used in calculation

(Unit: μm)

1 Superfinished surface	0.02 μm Ra
2 Longitudinal#2	Groove depth: 1.2; groove pitch: 130; groove width: 22
3 Longitudinal#3	Groove depth: 2.5; groove pitch: 200; groove width: 31
4 Longitudinal#4	Groove depth: 3.7; groove pitch: 300; groove width: 38
5 Dimple#1	Dimple depth: 2.0; dimple dia.: 65; area ratio: 30%
6 Dimple#2	Dimple depth: 1.0; dimple dia.: 65; area ratio: 30%
7 Transverse#1	Groove depth: 1.0; groove pitch: 150; groove width: 50
8 Transverse#2	Groove depth: 2.0; groove pitch: 150; groove width: 50

Fig. 10 Examples of calculated non-dimensional oil film thickness distribution in case 2

図 10 は一例として、Case2 条件で計算した各表面微細形状における無次元油膜厚さ($H=h/b$)の分布を示す。比較のため、超仕上げの結果も併せて示す。油膜中央部は、 $H=h/b<0.000001$ と極めて油膜厚さが薄いことを示すが、ディンプルや直交溝の場合はこの油膜厚さが極めて薄い部分が減少している。このことは、ディンプルや直交溝の負荷容量が増加し、流体膜による荷重分担率が増加したことを示すと考えられる。

図 11 はトラクション係数の計算結果を示す。ディンプルおよび直交溝のトラクション係数は、Case1 条件および、Case2 条件いずれにおいても、超仕上げ加工よりも 10%~30%程度低下する結果が得られた。

これは、前述のように、ディンプルや直交溝の部分の負荷容量の増加にともない流体膜による荷重分担率が増加したことが理由と考えられる。

これに対して、円周溝は低速・高面圧条件を仮定した Case1 では、超仕上げ面のトラクション係数とほぼ同等であったが、高速・低面圧条件を仮定した Case2 条件では、トラクション係数が 10%程度向上する結果が

得られた。この理由としては、円周溝の場合には油の排出性が良いために、直接接触による荷重分担率が増加し、その結果、トラクション係数が増加していると考えられる。

Fig. 11 Calculation results of traction coefficient in several surface textures

これらの結果は、Patir-Cheng の平均流モデル¹⁶⁾の結果と定性的に一致しており、トラクション特性は、混合潤滑下における油膜と直接接触による荷重の分担割合で説明できると考えられる。

また、高速・低圧条件を仮定した Case2 のみトラクション係数が向上する理由としては、Case1 では接触楕円中の油がほぼ弾塑性状態にあるのに対して、Case2 の場合、油がより粘性的な特性を示すため、表面微細形状により弾塑性的な特性に近づくことでトラクションが向上していると考えられる。

5. 結言

トラクション係数向上を目的に、トラクション部の表面微細形状に着目し、微細形状の方向性について、実機相当の条件での試験が可能な 4 円筒試験機を用いて実験を行った。また、表面微細形状を考慮した EHL 解析を行い、定性的な微細形状設計ツールとしての可能性を検討した。得られた結果をまとめると以下の通りである。

- (1) 円周溝、ディンプル、直交溝の 3 種類の形状について高面圧、高周速の試験が可能な 4 円筒試験機を用いた実験を行い、トラクション係数を向上しつつ、金属接触を小さく抑制できる表面微細形状として、転がり方向に平行な円周溝が優れることを見出した。
- (2) 弾性流体潤滑解析を適用し、円周溝、ディンプル、直交溝の 3 種類の形状について計算を行い、上記実験結果と同様に円周溝のみトラクション係数を向上できる結果を得た。このことより、定性的な表面微細形状設計ツールとして本解析が有効であることがわかった。

なお、第 2 報にて、トラクション係数を向上しつつ、金属接触を小さく抑制できる、転がり方向に平行な円周溝に関して、その形状パラメータの感度解析を行い、CVT バリエータへ適用した結果を報告する。

参考文献

- 1) Evans, C. R. and Johnson, K. L., "Regimes of traction in elastohydrodynamic lubrication", *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, 200, C5, (1986) 313.
- 2) KAMEI, D., ZHOU, H., SUZUKI, K., KONNO, K., TAKAMI, S., KUBO, M. and MIYAMOTO, A., "Computational Chemistry Study on the Dynamics of Lubricant Molecule under Shear Conditions", *Tribology Int.*, 36 (2003) 297.
- 3) Nanbu, T., Chiba, N., Kano, M. and Ushijima, K., "The effect of surface texture on traction performance in a traction drive", *JSAE Review*, 24 (2003) 135.
- 4) Nanbu, T., Chiba, N., Kano, M. and Ushijima, K., "The effect of surface roughness on elastohydrodynamic traction (1)", *Lubrication Science* 17-4, August (2005) 281.
- 5) Ushijima, K., Nanbu, T., Chiba, N., Kano, M. and Aoyama, S., "The effect of surface roughness on elastohydrodynamic traction (2)", *Lubrication Science* 17-4, August (2005) 403.
- 6) Hu, Y. Z. and Zhu, D., "A Full Numerical Solution to the Mixed Lubrication in Point Contacts", *ASME Journal of Tribology*, 122, (2000) 1.
- 7) Zhu, D. and Hu, Y. Z., "A Computer Program for the Prediction of EHL and Mixed Lubrication Characteristics, Friction, Subsurface Stresses and Flash Temperatures Based on Measured 3-D Surface Roughness", *Tribology Transactions*, 44, (2001) 383.
- 8) Zhu, D. and Hu, Y. Z., "Effects of Rough Surface Topography and Orientation on the characteristics of EHD and Mixed Lubrication in Both Circular and Elliptical Contacts", *Tribology Transactions*, 44, (2001) 391.
- 9) Yang, P., and Wen, S., "A Generalized Reynolds Equation for Non-Newtonian Thermal Elastohydrodynamic Lubrication", *ASME Journal of Tribology*, 112 (1990) 631.
- 10) Bair, S., and Winer, W. O., "A Rheological Model for Elastohydrodynamic Contacts Based on Primary Laboratory data", *ASME Journal of Tribology*, 101 (1979) 258.
- 11) Zhu, D., and Cheng, H. S., "An Analysis and Computational Procedure for EHL Film Thickness, Friction and Flash Temperature in Line and Point Contacts", *Tribology Transactions*, 32 (1989) 364.
- 12) Evans, C. R. and Johnson, K. L., "The rheological properties of elastohydrodynamic lubricants", *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, 200, C5 (1986) 303.
- 13) Watanabe, J., Ushijima, K. and Oshidari, T., "A Study of Traction Characteristics of an Automotive Toroidal CVT: Experimental Analysis due to roller tester" (1st Report), *Proceedings of 2000 Annual Conference of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Nagoya, 363 (in Japanese).
- 14) Hamrock, B. J., *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, McGraw-Hill, Inc. (1994) 472.
- 15) Zhu, D., "Elastohydrodynamic lubrication in extended parameter ranges - Part I: Speed effect", *Tribology Transactions*, 45, 4 (2002) 540.
- 16) Patir, N. and Cheng, H. S., "An average flow model for determining effect of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication", *ASME Journal of Tribology*, 100 (1978) 12.