

2.3 実験結果および考察

2.3.1 シリンダー形状変化

a) シリンダー円周方向(Roundness)形状変化

シリンダー円周方向の測定は図 2.2, 表 2.4 に示す 9 箇所の測定位置で、高さ方向に 0.25mm 刻みずつ 9 位置測定した。形状変化の測定は新品時と累計運転時間が 50, 100, 150 時間の時の、計 4 回行った。

図 2.18~2.21 にはそれぞれ G1,G2,M1,M2 について、各測定位置における円周方向の形状変化の立体図と平面図を示す。立体図にはトップリング合口部方向から見た図を示す。G1,G2 は同条件、M1,M2 は潤滑油供給量の違いのみである。また、各図中の破線はトップリング、セカンドリングの合口部にあたる部分を示し、排気孔側を Ex, 吸気孔側を Su, 掃気孔側を Sc と表記する。

L RND1 (トップリング上死点位置)

図 2.18(a), 図 2.19(a), 図 2.20(a), 図 2.21(a) にはそれぞれ G1,G2,M1,M2 について、RND1 位置の形状変化の立体図と平面図を示す。各図より、G1,G2 および M1,M2 共にシリンダーは運転終了後、ガソリンとアセトンで洗浄しているものの、シリンダー壁に付着した燃焼室デポジット(CCD)を完全に拭き取ることが難しいため、その CCD が残った箇所では部分的にシリンダー半径の減少が見られた。また、半径の減少が著しかった部分(例えば図 2.18(a)のセカンドリング合口部方向など)については測定値をカットして、グラフに表示している。

また、4 サイクル機関においてはトップリング上死点位置が最も摩耗し⁽⁹⁾、さらに大型ディーゼル機関ではトップリング上死点位置より上部で最大摩耗が生じる⁽¹⁰⁾とされているが、2 サイクル機関においては燃料と潤滑油の混合気を吸気シラック室側、燃焼室側の両方から潤滑油供給され、燃焼して排出されるという経路をとるため、4 サイクル機関のような摩耗の傾向は見られず、トップリング上死点位置よりもセカンドリング上死点位置の方が多く摩耗した。さらに、今回実験に用いたリングは摺動面にクロムメッキが施されたトップリングと、非メッキリングのセカンドリングを使用した。摺動面にクロ

第2章 実機運転における摩耗の進行

ムメッキを施したリングと非メッキ鋳鉄リングを使用したときの摩耗量を比較した研究では、クロムメッキリングの摩耗が非メッキリングと比較して大幅に少なくなり、さらにシリンダーの摩耗も大幅に少なくなったという報告もある⁽¹¹⁾。

II. RND2 (セカンドリング上死点位置)

図 2.18(b), 図 2.19(b), 図 2.20(b), 図 2.21(b) にはそれぞれ G1, G2, M1, M2 について, RND2 位置の形状変化の立体図と平面図を示す。各図より, G1, G2 および M1, M2 とともに, 50 時間の運転でシリンダー半径が大きく増加し, 50~150 時間までの摩耗量は給気孔および排気孔方向で多く見られる。0~50 時間まで平均の摩耗量は G1($1.68\text{ }\mu\text{m}$)・G2($1.53\text{ }\mu\text{m}$)に比べ, M1($1.33\text{ }\mu\text{m}$)・M2($0.43\text{ }\mu\text{m}$)の方が少ない。また, 図 2.20(b)より M1 では, 150 時間後の排気孔方向で凝着摩耗により溝の掘れたような深い傷が多く見られる。この摩耗痕は RND2~RND8 までの排気孔側で確認できる。詳細は RND4 の項目で述べる。さらに, 図 2.18(b), 図 2.19(b), 図 2.20(b), 図 2.21(b) よりトップリング合口部方向では, 合口部の角により摩耗したと思われる摺動方向に伸びた山が 50 時間運転終了後の測定ではっきりと確認できる。一方, セカンドリング合口部方向では合口部の角による摩耗痕は見られるが, トップリング合口部に比べ摩耗量は少ない。これは, トップリング合口部隙間にはピストンクラウンから剥離した CCD が入り込みやすく, 摩耗が増大したと考えられるが, 一方でセカンドリング合口部隙間はトップリングより下にあるため, たとえ CCD が剥離してもトップリングに阻害され, 入り込みことは稀であり, トップリング合口部方向ほど摩耗しなかったと思われる。

III. RND3 (ピストンリング摺動速度最大位置)

図 2.18(c), 図 2.19(c), 図 2.20(c), 図 2.21(c) にはそれぞれ G1, G2, M1, M2 について, RND3 位置の形状変化の立体図と平面図を示す。各図より, G1, G2 および M1, M2 とともに初期形状のまま摩耗が進展していることが分かる。また, 回転数を 2200min^{-1} とした 100 時間の運転終了後以降から給・排気孔方向で縦方向のアブレイブ摩耗痕が確認でき, 特に G1, M1 で多く見られる。この傾向は特に排気孔上部に位置する RND4 でさらに顕著に見られる。また 0~50 時間までの平均の摩耗量は, シリンダー壁

面に付着した CCD の影響を受ける RND1 を除くと、G1(0.26 μm), M2(0.43 μm) がすべての測定位置において最も少ない。これは、リング摺動速度が速く、油膜が保持されやすいためであると考えられる。

IV. RND4 (排気孔上部)

図 2.18(d), 図 2.19(d), 図 2.20(d), 図 2.21(d) にはそれぞれ G1, G2, M1, M2 について、RND4 位置の形状変化の立体図と平面図を示す。各図より、G1, G2 および M1, M2 とともに排気孔側において、次第に RND1, RND2 では見られなかった摺動方向のアブレシブ摩耗が見られるようになる。また、給気孔側でも少量の傷が確認できる。これは、ピストン表面に堆積した CCD が剥がれ落ち、排気孔が閉じる圧縮過程に摺動面に入り込み、摩耗を促進したと考えられる。さらに、排気孔側が反スラスト側、吸気孔側がスラスト側であるため、ピストンおよびリングが強く給排気孔側のシリンダー壁に押し付けられ側圧が高くなり油膜が薄くなり、金属同士の直接接触により摩耗したと思われる。また、排気孔上部に位置しているため即燃ガスの通り道となり、シリンダー温度も上昇し潤滑油が停滞しにくく、油膜保持が困難なため、このような結果になったと推察される。この結果は、2 サイクル機関を用いた平綿による研究⁽¹²⁾やディーゼル機関を用いた中垣による研究⁽¹⁰⁾でも見られた傾向である。特に図 2.20(d)より M1 においては、100~150 時間の運転の最中に排気孔側で融着摩耗が見られた。摩耗痕は RND2~RND8 までの排気孔側で確認できる。M1 は回転数に対してガソリンの場合に比べ潤滑油を多く供給したため、ピストンクラウンおよびトップランドに多く CCD が堆積し、潤滑作用に大きく影響したと考えられる。ポート開閉部に限らず、それらが剥がれ落ちリングとシリンダーの隙間に入り込めば摩耗を引き起こすことも予想される。また、CCD がリング溝内に充填し、リングが拘束されれば自由度を失い、ブローバイガス量の増大、温度上昇、さらにはピストンリングの融着摩耗を誘発する恐れがある⁽¹³⁾。

一方、図 2.21(d)より M2 では、回転数に対する潤滑油供給量をガソリンの場合と同等にして、潤滑油供給量を抑えたところ融着摩耗は起きず、摩耗量も少なく潤滑油消費量を抑えて運転することができた。メタノール燃料を用いた場合、メタノール燃料と潤滑油の比率を 25:1 とするとシリンダー内に過剰供給される形となり、多量の CCD が生成し、潤滑の阻害になったものと考えられる。よって、M2 では混

合比を小さくすることで CCD の生成が抑制され、出力低下、機関の損傷も無く運転ができたと思われる。

V. RND5 (掃気孔上部)

図 2.18(e), 図 2.19(e), 図 2.20(e), 図 2.21(e) にはそれぞれ G1,G2,M1,M2 について, RND5 位置の形状変化の立体図と平面図を示す。各図より, G1, G2 および M1,M2 とともに 50 時間後にシリンダー半径の増加が見られ, その後の運転ではあまり増加が確認できない。特に 50 時間までの平均の摩耗量は G1(7.25 μm)が多く, M2(1.19 μm)が少ない。また, 排気孔周辺および RND4 同様に給気孔側ではアブレーション摩耗が確認できる。

VI. RND6 (排気孔および掃気孔下部)

図 2.18(f), 図 2.19(f), 図 2.20(f), 図 2.21(f) にはそれぞれ G1,G2,M1,M2 について, RND6 位置の形状変化の立体図と平面図を示す。各図より, G1, G2 および M1,M2 とともに 0~50 時間までは初期形状のままに摩耗が進展しており, その後の運転では給・排気孔側においてほかの方向より大きく摩耗が進展している。また, 排気孔の下に位置しているため, RND4 と同様に排気孔方向では多くの傷が確認できる。回転数を上げた 100 時間後以降からは給気孔付近から掃気孔付近において, アブレーション摩耗痕が多く確認されるようになる。それは, 掃気孔上部に位置する RND5 に比べ多く深い。さらに, 図 2.18(f), 図 2.19(f), 図 2.20(f), 図 2.21(f)よりセカンドリング合口部方向では, 合口部の角により摩耗したと思われる摺動方向の摩耗痕がはっきりと確認できる。

VII. RND7 (吸気孔上部およびトップリング下死点位置)

図 2.18(g), 図 2.19(g), 図 2.20(g), 図 2.21(g) にはそれぞれ G1,G2,M1,M2 について, RND7 位置の形状変化の立体図と平面図を示す。測定位置は表 2.4 より, 排気孔・掃気孔下部と吸気孔上部・トップリング下死点位置が近くに位置しているため, RND7 の測定幅と一部 RND6 とが重複している。そのため, G1,G2 および M1,M2 とともに摩耗の進行状況は RND6 と似ている。しかし, 吸気孔上部に位置し

第2章 実機運転における摩耗の進行

ているため、G1,G2,M2 では 50 時間までの運転で吸気孔側のシリンダー半径増加が確認できる(摺動方向排気孔側 RND5 の項目も参照)。また、トップリング合口部方向に比べセカンドリング合口部方向の方が摩耗痕は深い。

VIII. RND8 (セカンドリング下死点位置)

図 2.18(h)、図 2.19(h)、図 2.20(h)、図 2.21(h) にはそれぞれ G1,G2,M1,M2 について、RND8 位置の形状変化の立体図と平面図を示す。各図より、G1、G2 および M1,M2 とともにセカンドリング合口部方向でリング角部が当たるため、深い摩耗痕が見られる。それは、STR2 のセカンドリング合口部方向に比べ深い。これは、リング摺動速度低下し、油膜形成が困難になるため、この様な結果になったと考えられる。また、摺動面にクロムメッキを施したリングと非メッキ鋳鉄リングを使用したときの摩耗量を比較した研究⁽¹⁰⁾では、クロムメッキリングの摩耗が非メッキリングと比較して大幅に少なくなり、さらにシリンダーの摩耗も大幅に少なくなったという報告があることから、それと同様な結果が得られたと考えられる。

IX. RND9 (吸気孔下部)

図 2.18(i)、図 2.19(i)、図 2.20(i)、図 2.21(i) にはそれぞれ G1,G2,M1,M2 について、RND9 位置の形状変化の立体図と平面図を示す。RND9 ではピストンリングの行程領域の外側になるためリングは摺動せず、ピストン側面のみが摺動する。各図より、G1、G2 および M1,M2 とともにほかの測定位置よりは少ないが摩耗が確認される。また、アブレイブ摩耗痕が給・排気孔側に見られる。シリンダーとピストンのビッカース硬さ Hv は、シリンダー(鋳鉄)200~280、ピストン(アルミ合金鋳物)125 であり、およそ 2 倍違う。しかし、田中⁽¹⁴⁾によると一般に 2 つの物体を摺動させ、相手に傷をつけるためには、相手の 1.2 倍以上の固さであればよいとしている。また Czichos⁽¹⁵⁾は、軟らかい材料でも硬い材料に対して傷をつける低摩耗領域の存在を述べている。このことから、ピストンのみが摺動する部分でも十分シリンダーが摩耗することは考えられる。

第2章 実機運転における摩耗の進行

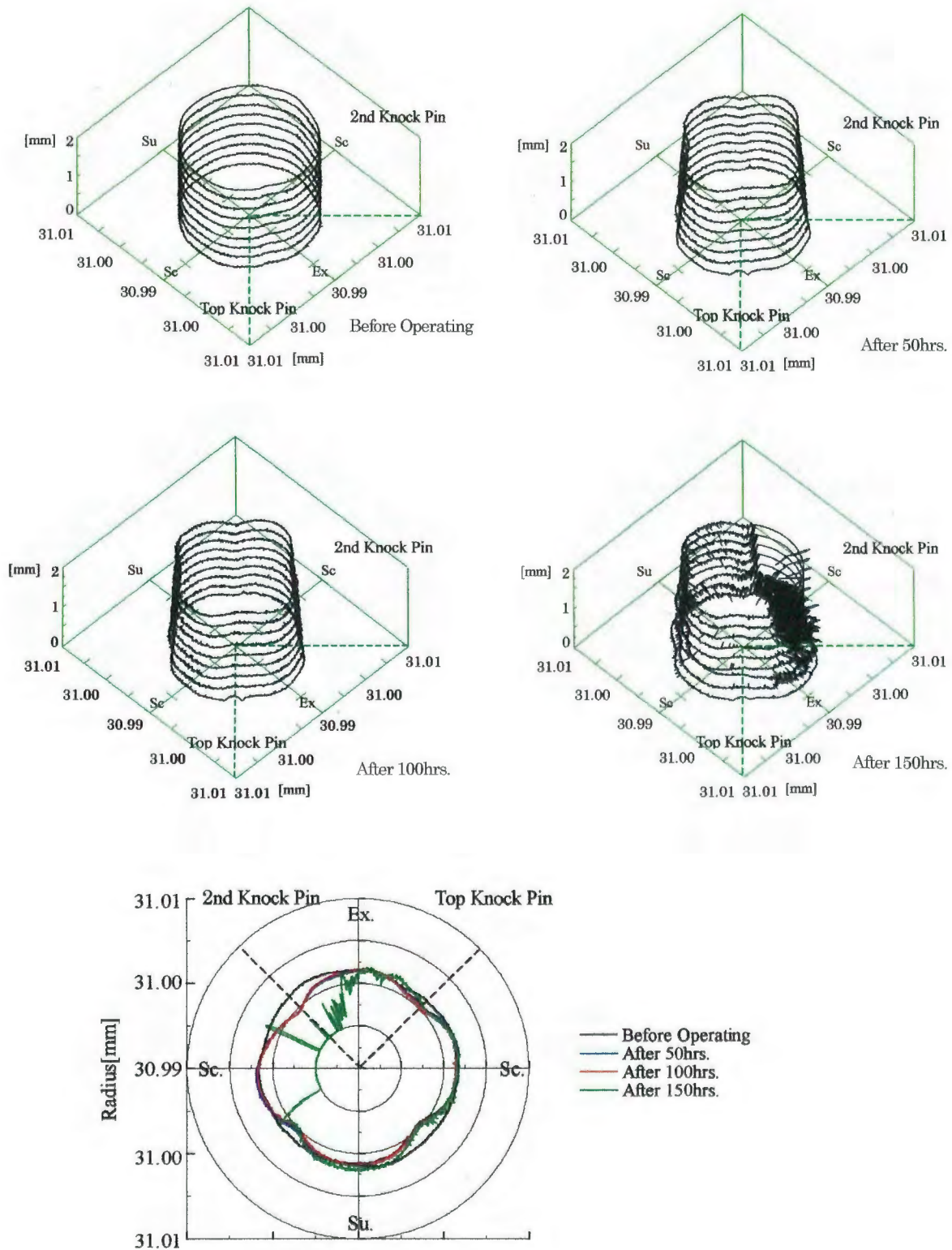


Fig.2.18(a) The three dimensional and plane form of cylinder G1(RND1)

第2章 実機運転における摩耗の進行

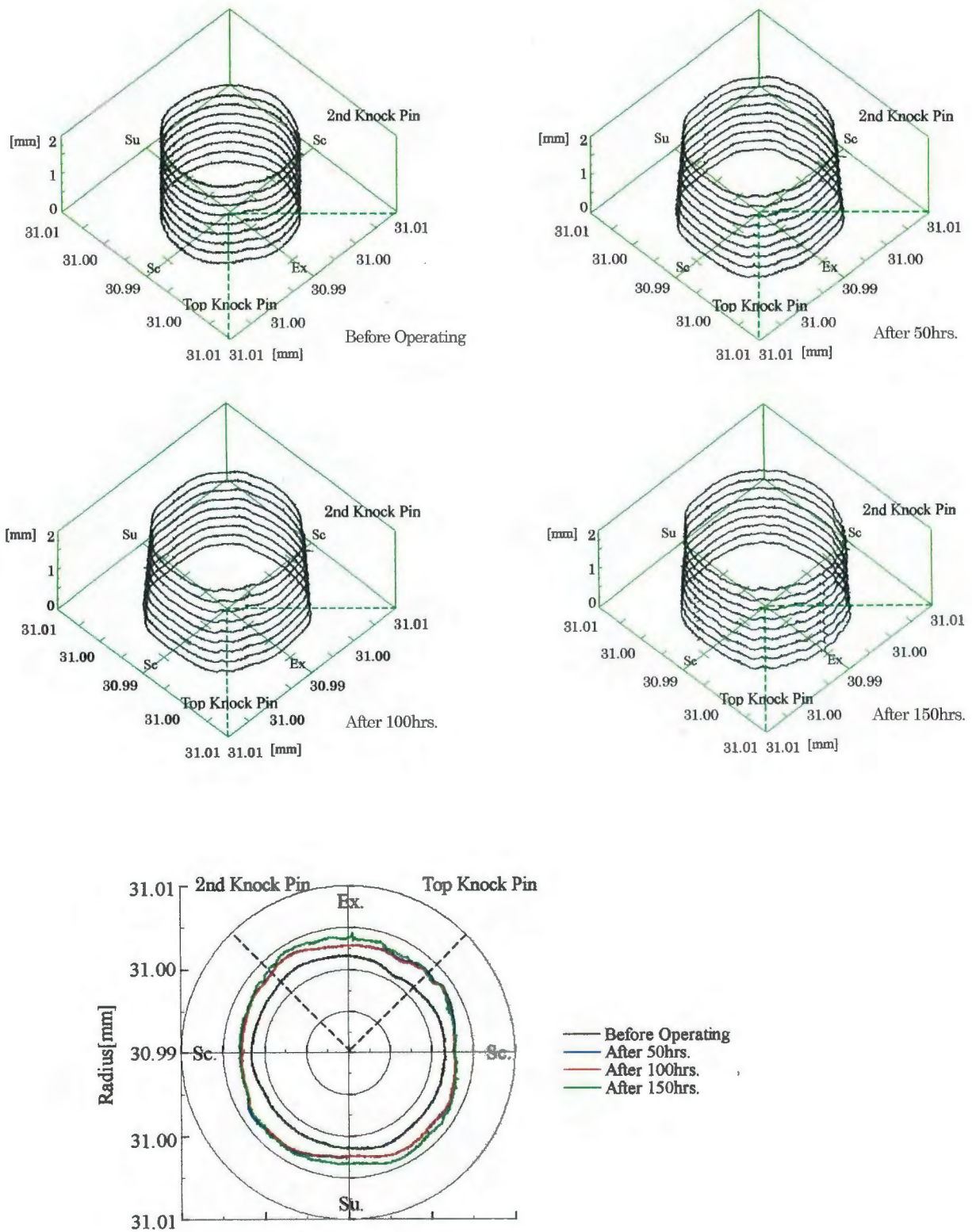


Fig.2.18(b) The three dimensional and plane form of cylinder G1(RND2)

第2章 実機運転における摩耗の進行

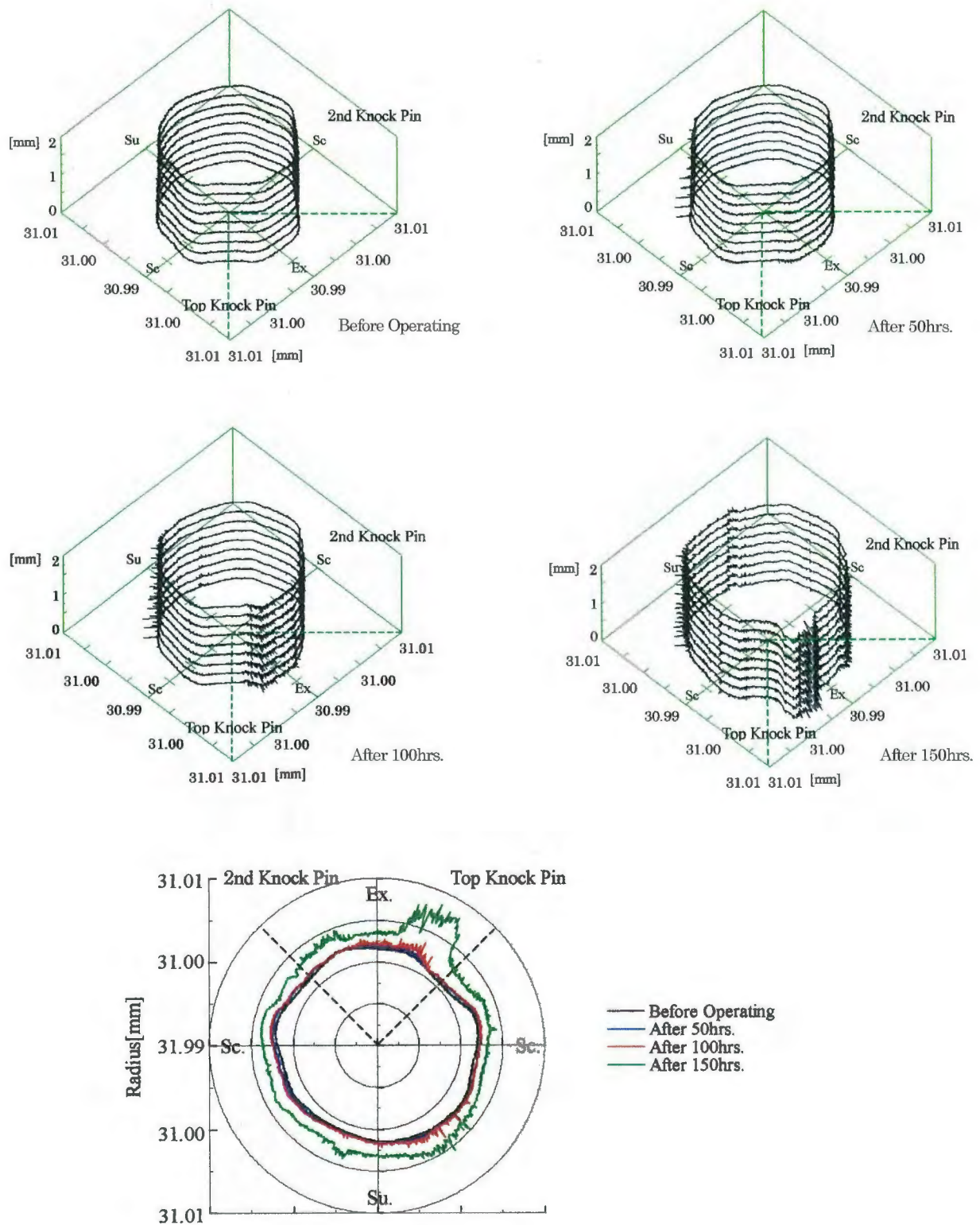


Fig.2.18(c) The three dimensional and plane form of cylinder G1(RND3)

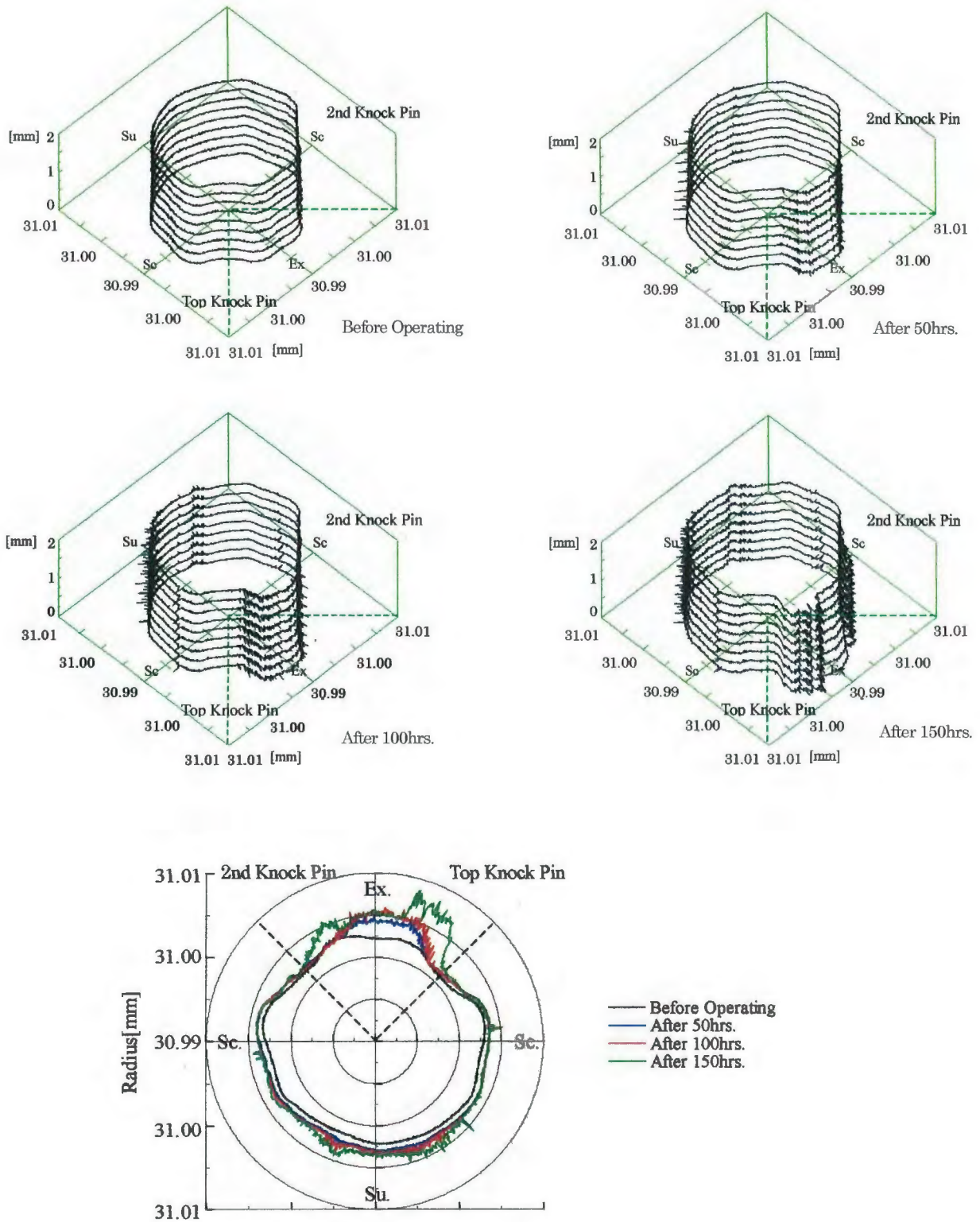


Fig.2.18(d) The three dimensional and plane form of cylinder G1(RND4)

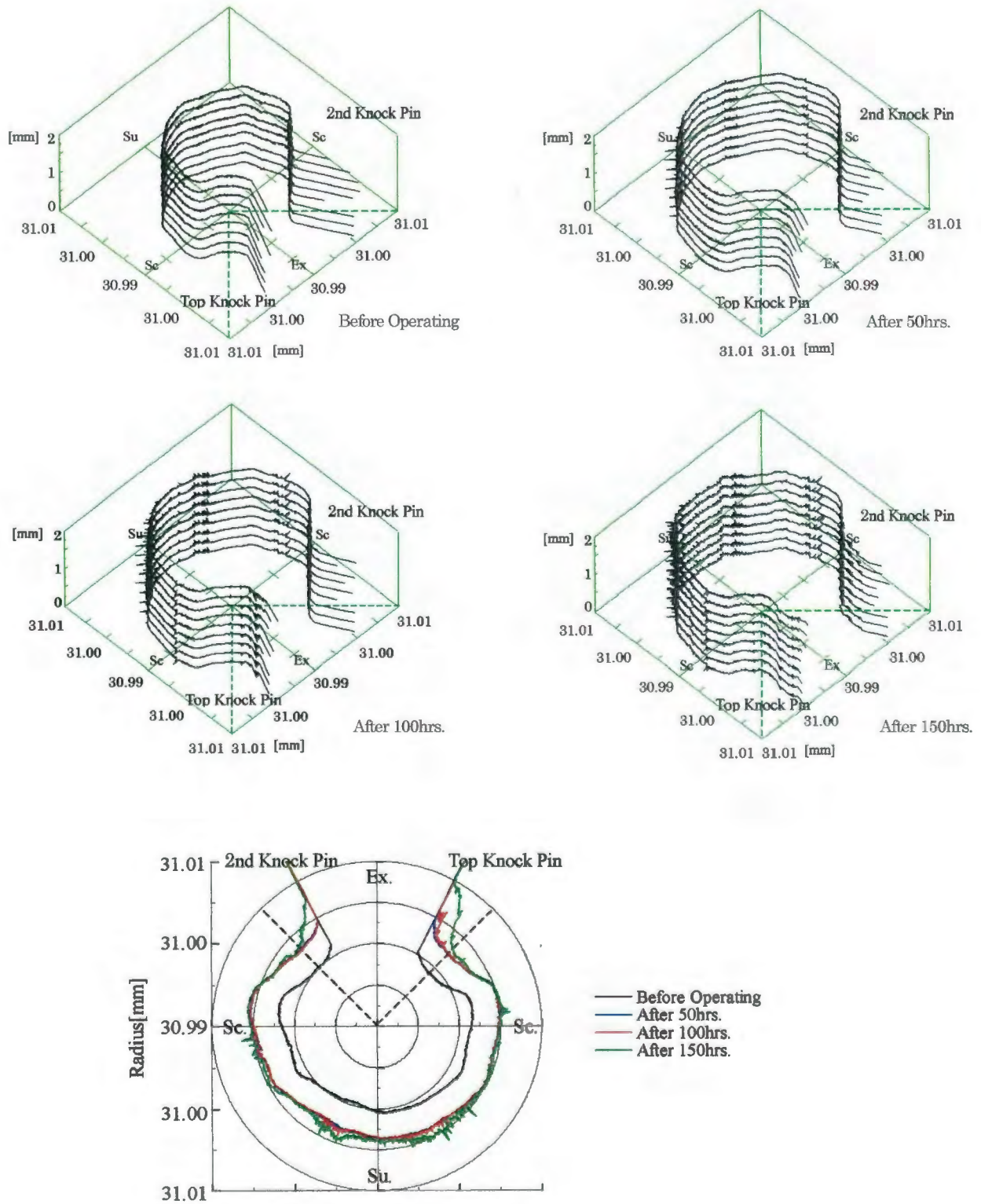


Fig.2.18(e) The three dimensional and plane form of cylinder G1(RND5)

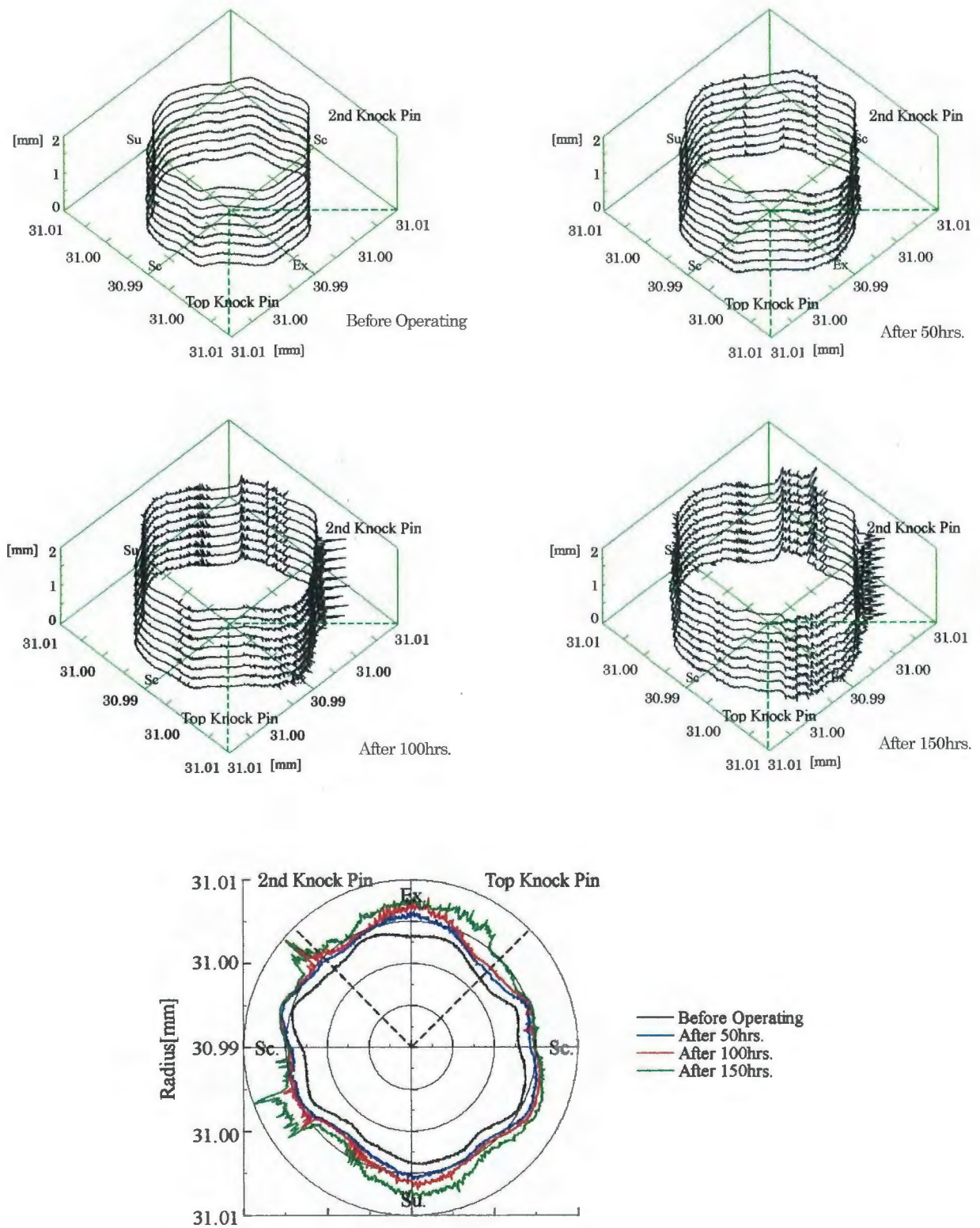


Fig.2.18(f) The three dimensional and plane form of cylinder G1(RND6)

第2章 実機運転における摩耗の進行

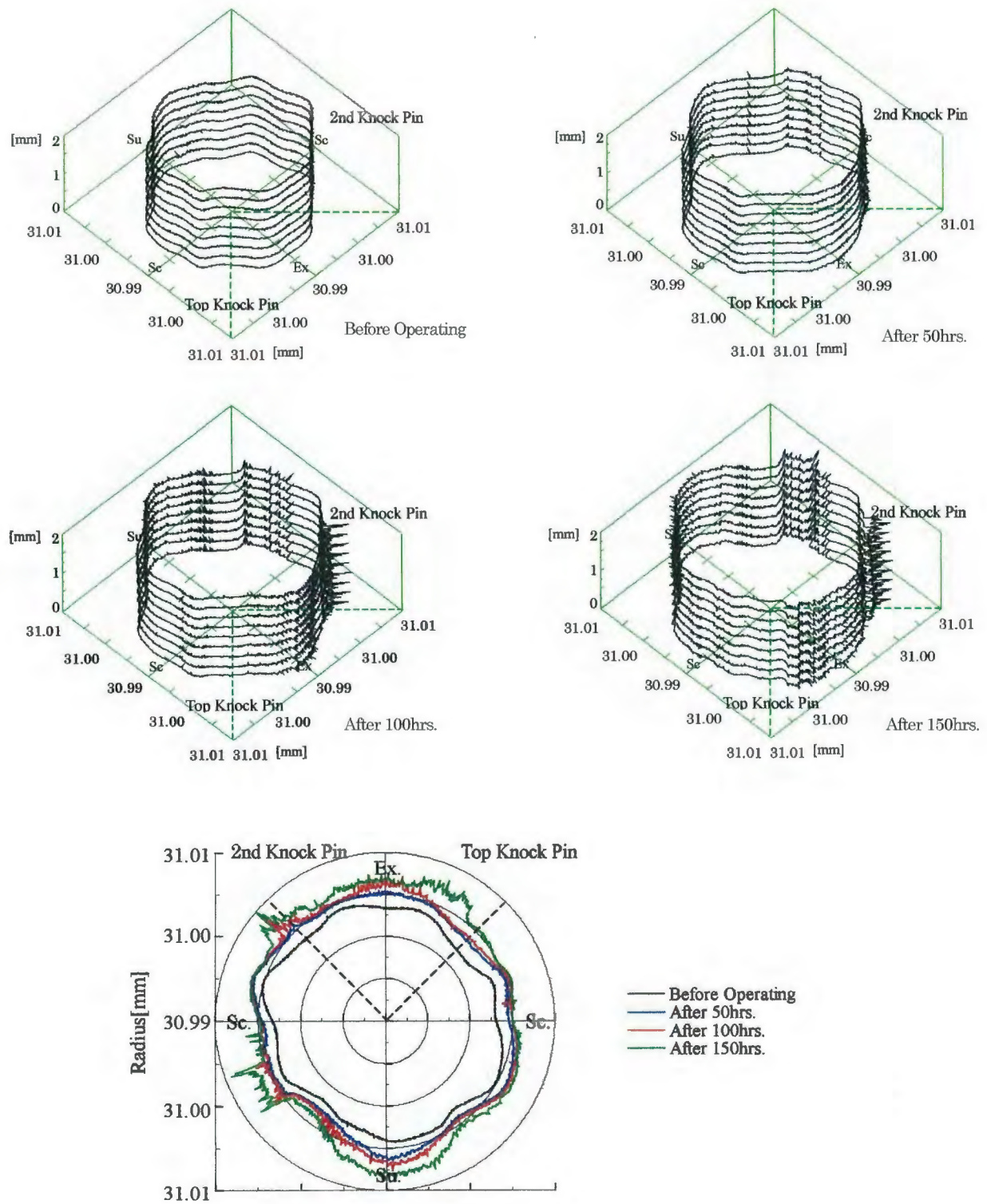


Fig.2.18(g) The three dimensional and plane form of cylinder G1(RND7)

第2章 実機運転における摩耗の進行

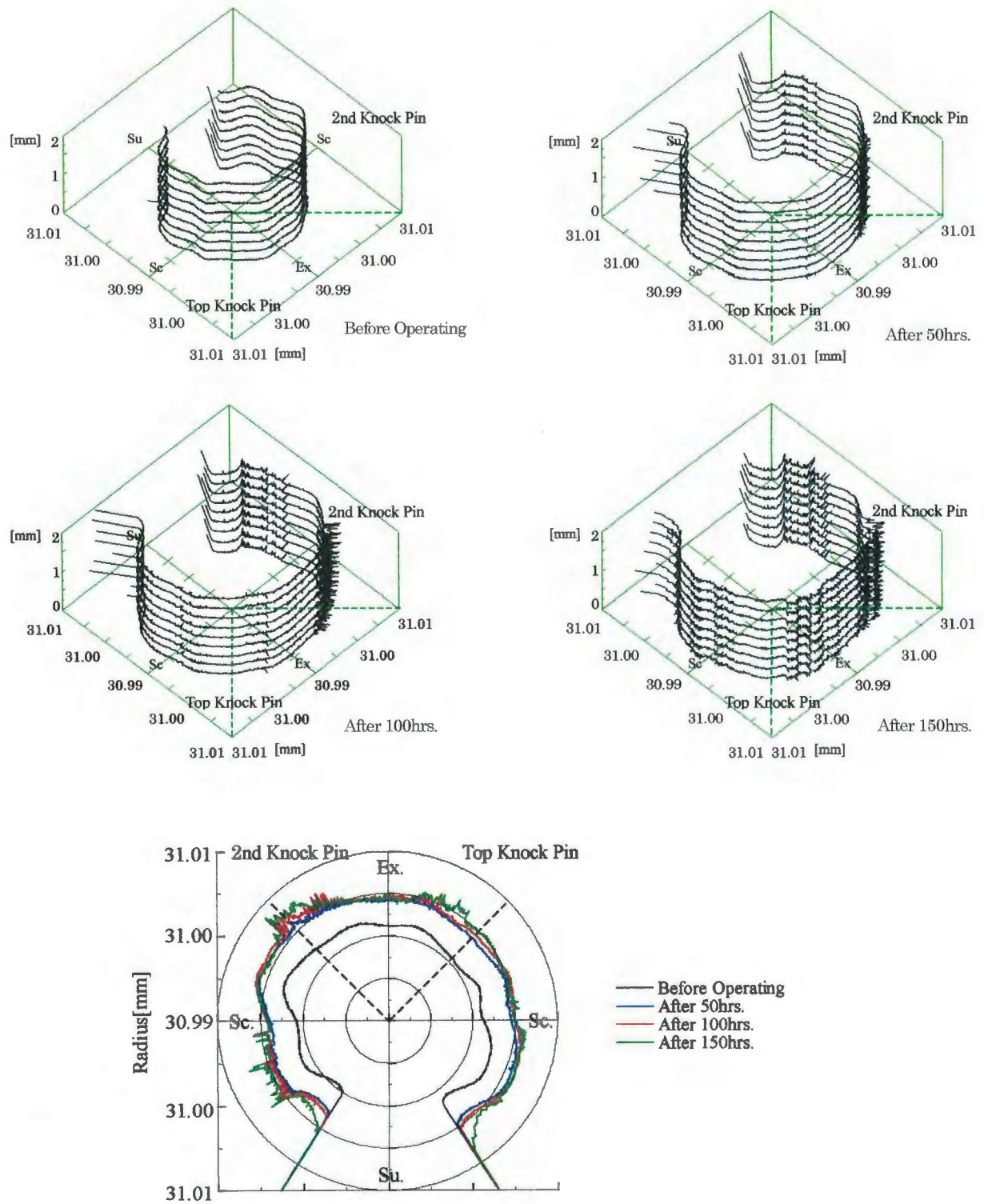


Fig.2.18(h) The three dimensional and plane form of cylinder G1(RND8)

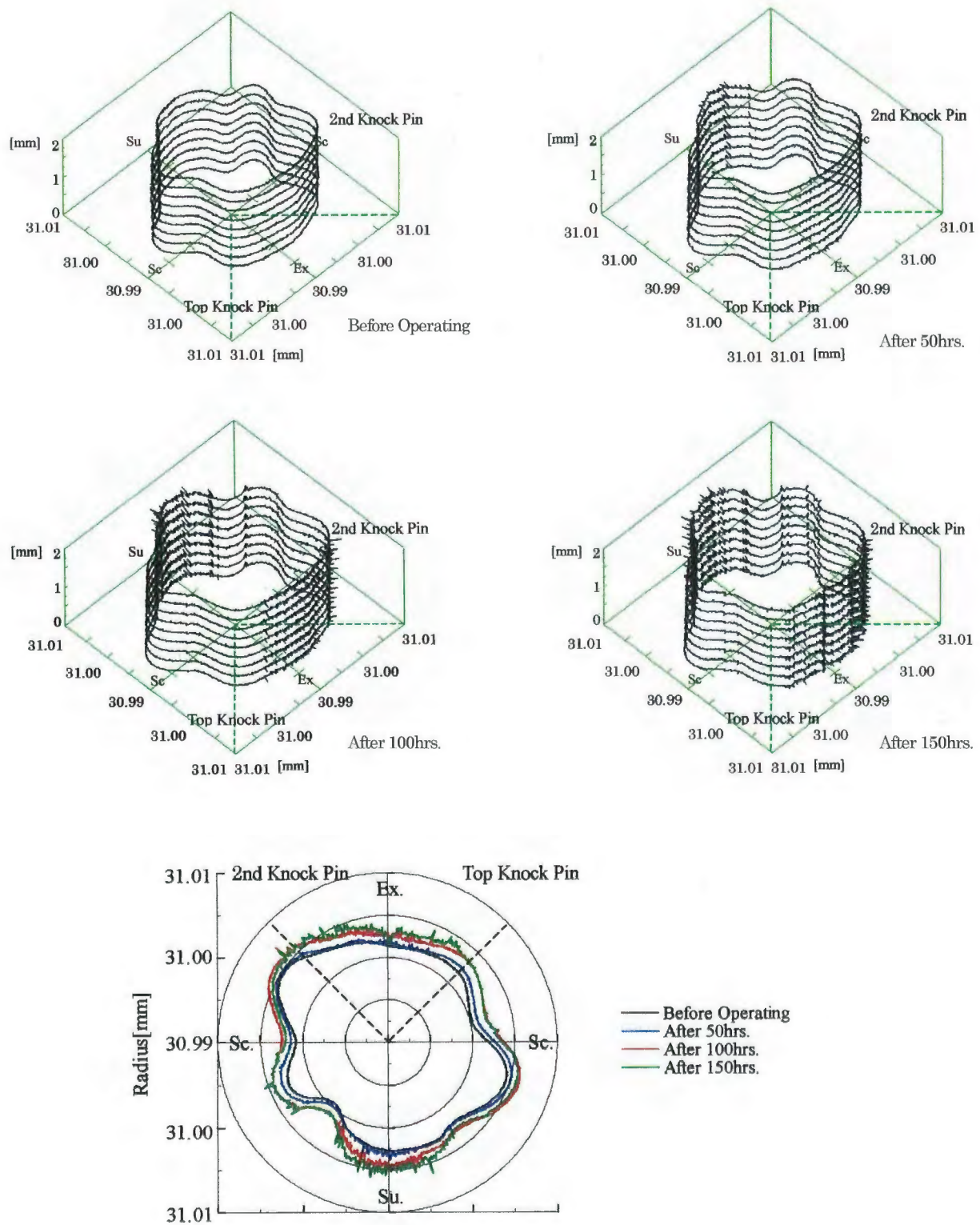


Fig.2.18(i) The three dimensional and plane form of cylinder G1(RND9)

第2章 実機運転における摩耗の進行

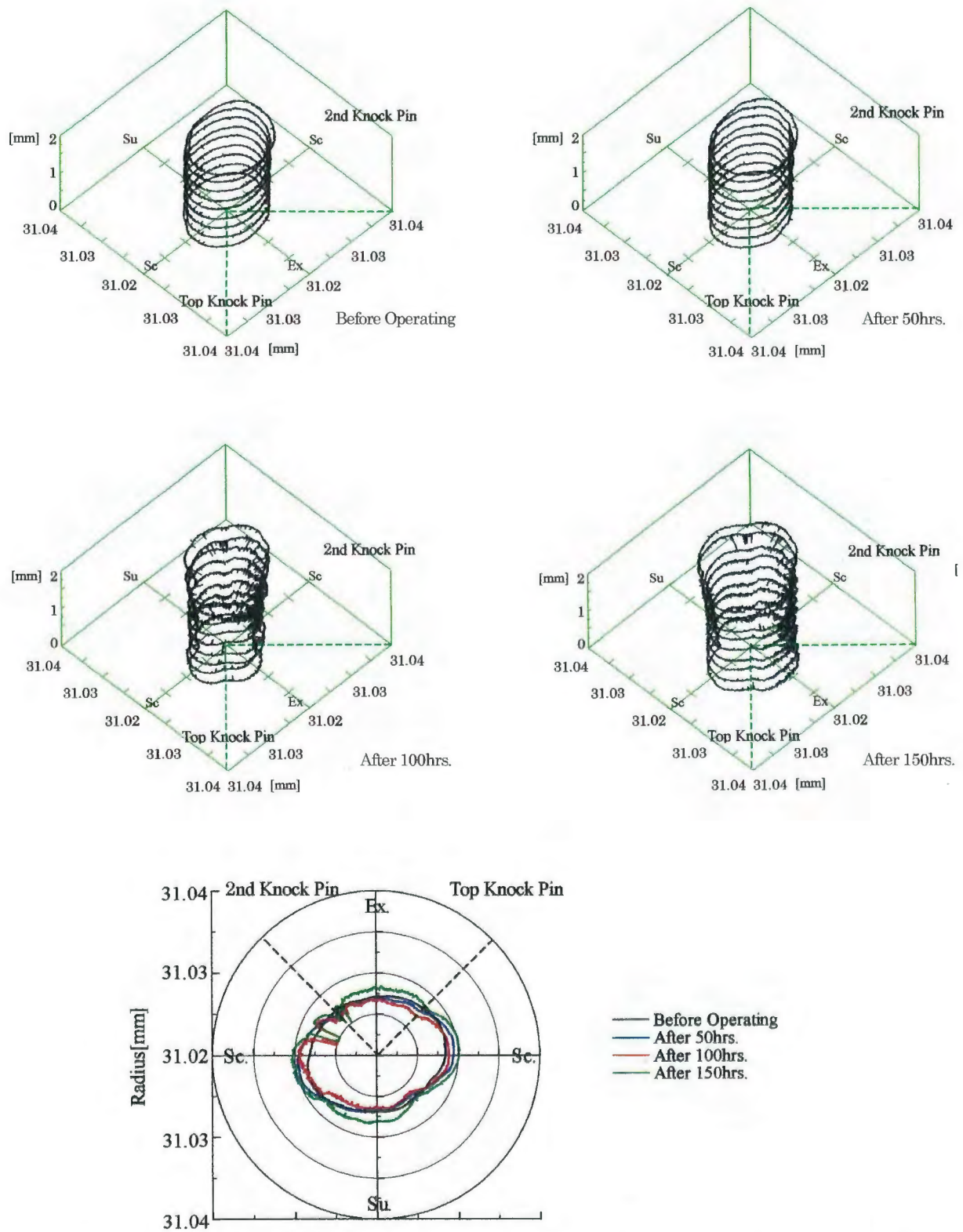


Fig.2.19(a) The three dimensional and plane form of cylinder G2(RND1)

第2章 実機運転における摩耗の進行

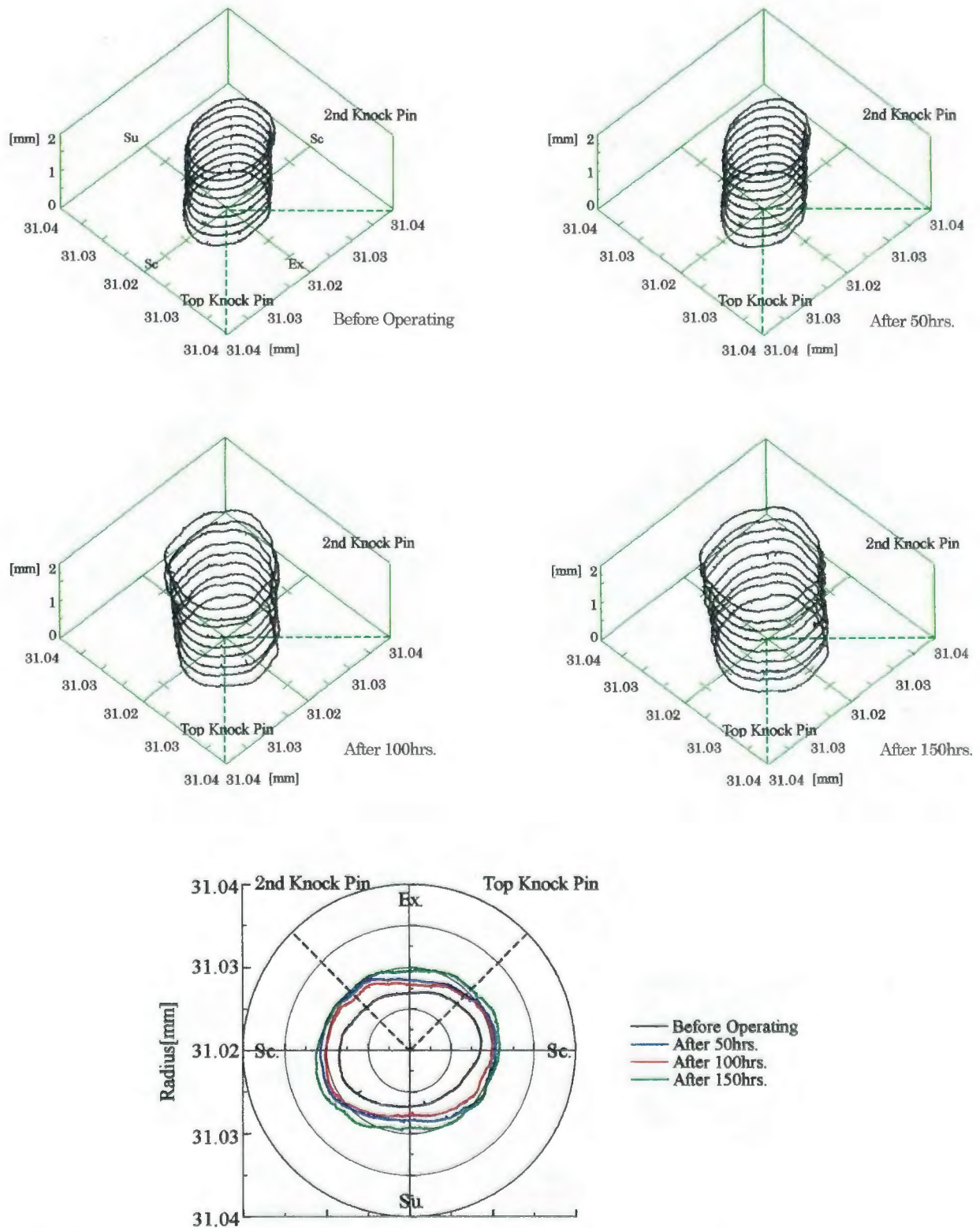


Fig.2.19(b) The three dimensional and plane form of cylinder G2(RND2)

第2章 実機運転における摩耗の進行

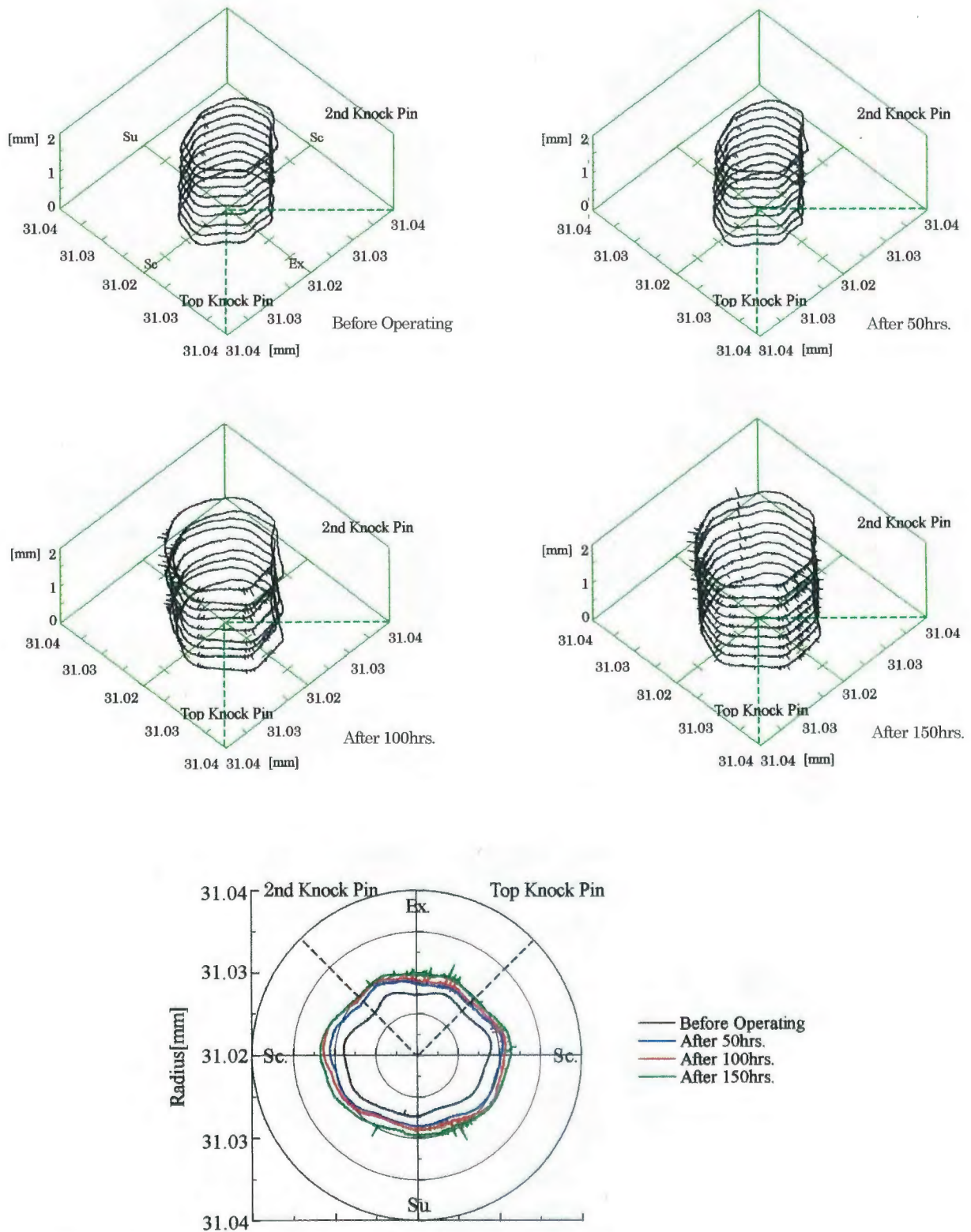


Fig.2.19(c) The three dimensional and plane form of cylinder G2(RND3)

第2章 実機運転における摩耗の進行

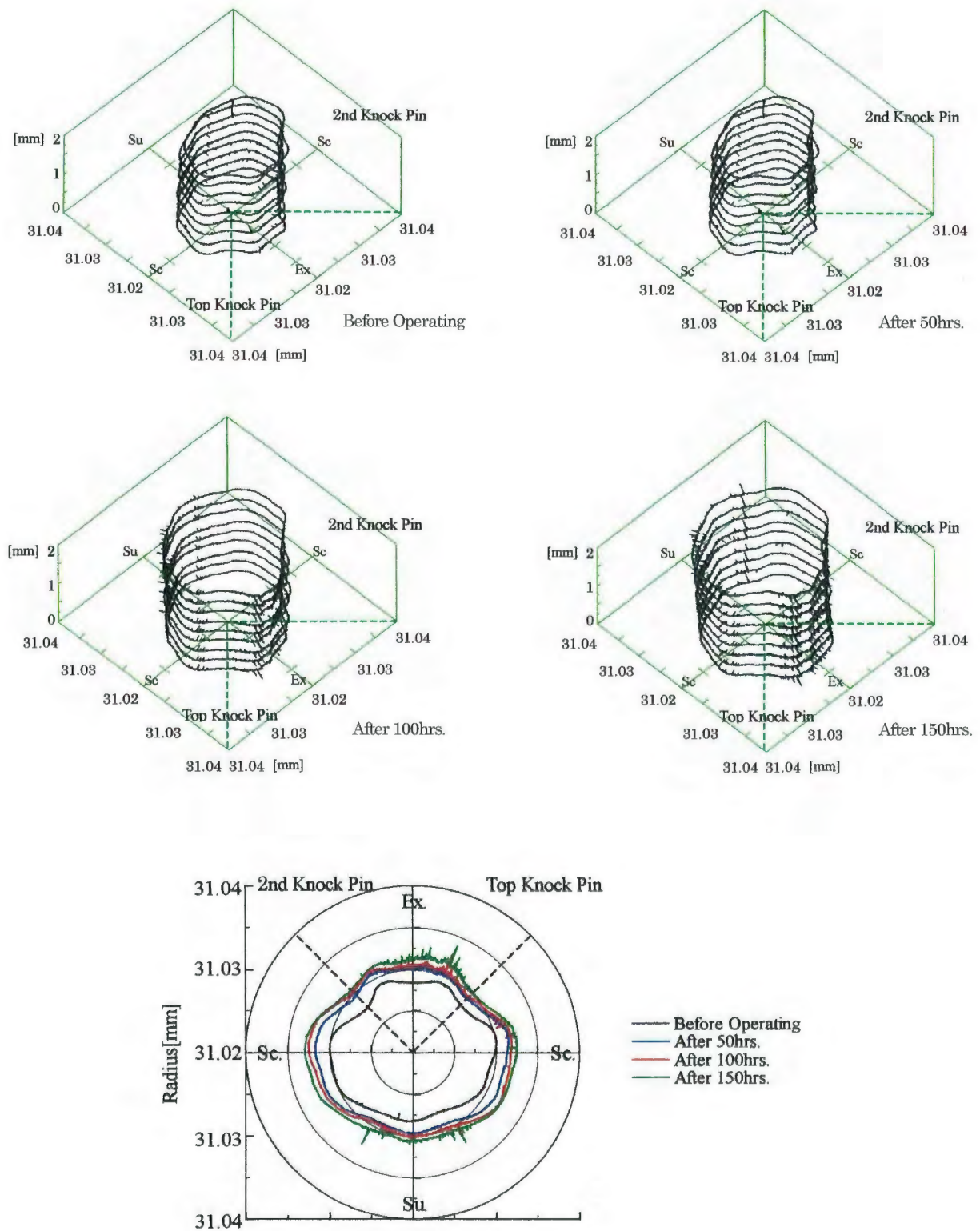


Fig.2.19(d) The three dimensional and plane form of cylinder G2(RND4)

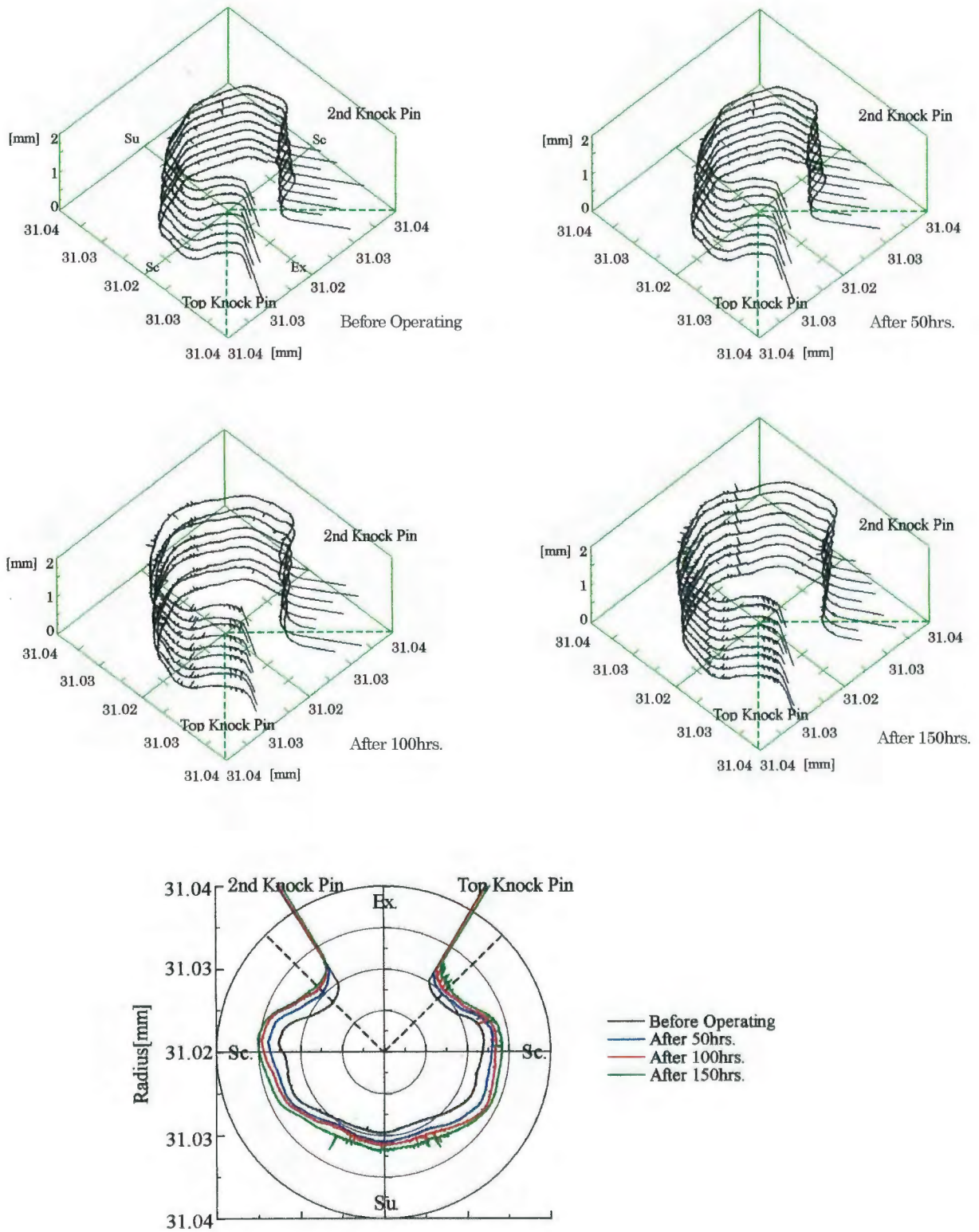


Fig.2.19(e) The three dimensional and plane form of cylinder G2(RND5)

第2章 実機運転における摩耗の進行

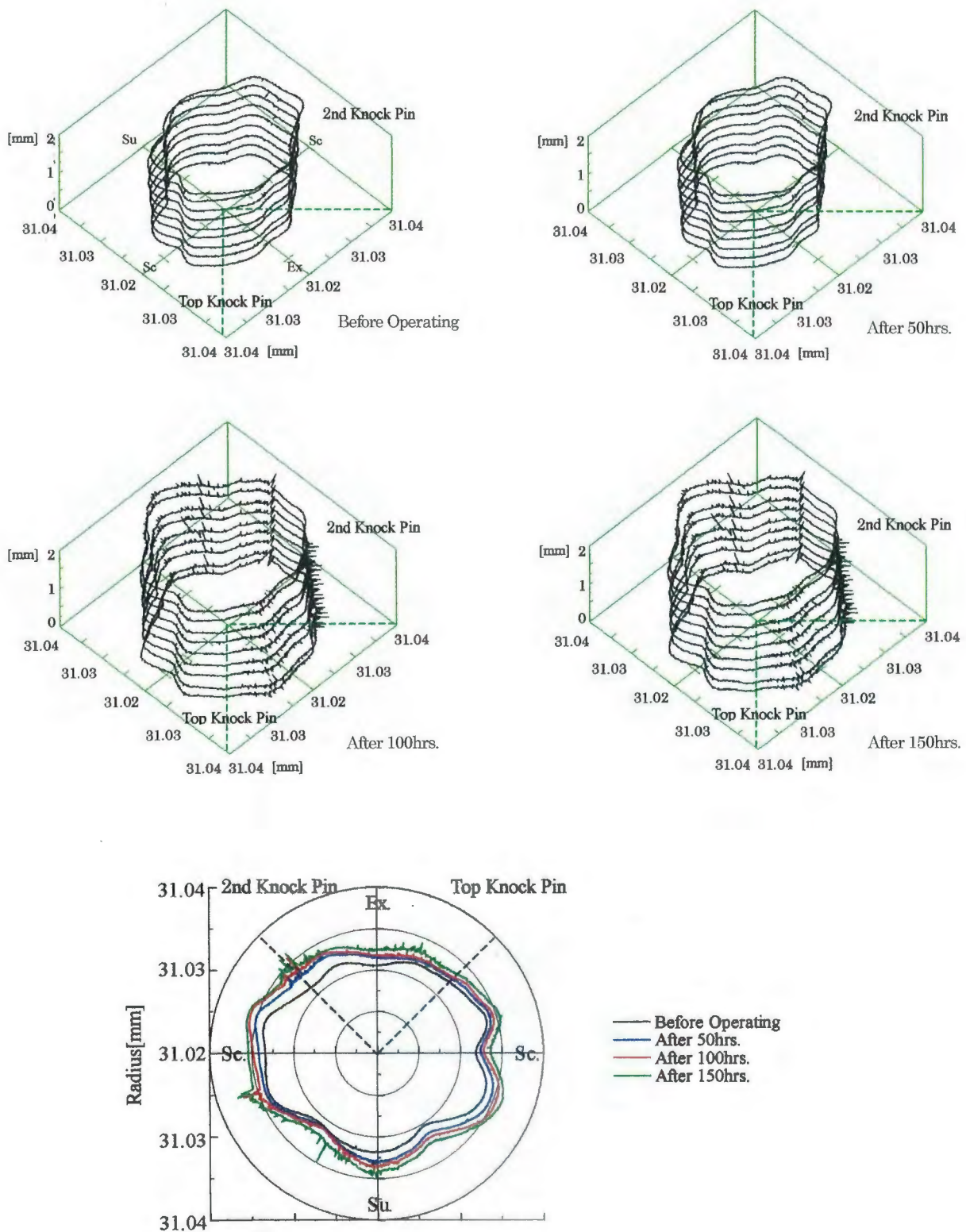


Fig.2.19(f) The three dimensional and plane form of cylinder G2(RND6)

第2章 実機運転における摩耗の進行

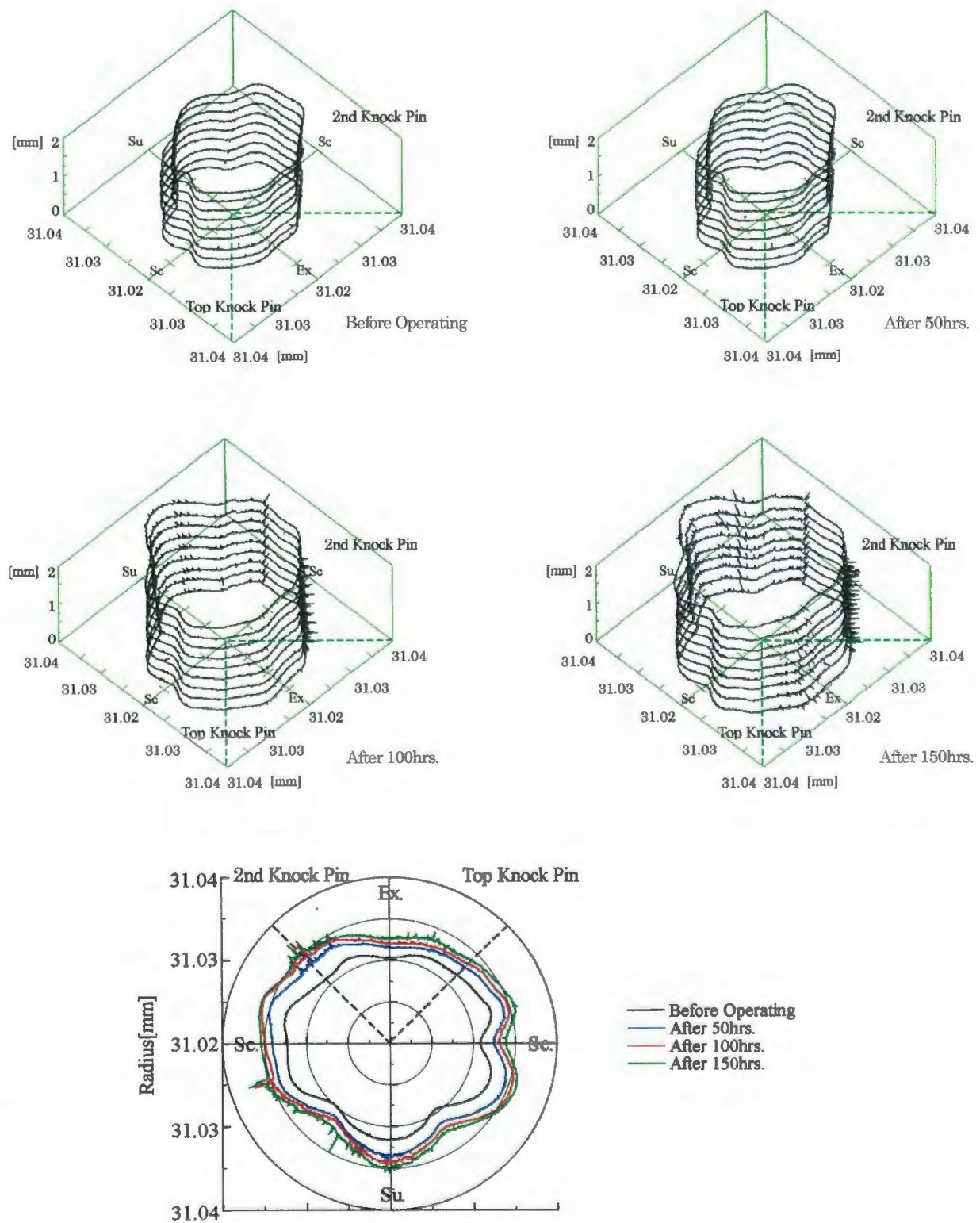


Fig.2.19(g) The three dimensional and plane form of cylinder G2(RND7)

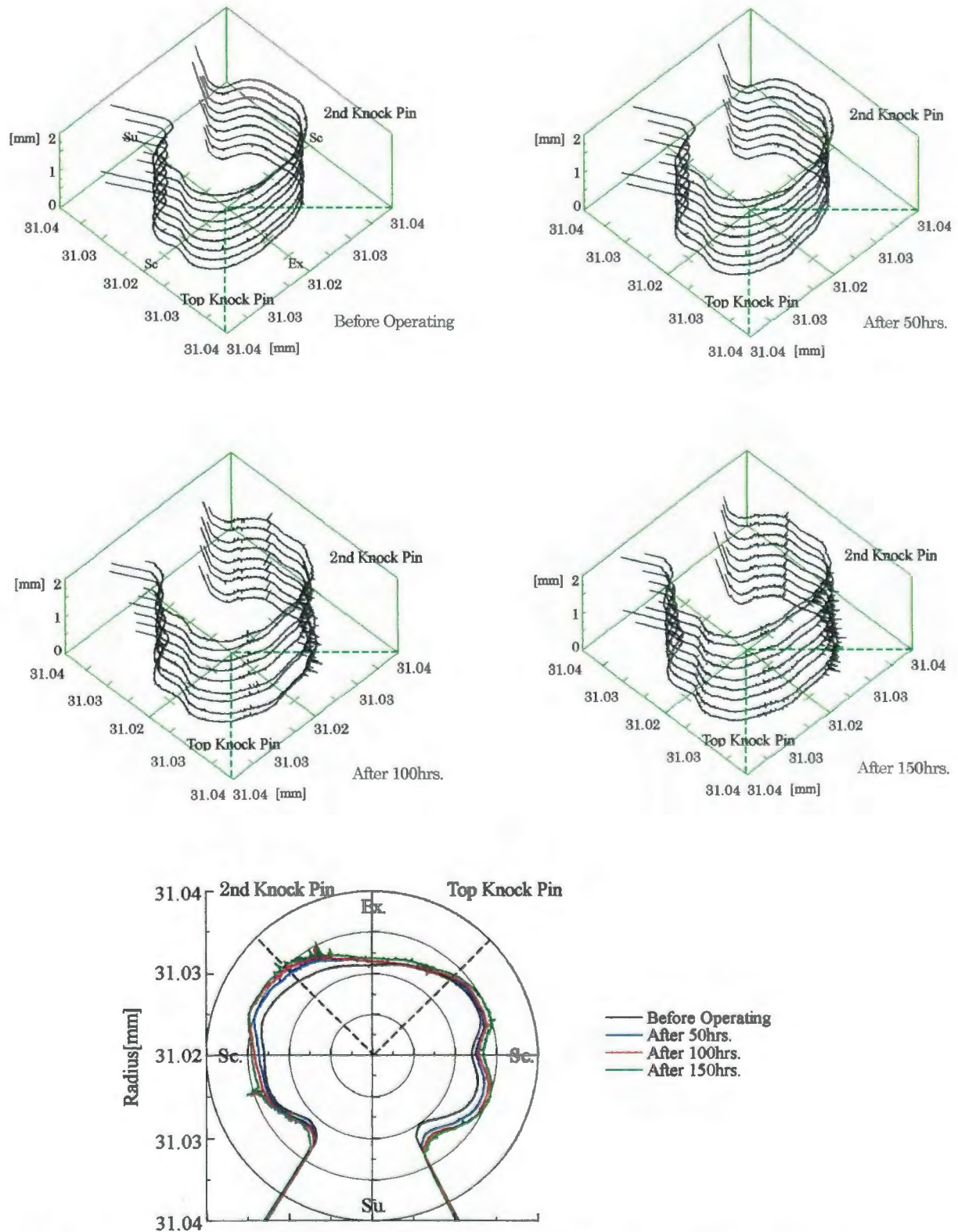


Fig.2.19(h) The three dimensional and plane form of cylinder G2(RND8)

第2章 実機運転における摩耗の進行

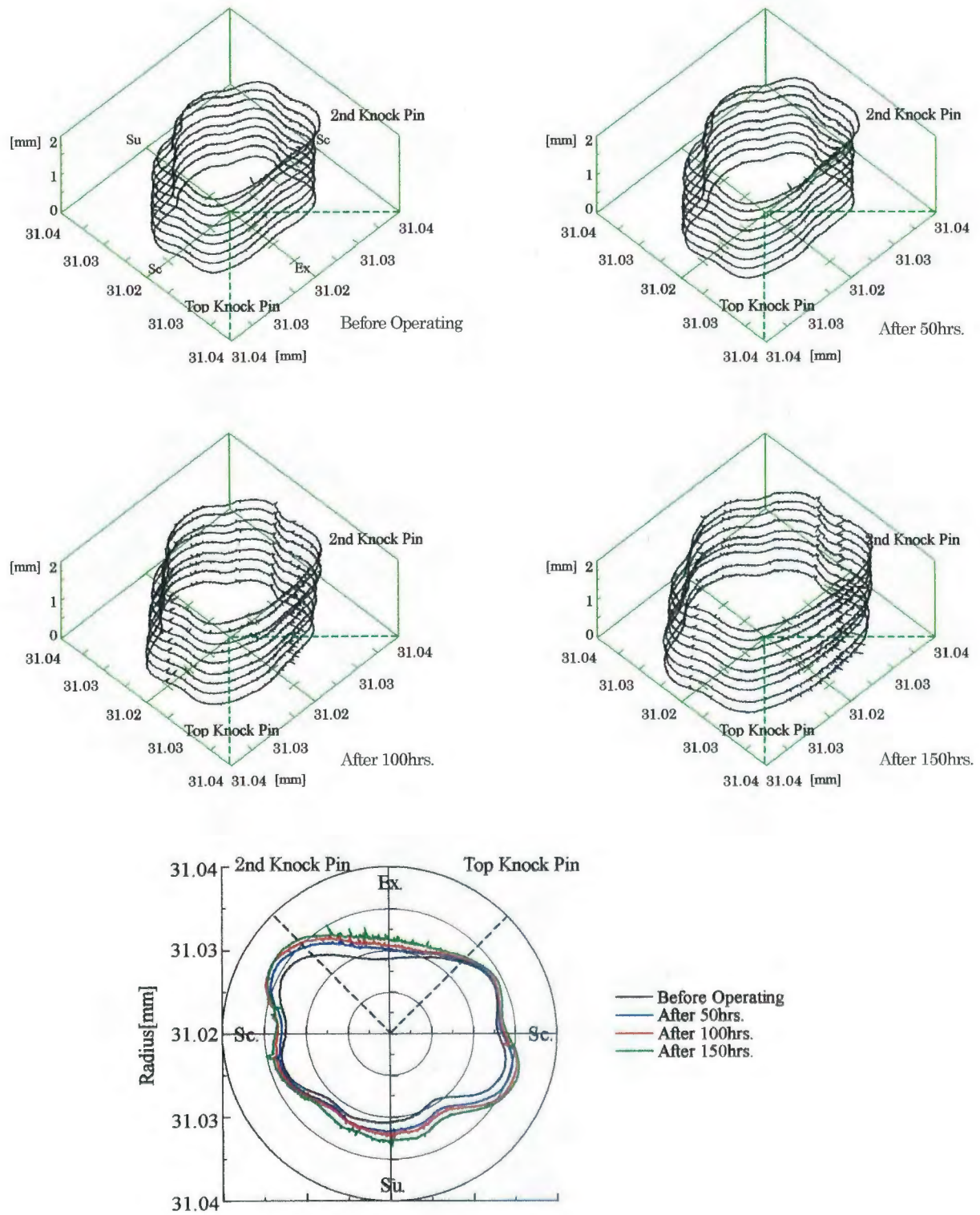


Fig.2.19(i) The three dimensional and plane form of cylinder G2(RND9)

第2章 実機運転における摩耗の進行

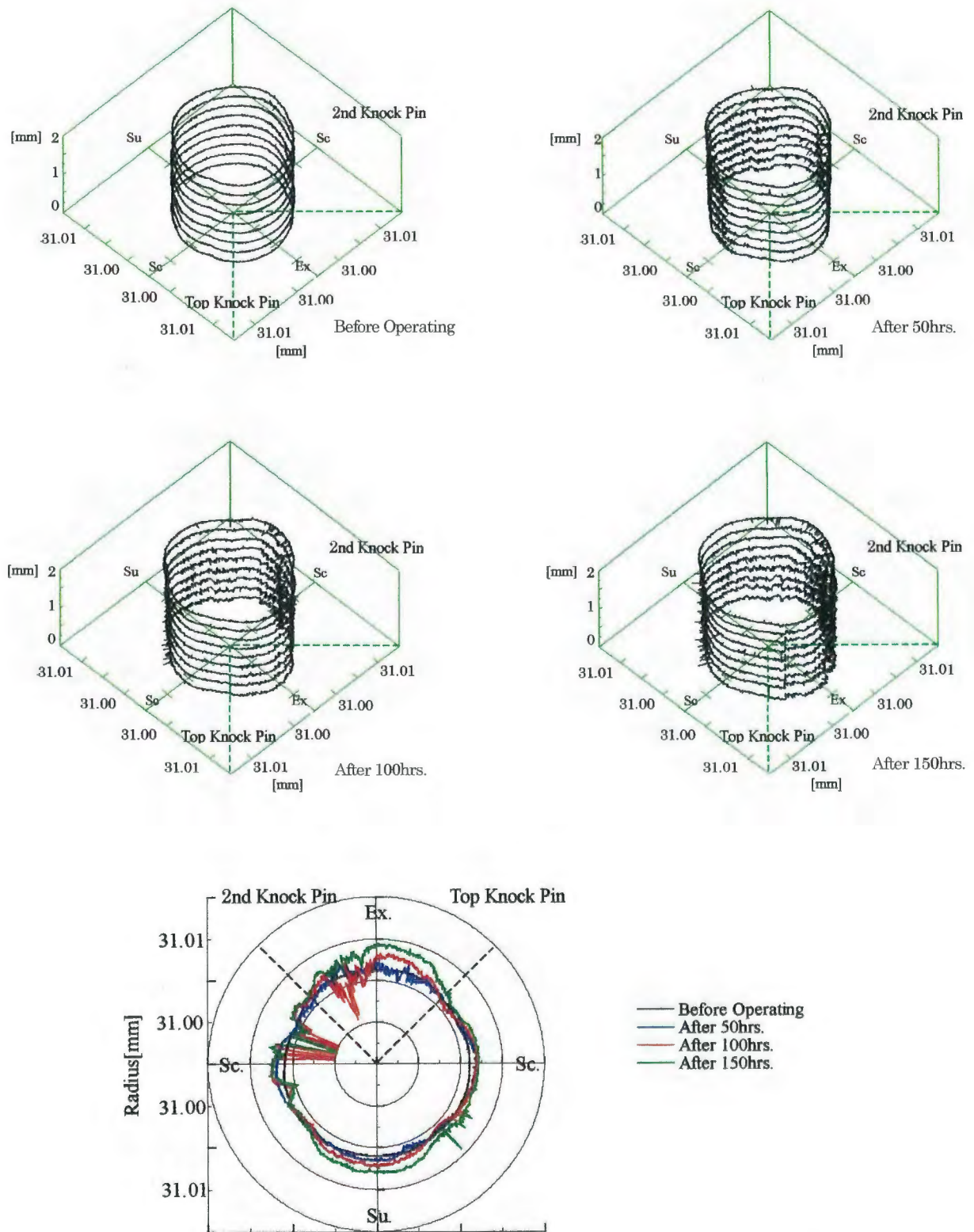


Fig.2.20(a) The three dimensional and plane form of cylinder M1(RND1)

第2章 実機運転における摩耗の進行

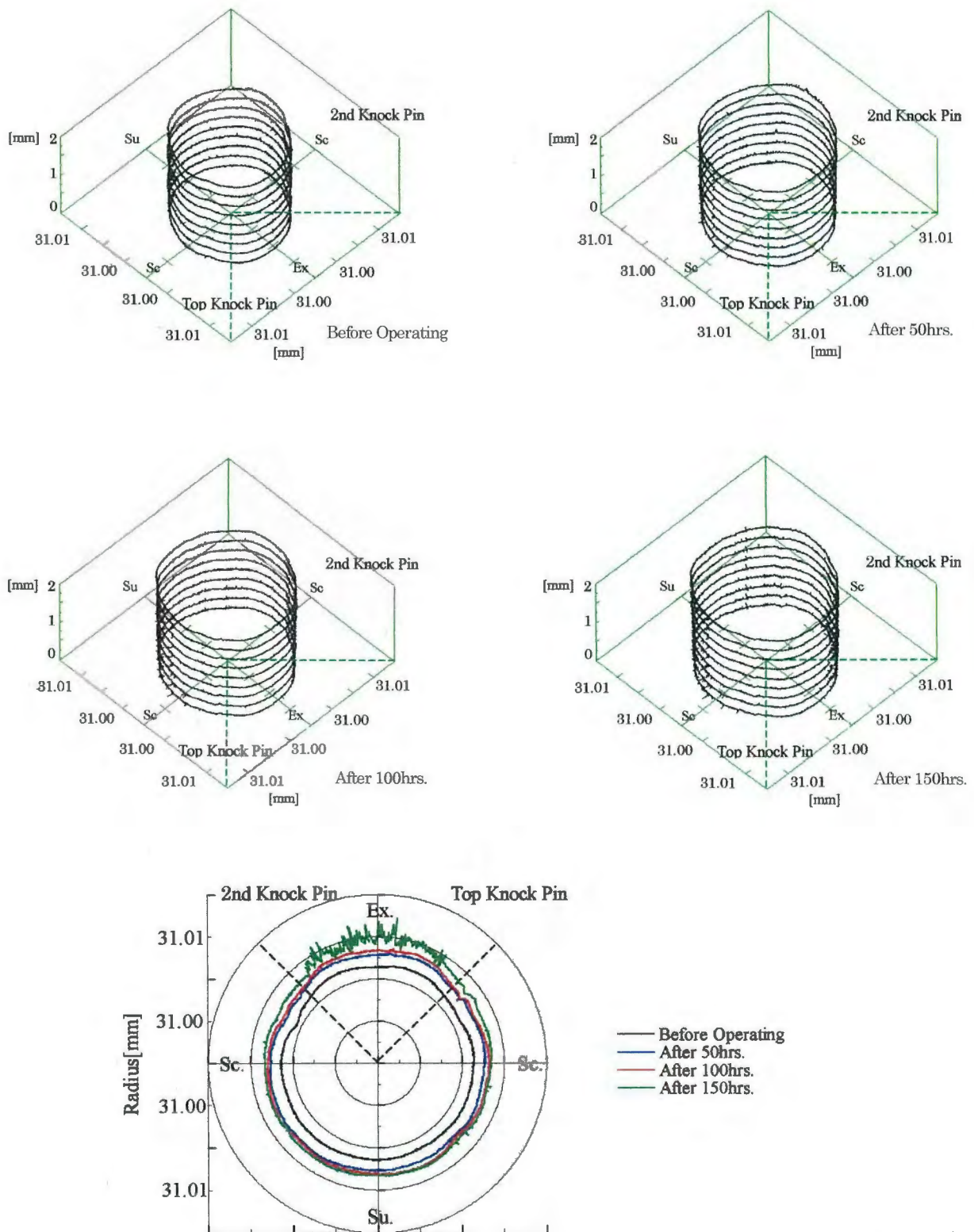


Fig.2.20(b) The three dimensional and plane form of cylinder M1(RND2)

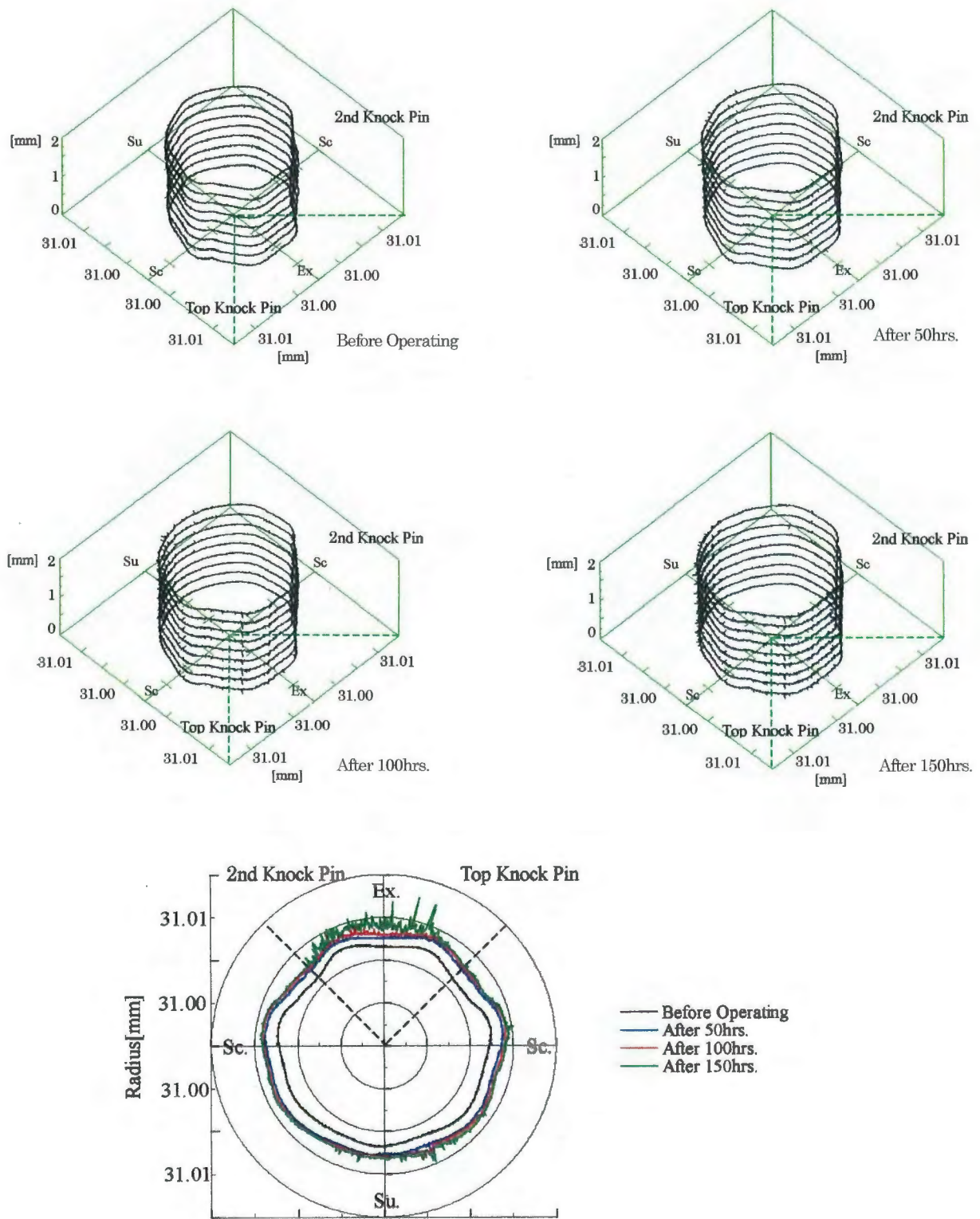


Fig.2.20(c) The three dimensional and plane form of cylinder M1(RND3)

第2章 実機運転における摩耗の進行

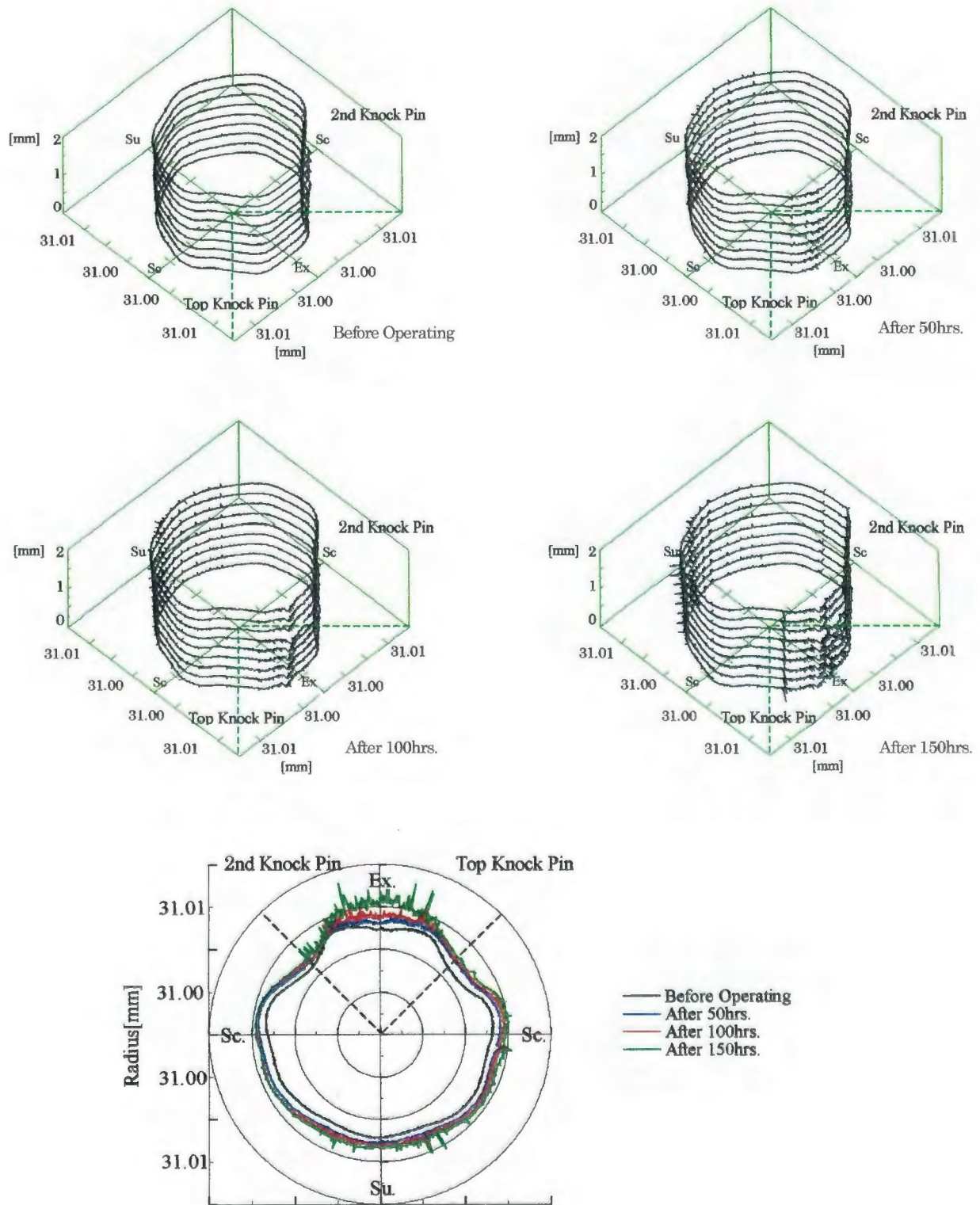


Fig.2.20(d) The three dimensional and plane form of cylinder M1(RND4)

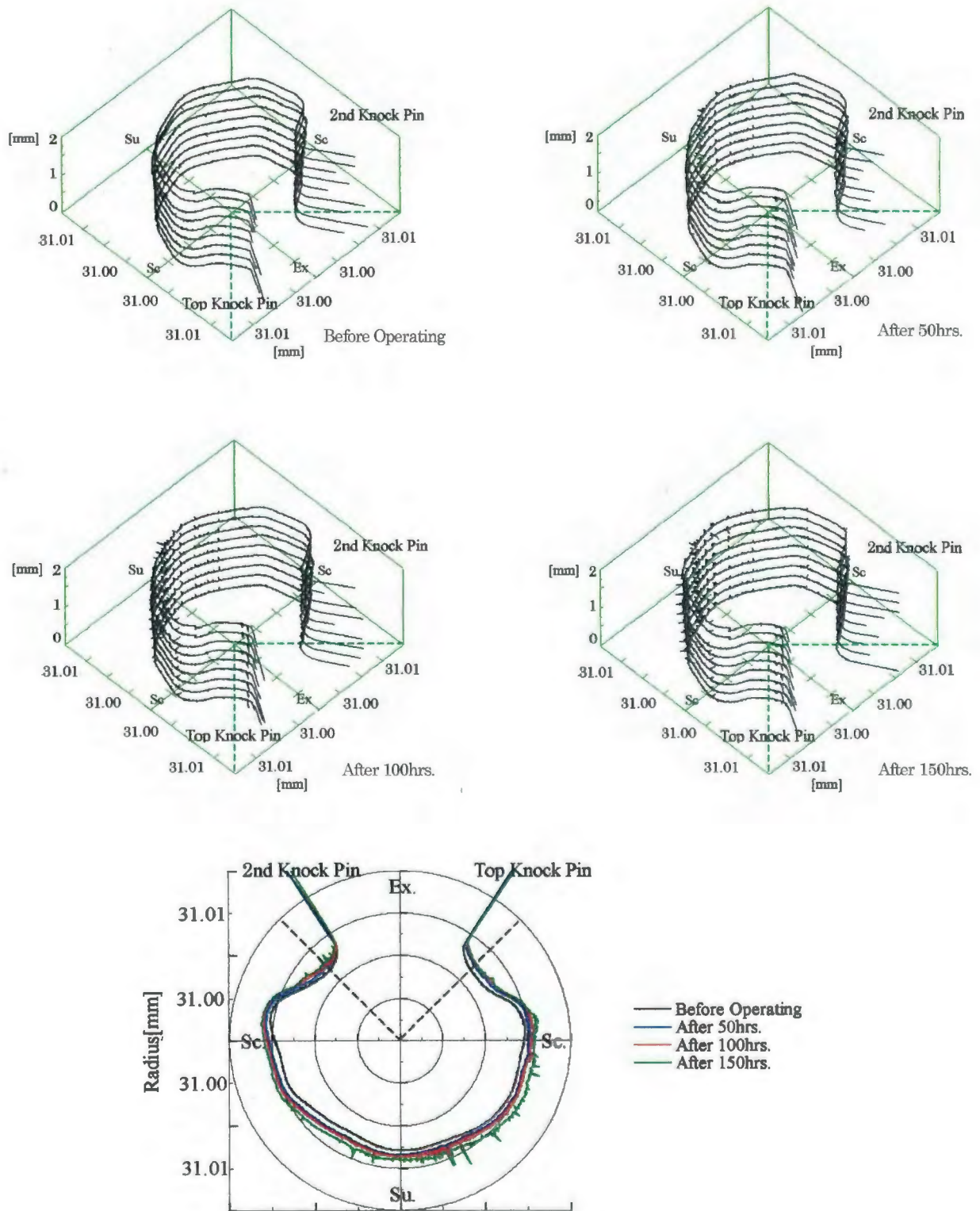


Fig.2.20(e) The three dimensional and plane form of cylinder M1(RND5)

第2章 実機運転における摩耗の進行

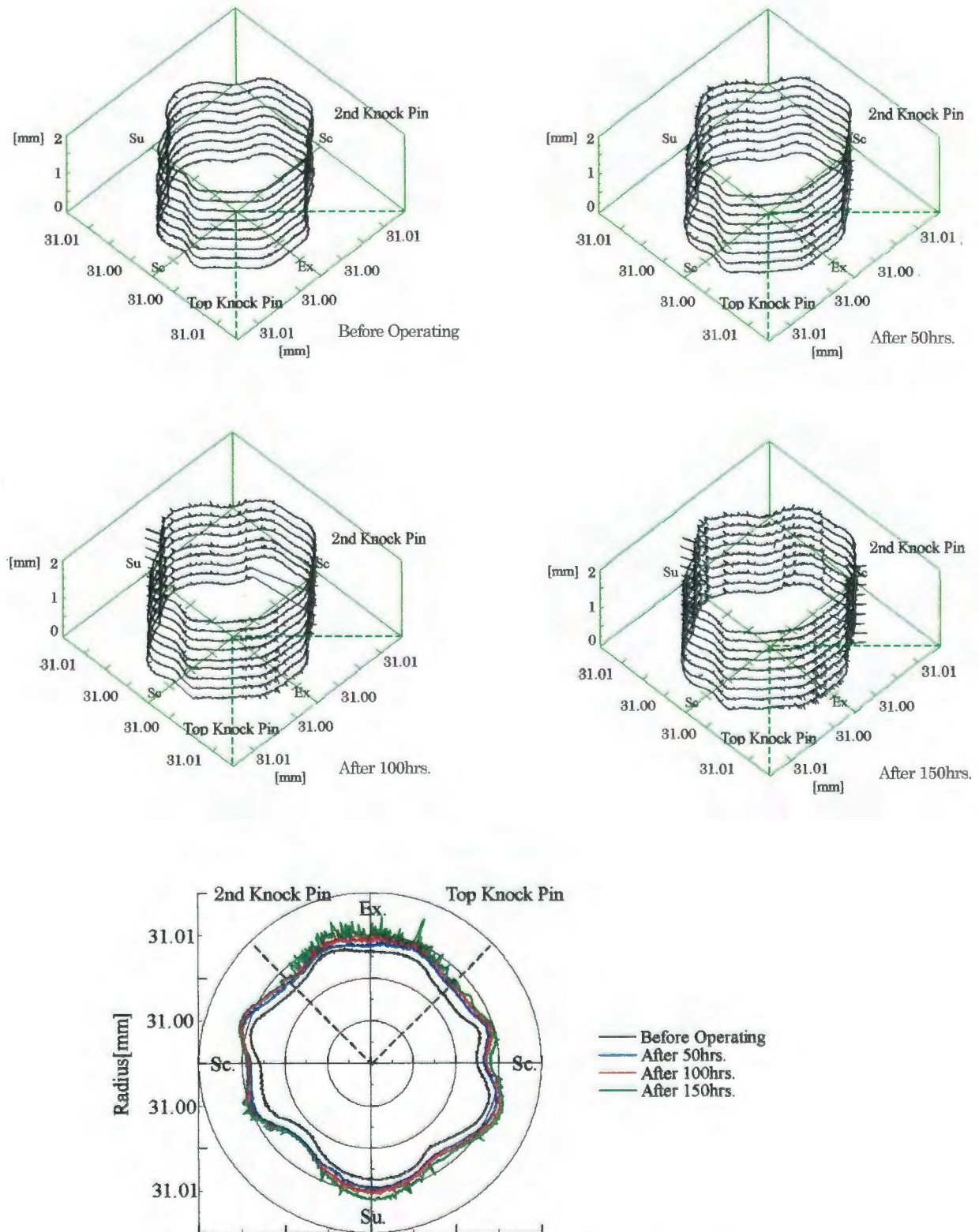


Fig.2.20(f) The three dimensional and plane form of cylinder M1(RND6)

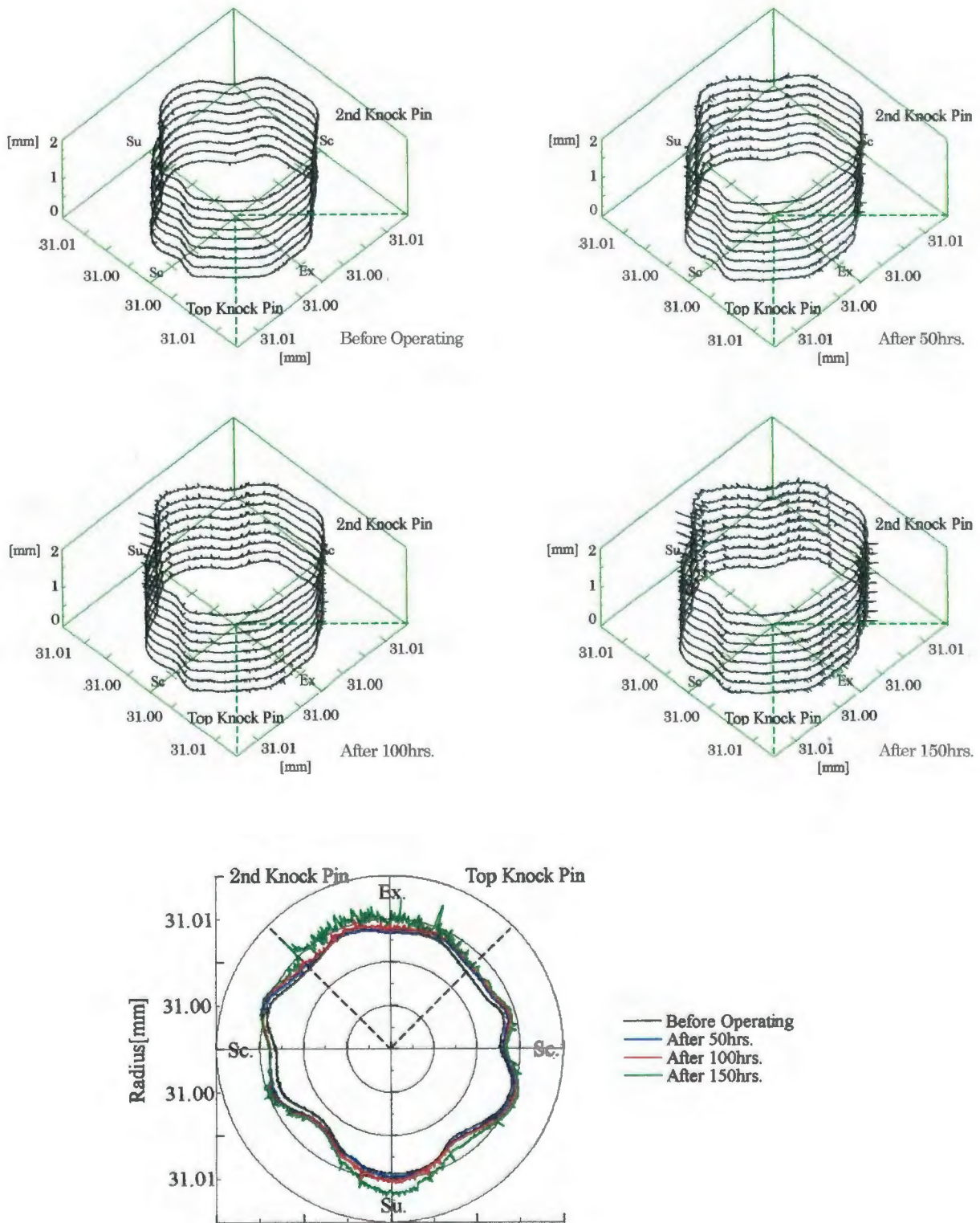


Fig.2.20(g) The three dimensional and plane form of cylinder M1(RND7)

第2章 実機運転における摩耗の進行

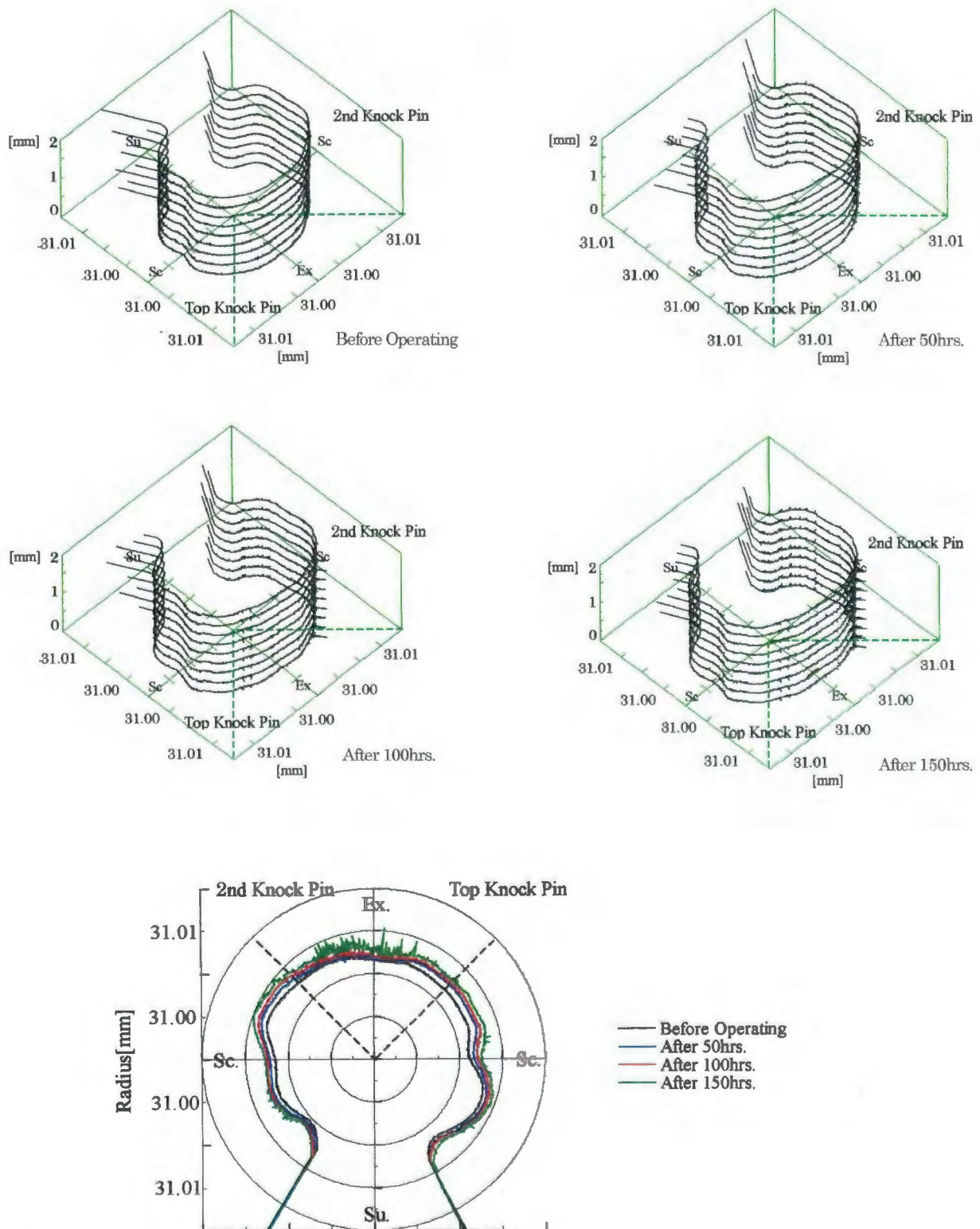


Fig.2.20(h) The three dimensional and plane form of cylinder M1(RND8)

第2章 実機運転における摩耗の進行

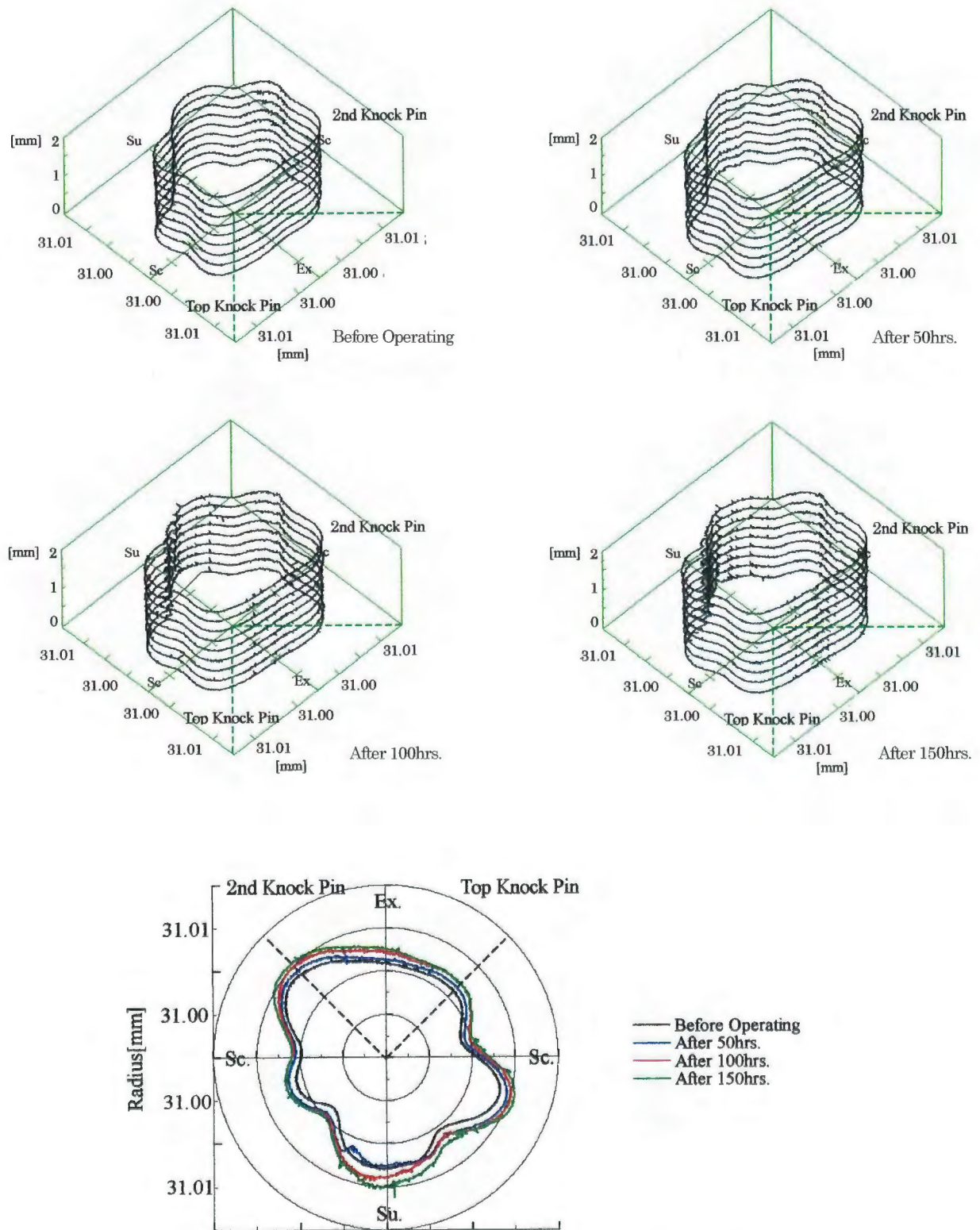


Fig.2.20(i) The three dimensional and plane form of cylinder M1(RND9)

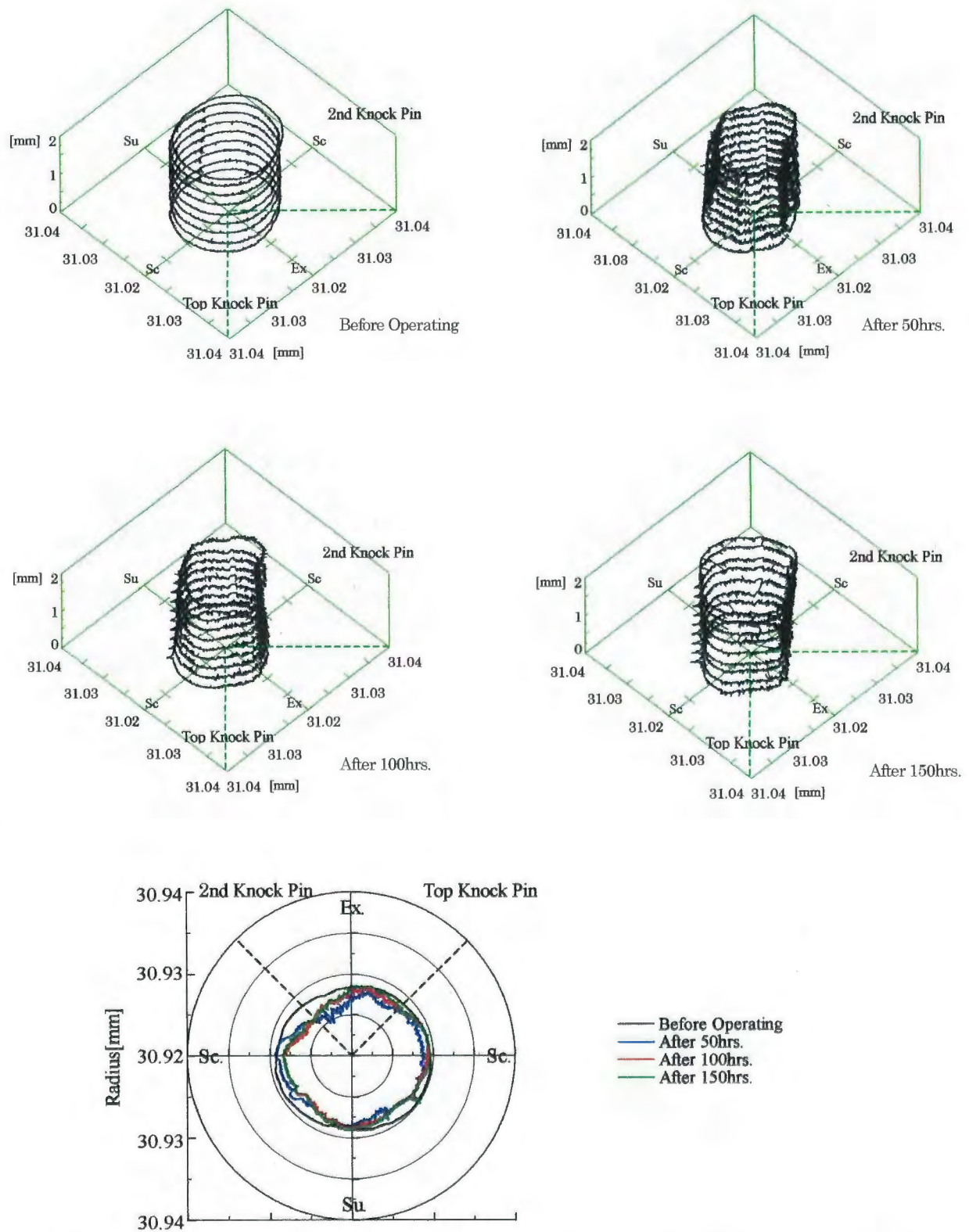


Fig.2.21(a) The three dimensional and plane form of cylinder M2(RND1)

第2章 実機運転における摩耗の進行

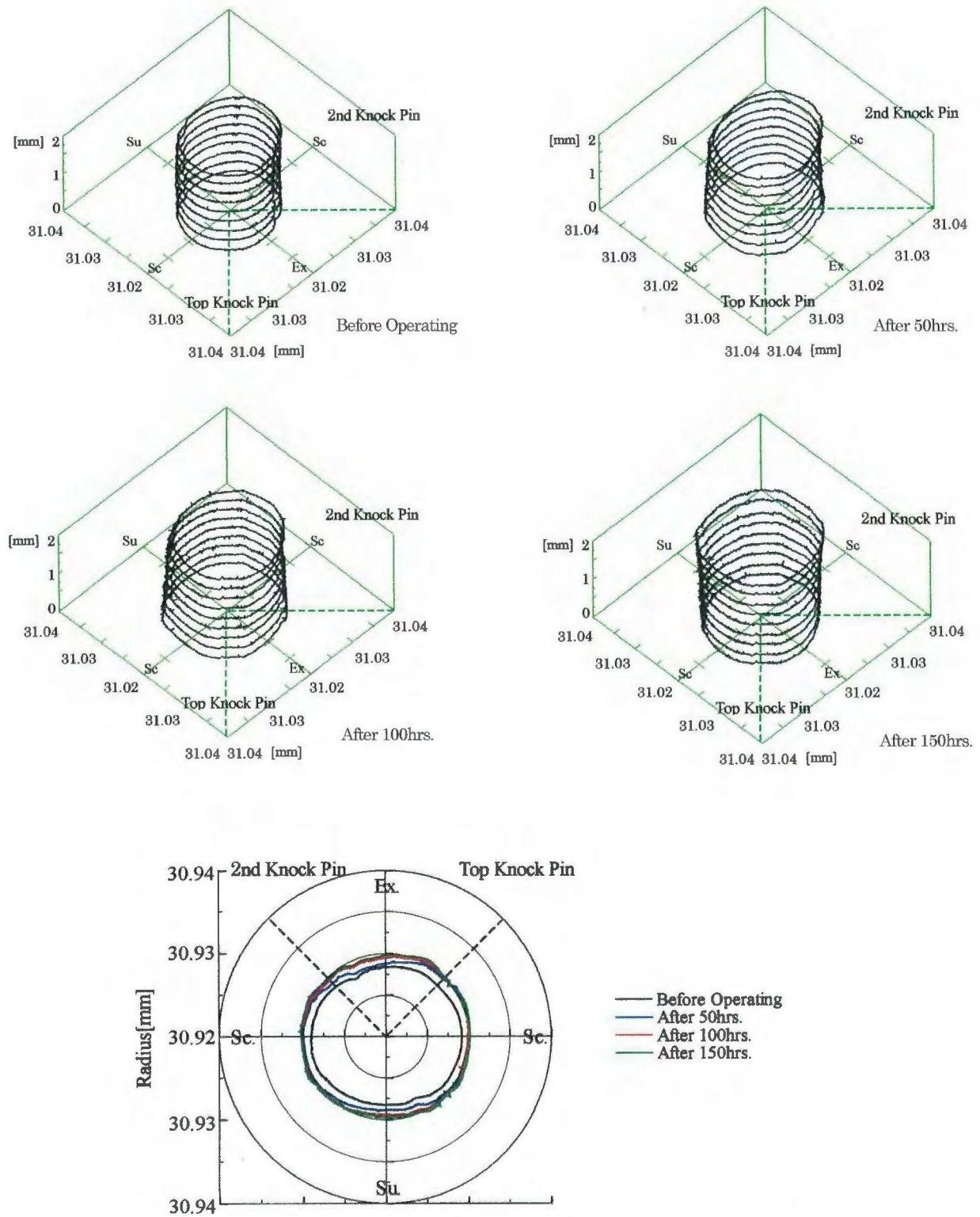


Fig.2.21(b) The three dimensional and plane form of cylinder M2(RND2)

第2章 実機運転における摩耗の進行

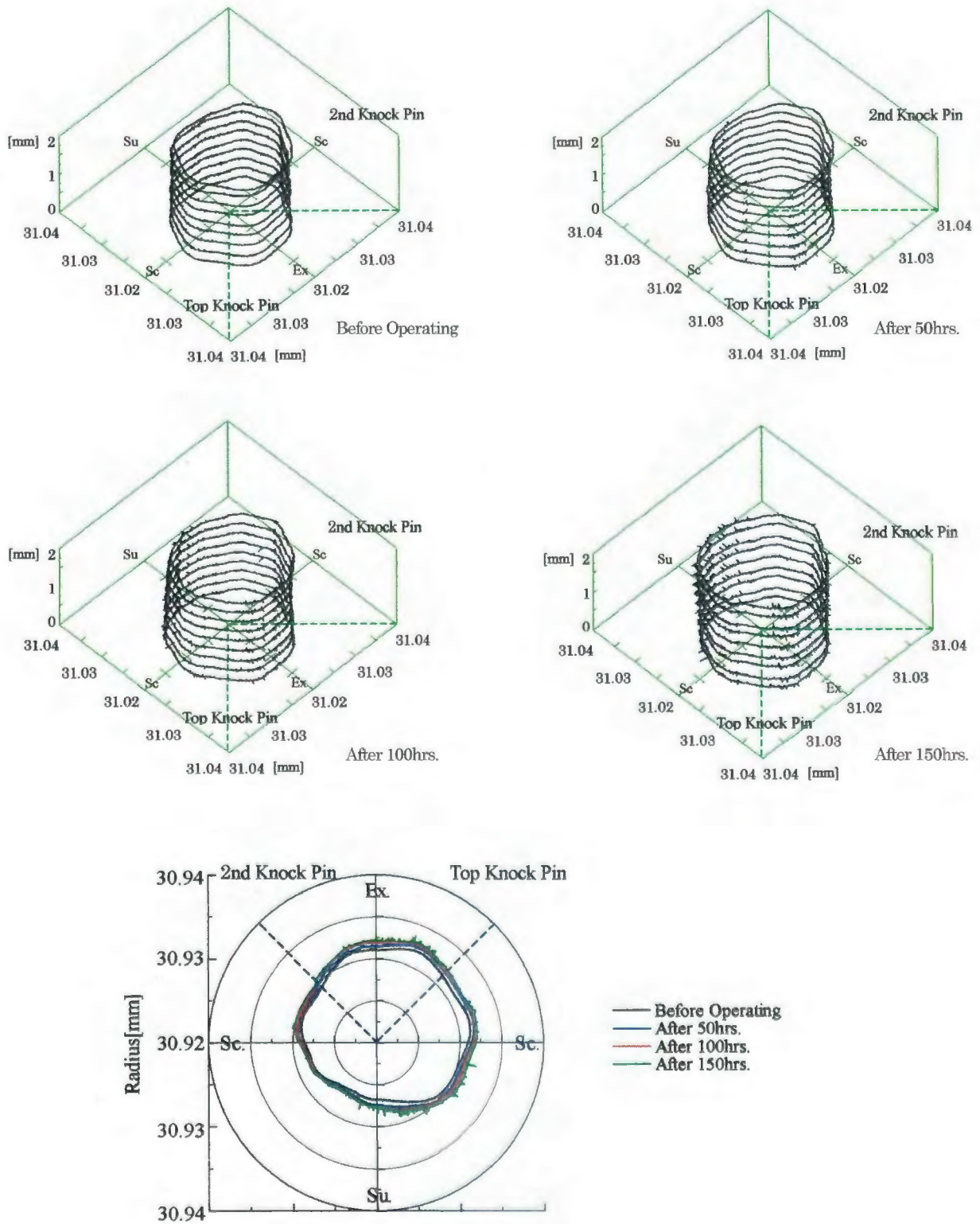


Fig.2.21(c) The three dimensional and plane form of cylinder M2(RND3)

第2章 実機運転における摩耗の進行

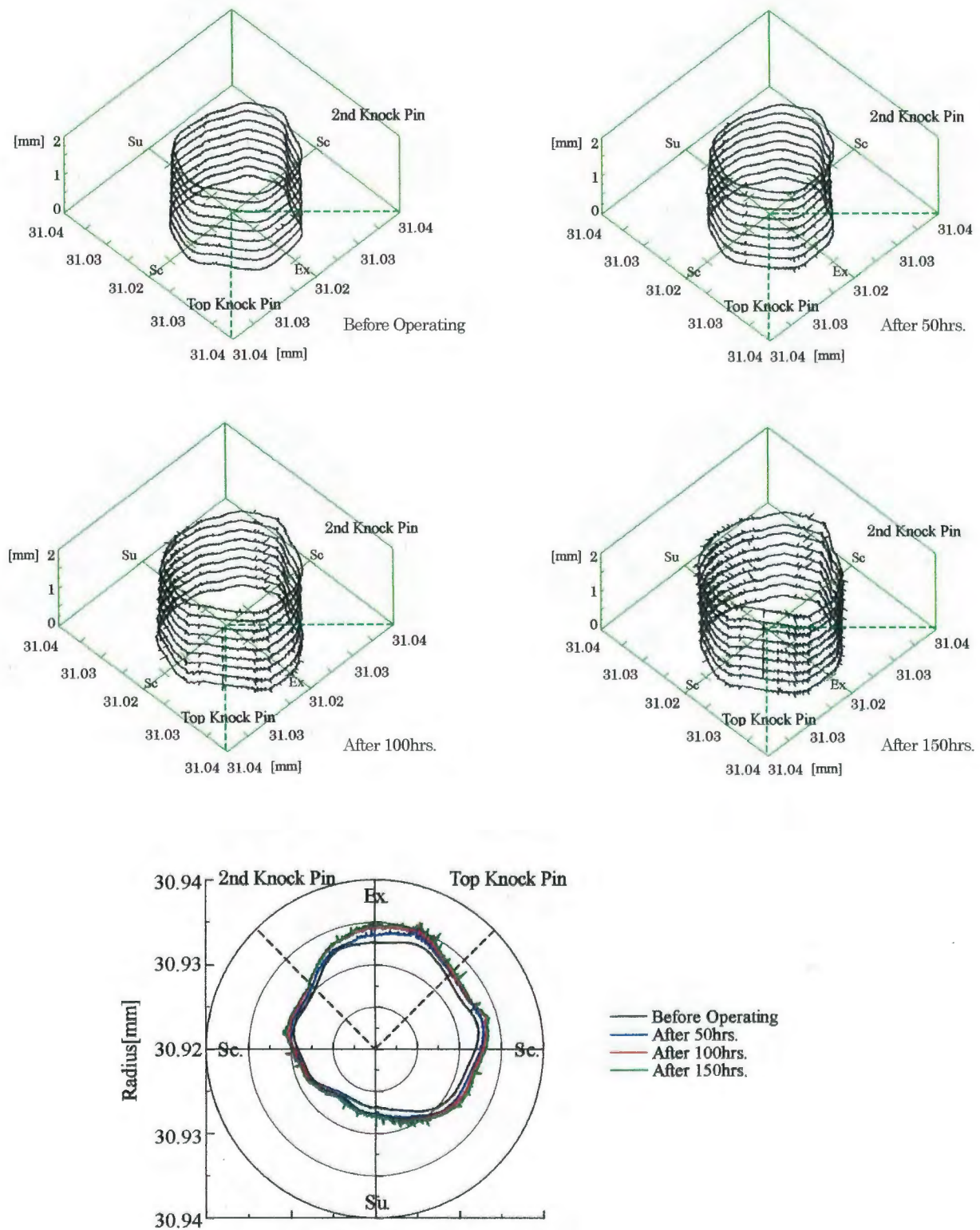


Fig.2.21(d) The three dimensional and plane form of cylinder M2(RND4)

第2章 実機運転における摩耗の進行

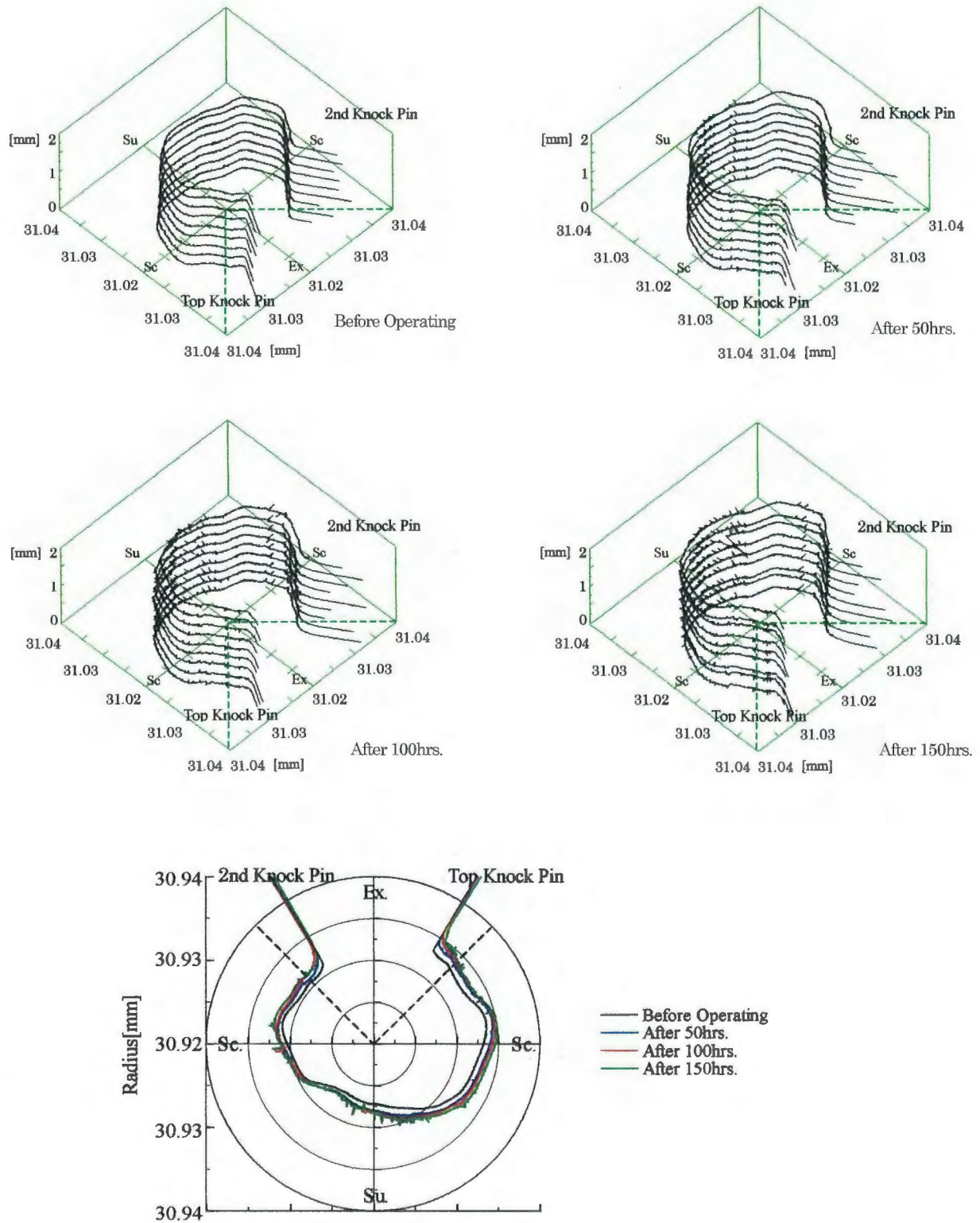


Fig.2.21(e) The three dimensional and plane form of cylinder M2(RND5)

第2章 実機運転における摩耗の進行

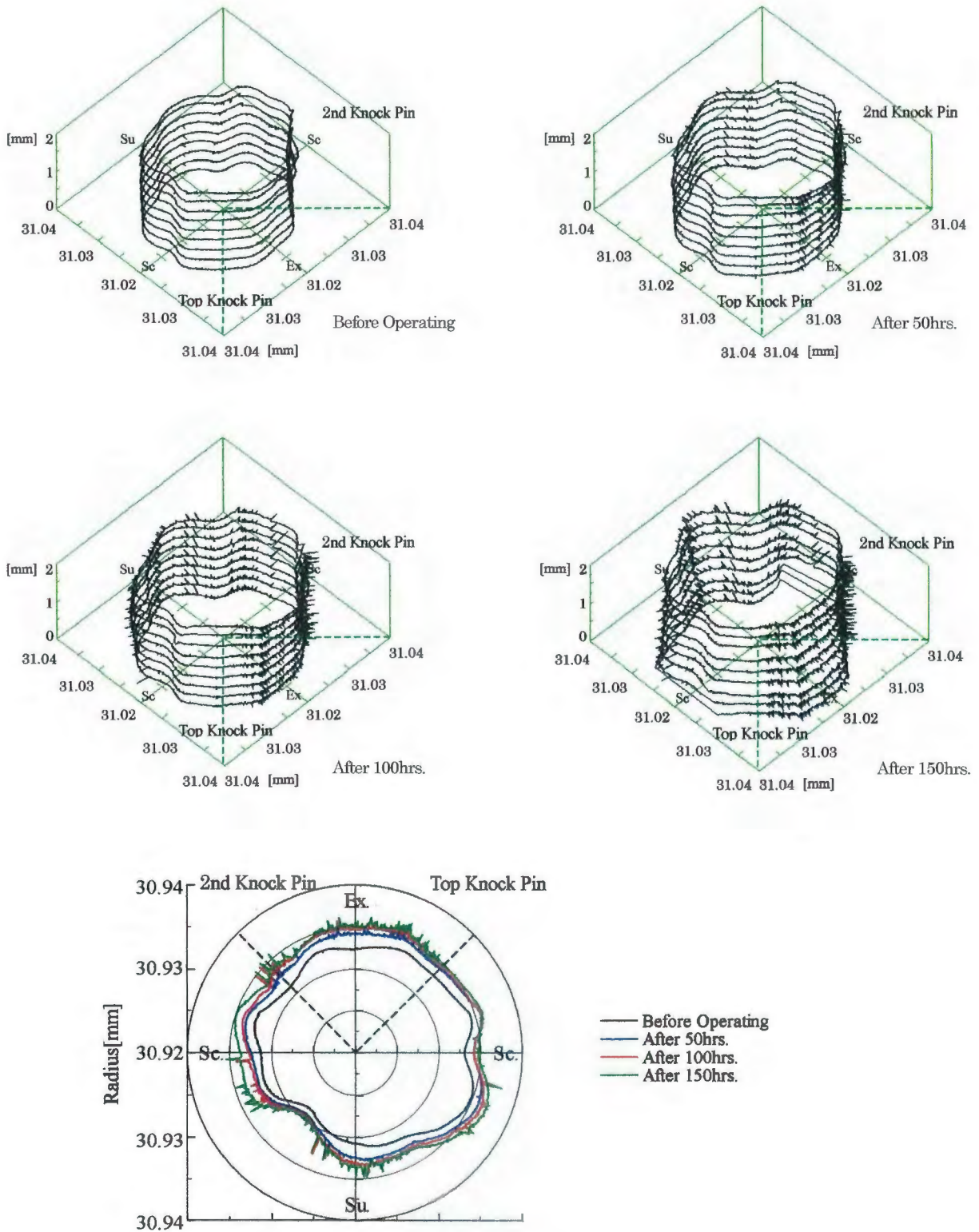


Fig.2.21(f) The three dimensional and plane form of cylinder M2(RND6)

第2章 実機運転における摩耗の進行

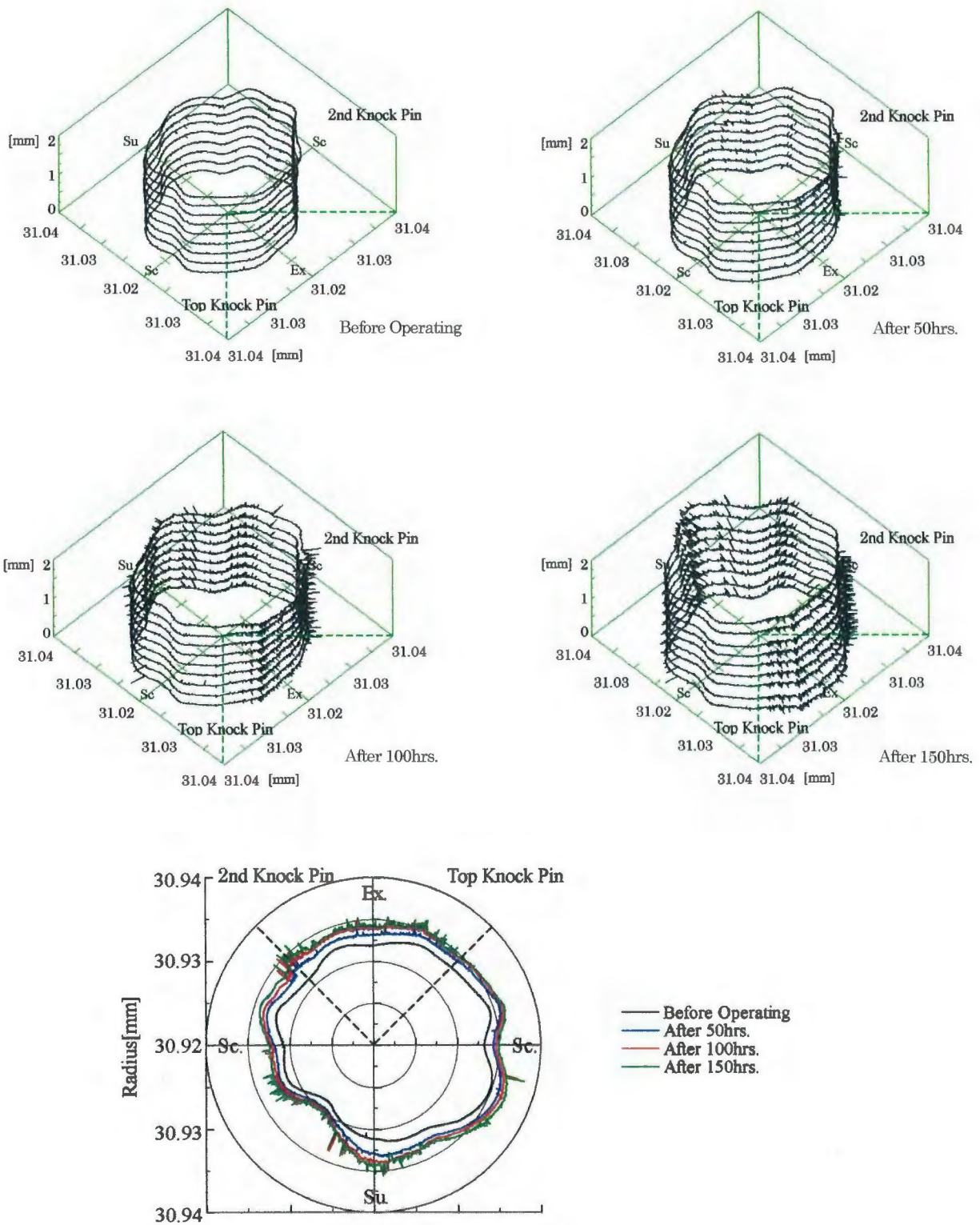


Fig.2.21(g) The three dimensional and plane form of cylinder M2(RND7)

第2章 実機運転における摩耗の進行

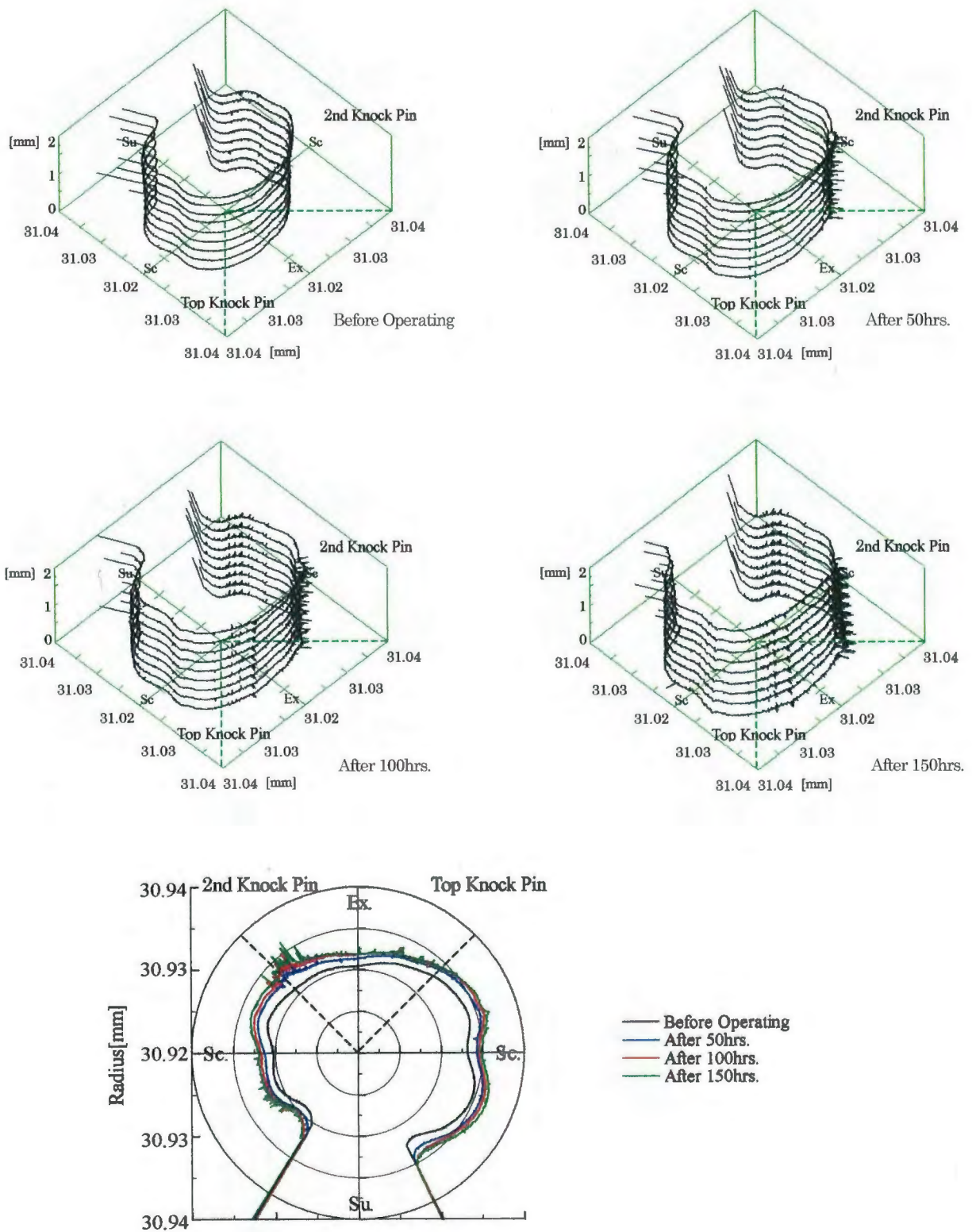


Fig.2.21(h) The three dimensional and plane form of cylinder M2(RND8)

第2章 実機運転における摩耗の進行

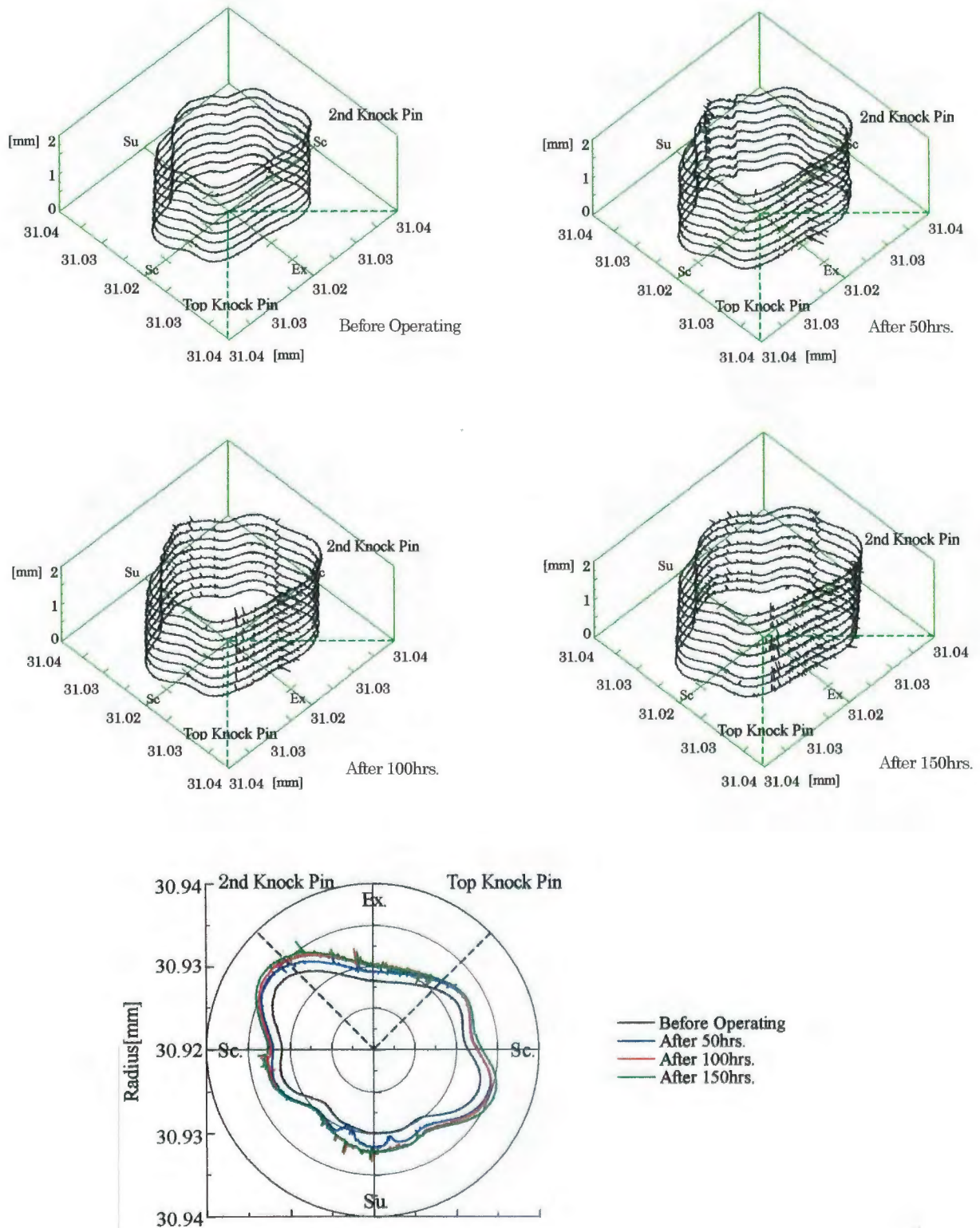


Fig.2.21(i) The three dimensional and plane form of cylinder M2(RND9)

b) シリンダー摺動方向(Straightness)形状変化

シリンダー摺動方向の測定は、図 2.3、表 2.5 に示す通り、排気孔側を STR1 とし時計方向に 45 度ずつ STR8 までの計 8 箇所測定した。STR2 と STR8 は円周方向に 1deg ずつ 12 箇所測定し、その他の方向では、1deg ずつ 7 箇所測定した。なお形状測定は、円周方向と同様に新品ときと累計運転時間が 50, 100, 150 時間の時の、計 4 回行った。

図 2.22~2.25 にはそれぞれ G1,G2,M1,M2 について、各測定位置における摺動方向の形状変化の立体図と平面図を示す。図中の立体図では左側がシリンダー内壁に位置をしている。また、平面図では横軸はシリンダー半径、縦軸はシリンダー上端からの距離を示す。平面図には、図 2.3(b)に示されるように向かい合った各測定位置を同じ図に示し、両方の図の内側に基準を位置させ、左図((a)で示す図)では左に行くほど、右図((b)で示す図)では右に行くほどシリンダー半径は大きくなる。図中の破線は各リング上死点と下死点位置およびリング摺動速度が最大の位置を示す。

図 2.22(a)~図 2.25(d)の平面図より、G1,G2 および M1,M2 とともにトップリング上死点位置より上では、シリンダー壁に付着した CCD の影響を受け、シリンダー半径の減少が見られる。また、図 2.22(a)~図 2.25(d)の立体図より、初期摩耗では表面に微小な凹凸が観察できるが、0~50 時間の運転でリング摺動部では凹凸がほぼ無くなり、滑らかな表面となる。セカンドリング上死点と下死点位置ではその位置が確認できるほど摩耗が進展している。

さらに、摺動方向の摩耗形態が圧縮行程と膨張行程では異なると考えられる。セカンドリングは摺動面にテーパがついており、圧縮行程ではくさび形状により絞り作用が発生し油膜が保たれる。一方、膨張行程ではシャープエッジが積極的に油膜を下方へかき出すような働きをする。そのために油膜の保持は、圧縮行程のときよりも少なくなる⁽¹⁶⁾。

I. STR1, STR5

図 2.22(a)、図 2.23(a)、図 2.24(a)、図 2.25(a) にはそれぞれ G1,G2,M1,M2 について、STR1 (排気孔方向) と STR5 (給気孔方向) の形状変化の立体図と平面図を示す。各図 STR1 方より、G1,G2 お

第2章 実機運転における摩耗の進行

よび M1, M2 とともにリング上死点位置においては多く摩耗が見られ、トップリング上死点位置に比べ、セカンドリング上死点位置の方がシリンダー半径の増加量は大きい。これは、上死点付近ではピストン摺動速度が低下するため油膜厚さが薄くなることや、上死点では高温の燃焼ガスにさらされ、かつ高圧となるために金属同士の直接接触になりやすい条件になるためと考えられる。また、トップリング上死点位置に比べセカンドリング上死点位置のほうが多く摩耗しているのは、セカンドリング上死点位置ではトップリングも速度が低下して摺動しているためである。さらに、破断して生じた新鮮なシリンダー表面には雰囲気気体分子(主に酸素)が吸着し、摩擦表面間に生じた摩耗粒子の脱落を容易にすることから、初期形状から 50 時間運転終了後の形状変化が大きくなったと考えられる。そして、シリンダー半径の増加量はリング摺動速度が最大の位置に移るに従い減少する。さらに、排気孔上部および下部ではポートの角部が取れ、次第に丸みを帯びてくる。また、リング下死点付近でもシリンダー半径の増加が見られる。セカンドリング下死点位置より下ではほとんどシリンダー半径の増加が見られなくなる。シリンダーは 0~50 時間の運転で半径の増加が顕著に見られたが、その後運転条件を厳しくしたにも関わらず、半径の増加は見られなかった。

また、M1 では 2.31 の a) 項で述べたように排気孔側に融着摩耗の痕が見られたが、図 2.24(a)からはそれほど見られない。これは、図 2.13 に示す(b)のように真円度測定機のスタイラスが球形であるために、摺動方向に沿った縦方向の摩耗痕が実際の深さよりも浅く測定され、このような結果になったと考えられる。

各図 STR5 方より、G1, G2 および M1, M2 とともに、リング上死点位置と給気孔上部および下部でシリンダー半径の増加が見られ、リング摺動速度が最大の位置およびリング下死点位置より下ではほとんど摩耗しない。また、吸気孔下部に比べ上部の方が多く摩耗している。これは、吸気孔上部ではリング摺動速度が低下した状態で摺動し、吸気孔下部ではリングは摺動せずピストンのみが摺動するためであると推察される。

II. STR2, STR6

図 2.22(b), 図 2.23(b), 図 2.24(b), 図 2.25(b) にはそれぞれ G1,G2,M1,M2 について, STR2 (トップリング合口部) と STR6 (トップリング合口部の反対方向) の形状変化の立体図と平面図を示す。各図 STR2 方より, G1,G2 および M1,M2 とともにリング上死点位置において, 50 時間運転後にシリンダー半径の増加が顕著に見られるが, その後運転条件を厳しくしたにも関わらずシリンダー半径の増加は見られなかった。そのほかのリングが摺動する位置では, 100 時間運転後と 150 時間運転後の測定でほぼ等しい摩耗が見られる。0~50 時間までのシリンダー半径の増加量は G1,G2 に比べ M1,M2 の方が少なく, リング上死点位置における摩耗量も少ない。これは, メタノール燃料を用いたときの方が燃焼温度が低く, シリンダー壁面の油膜が高温高圧の上死点においても比較的油膜の保持がなされたためであると考えられる。また, G1 では 100~150 時間の運転でシリンダー中央からクランク室側で深く削れた跡が確認できる。

各図 STR6 方より, G1,G2 および M1,M2 とともに, セカンドリング上死点位置付近で最もシリンダー半径の増加が見られ, そこから下に移るにつれて増加が見られなくなる。また, リング下死点位置付近でもリング上死点位置付近ほどではないがシリンダー半径の増加確認できる。

III. STR3, STR7

図 2.22(c), 図 2.23(c), 図 2.24(c), 図 2.25(c) にはそれぞれ G1,G2,M1,M2 について, STR3 (冷却ファンがある掃気孔方向) と STR7 (冷却ファンがない掃気孔方向) の形状変化の立体図と平面図を示す。各図 STR3 方より, G1,G2 および M1,M2 とともに 0~50 時間までの運転でシリンダー半径は大きく増加する。特にリング上死点位置と下死点位置でシリンダー半径が増加している。G2,M1 ではほかの摺動方向測定位置に比べ 0~150 時間までの増加量は少ない。また, G1,M2 においては 50~150 時間までの摺動方向のシリンダー半径増加量は少ない。これは STR3 が冷却ファン側に位置しているため, ほかの測定位置よりシリンダー表面温度が低く, 油膜保持が比較的なされやすいためと考えられる。

各図 STR7 方より, G1,G2 および M1,M2 とともに 50 時間までの運転でシリンダー半径の増加が確認

第2章 実機運転における摩耗の進行

でき、特にリング上死点付近での増加量が多い。50 時間後以降の測定では、シリンダー半径の変化はほとんど見られず、STR3 と同様な摩耗形態である。また、M1,M2 の 0~50 時間までのシリンダー半径の増加量は G1,G2 に比べ少ない。

STR3, STR7 ではピストンおよびリングによる側圧が、スラスト側(吸気孔側)・反スラスト側(排気孔側)の測定位置に比べ低いため、全体のシリンダー半径の増加量も少なく、さらに掃気孔上部および下部の 150 時間運転終了後の角部は、給・排気孔の角部ほど丸みは帯びていない。

IV. STR4, STR8

図 2.22(d), 図 2.23(d), 図 2.24(d), 図 2.25(d) にはそれぞれ G1,G2,M1,M2 について、STR4 (セカンドリング合口部の反対方向) と STR8 (セカンドリング合口部方向) の形状変化の立体図と平面図を示す。各図 STR4 方より、G1,G2 に比べ M1,M2 の 0~50 時間までのシリンダー半径の増加量はすくなく、50~100 時間までと 100~150 時間までのシリンダー半径の増加量は、リングが摺動する位置で G1,G2 および M1,M2 に燃料による違いはあまり見られない。

STR8 方は図 2.22(d), 図 2.23(d)の平面図より G1,G2 では、STR4 と同様の傾向が見られる。しかし、G1 ではリング下死点付近でのシリンダー半径増加が定常状態にならず、むしろ徐々に増えていく傾向にある。一方、図 2.24(d), 図 2.25(d) の平面図より M1,M2 では STR4 に比べ、0~50 時間までのシリンダー半径の増加量は多く、M2 では、G1,G2 同様にリング下死点位置付近で 50 時間の運転後以降も、ほかの位置に比べ摩耗が進行している。

また、図 2.22(d), 図 2.23(d), 図 2.25(d)の立体図より G1,G2,M2 では、リング下死点位置より燃焼室側で表面が粗く削られたような摩耗が確認でき、時間の経過とともに激しさを増している。このような摩耗形態はトップリング合口部方向(STR2)では確認されず、セカンドリング合口部方向(STR8)でのみ確認できる。これは、STR2 の項でも述べたとおりトップリング摺動面にはクロムメッキが施されているが、セカンドリングは摺動面にテーパがあり、表面はパーカライジング処理のみであるために摩耗が増大したと考えられる。あるいは STR8 が冷却ファンの反対側に位置しており、壁面温度が STR2 に

第 2 章 実機運転における摩耗の進行

比べ高く、油膜保持が困難であるためであると思われる。シリンダー摺動面を見ると(図 2.22(d)・図 2.23(d)・図 2.25(d)参照)、この粗く削れた位置からリング下死点より下まで伸びた引き掻き傷が確認でき、この摩耗がピストンスカート部の角による影響であるとも考えられる。

第2章 実機運転における摩耗の進行

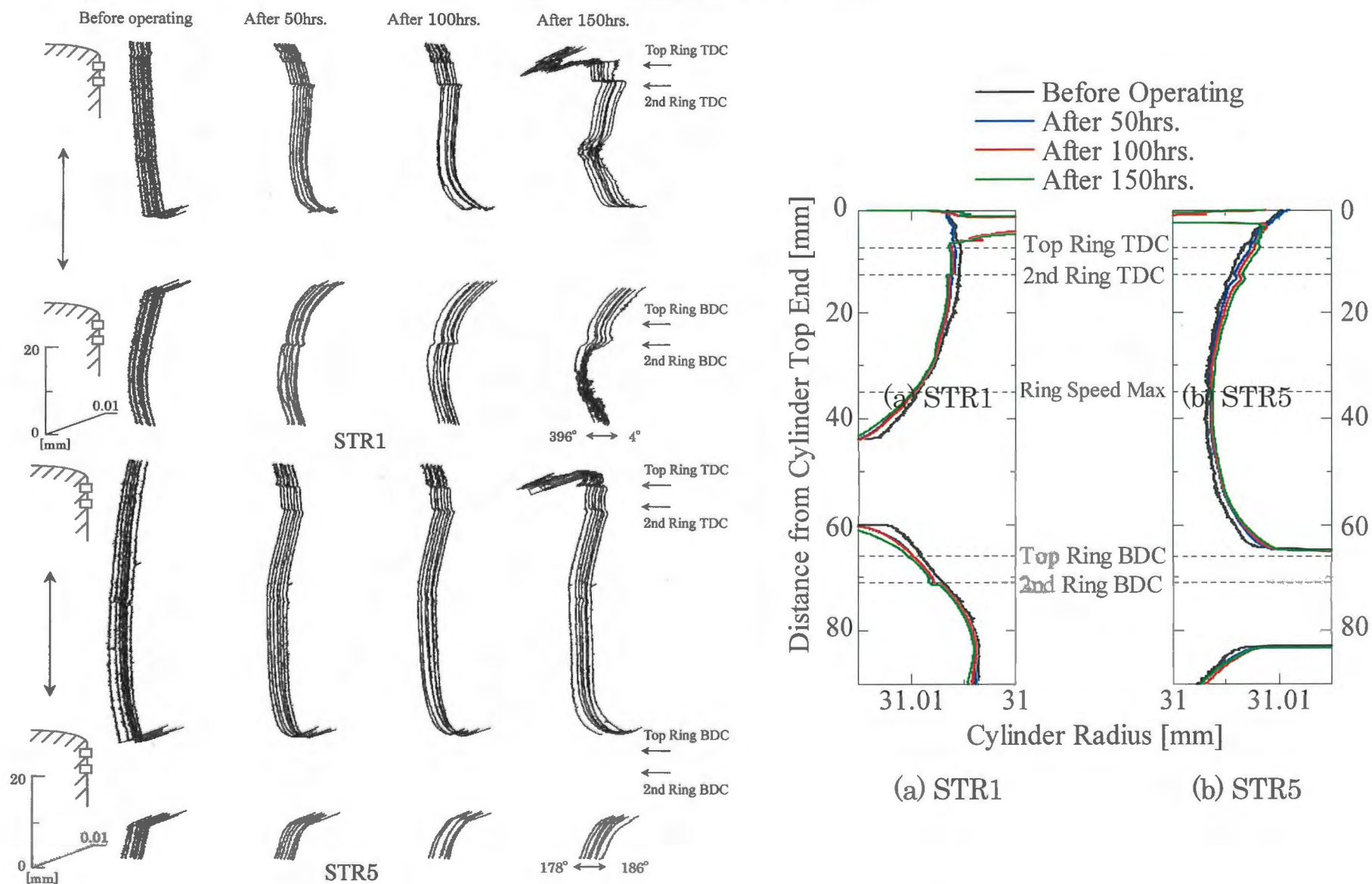


Fig.2.22(a) The three dimensional and plane form of cylinder G1 at STR1 and STR5

第2章 実機運転における摩耗の進行

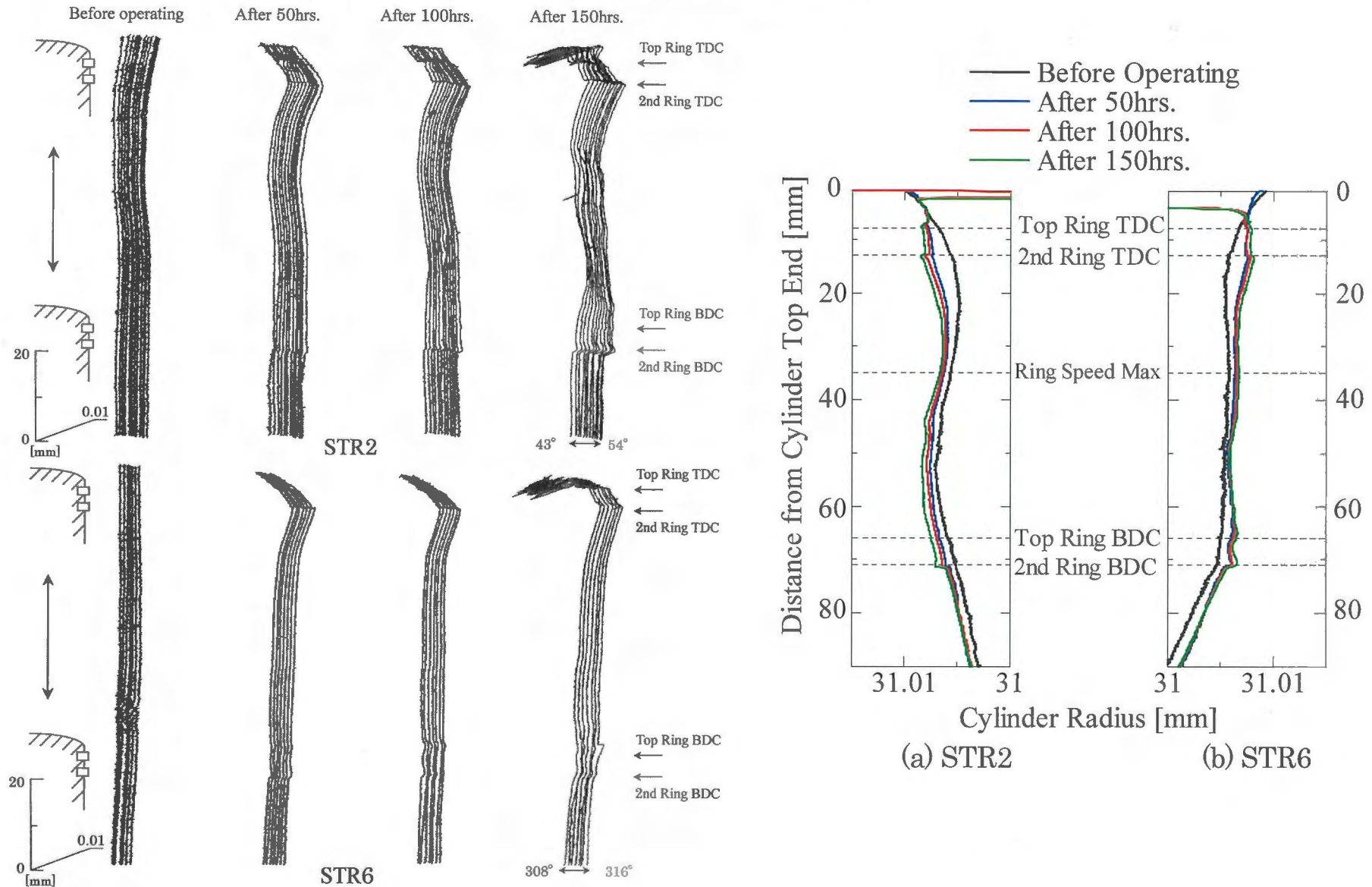


Fig.2.22(b) The three dimensional and plane form of cylinder G1 at STR2 and STR6

第2章 実機運転における摩耗の進行

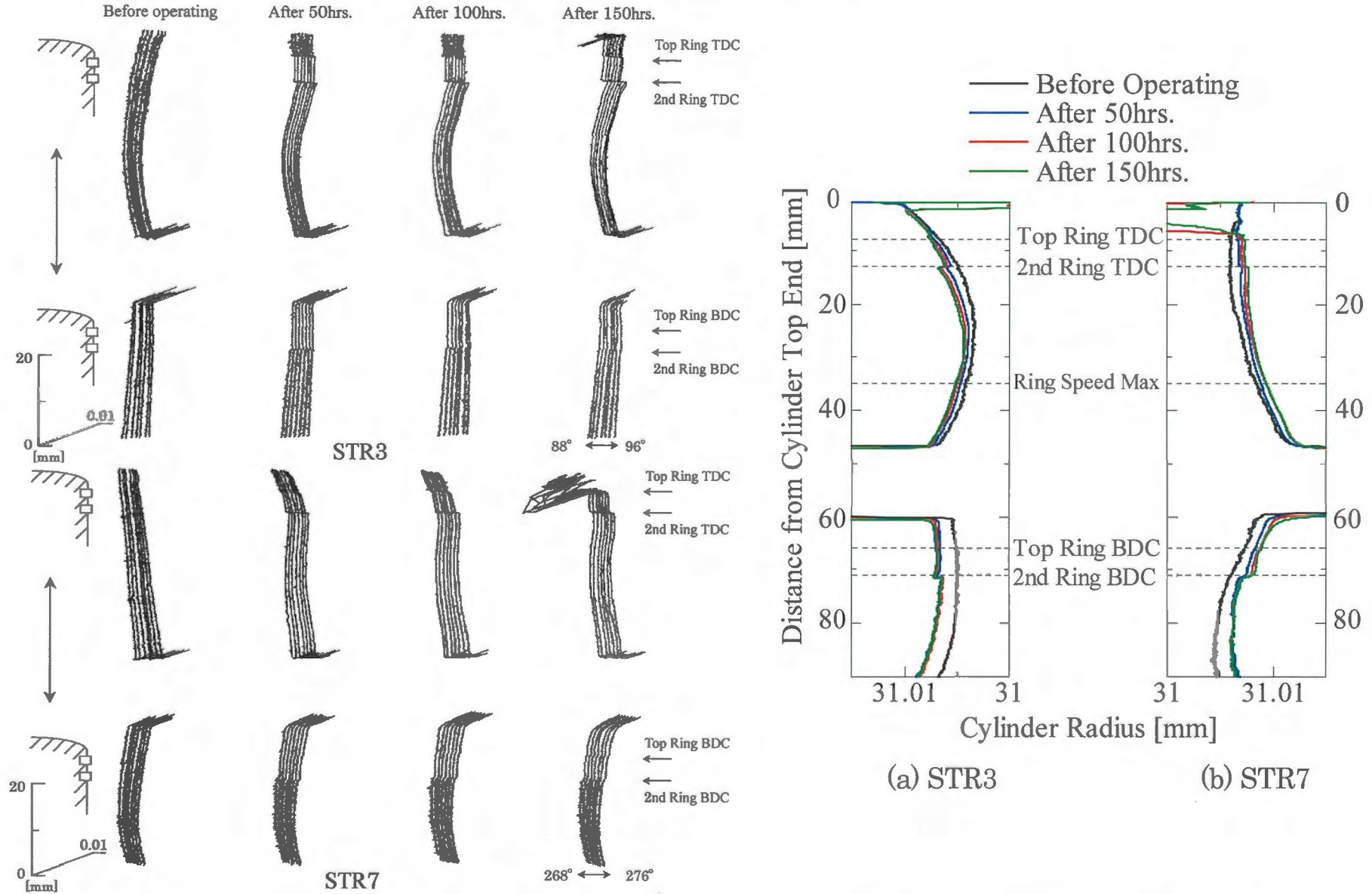


Fig.2.22(c) The three dimensional and plane form of cylinder G1 at STR3 and STR7

第2章 実機運転における摩耗の進行

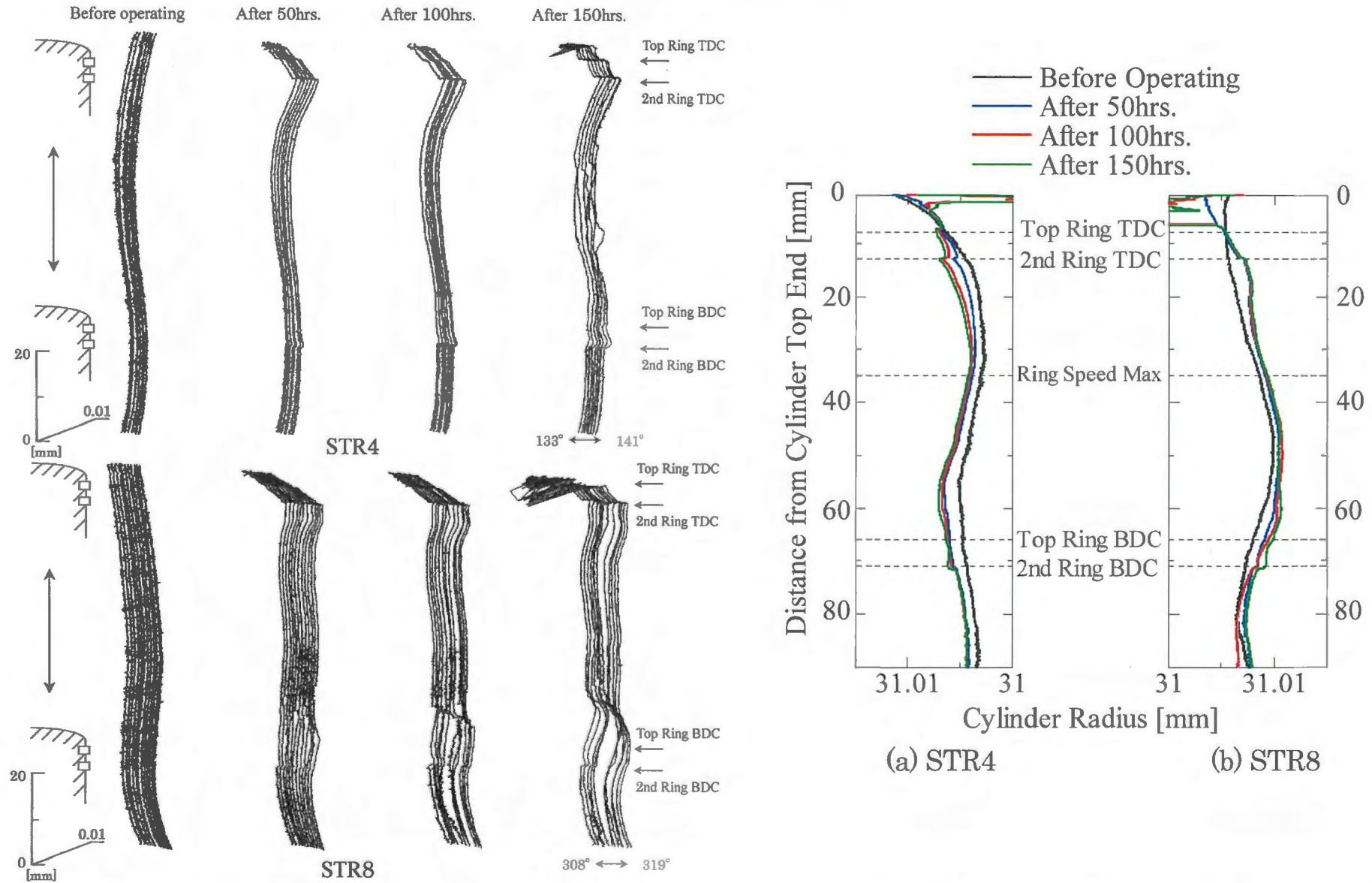


Fig.2.22(d) The three dimensional and plane form of cylinder G1 at STR4 and STR8

第2章 実機運転における摩耗の進行

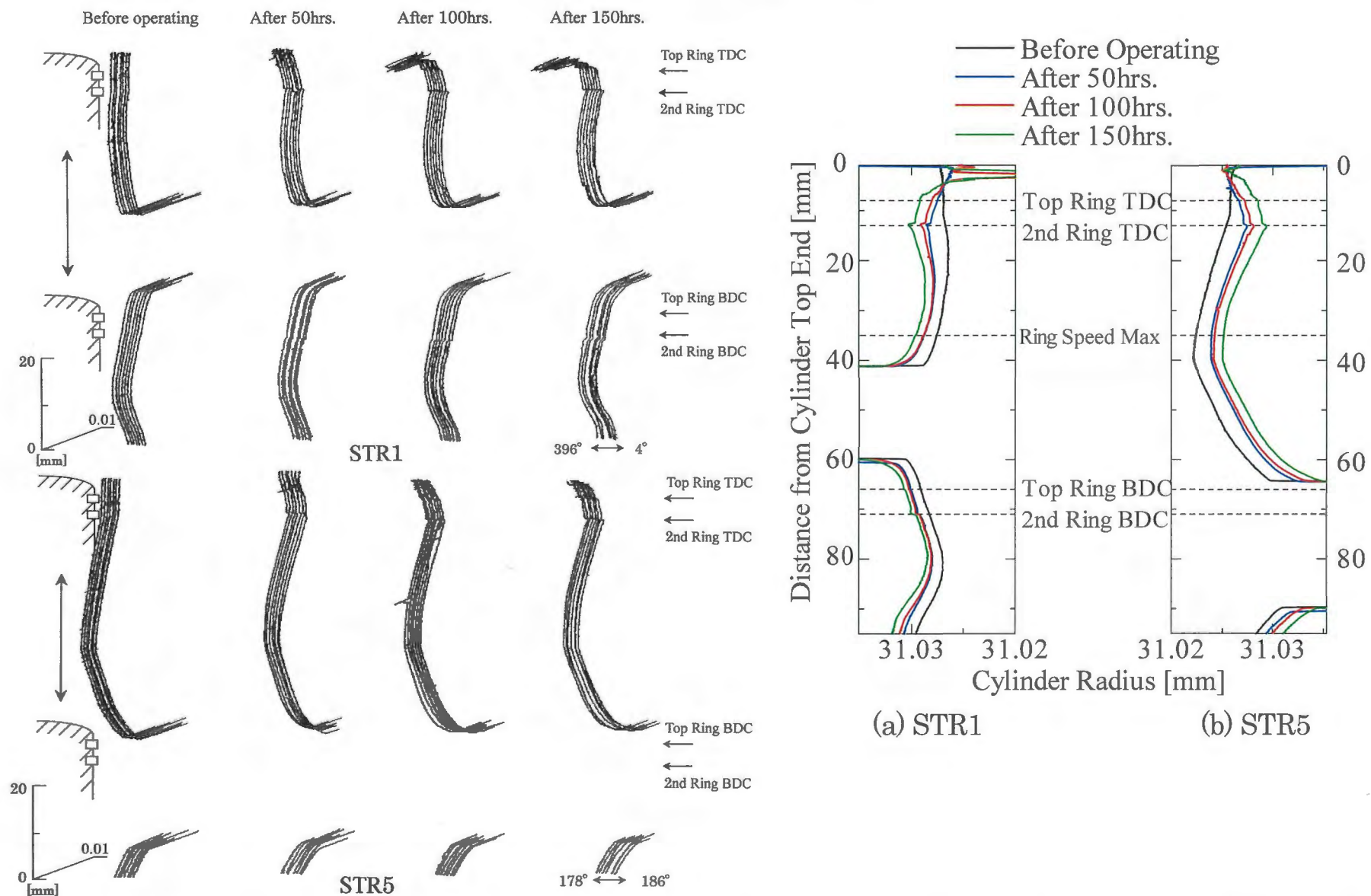


Fig.2.23(a) The three dimensional and plane form of cylinder G2 at STR1 and STR5

第2章 実機運転における摩耗の進行

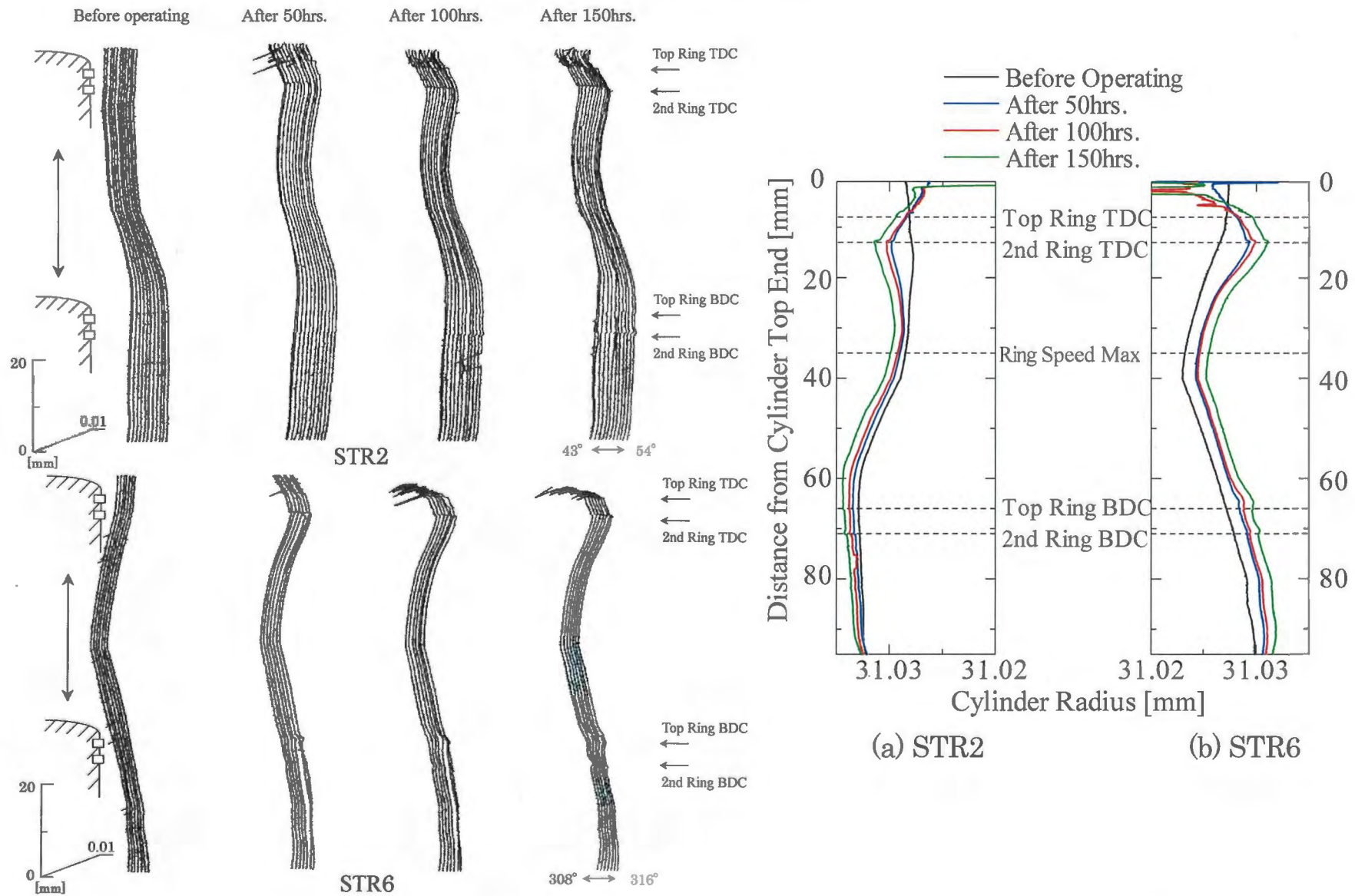


Fig.2.23(b) The three dimensional and plane form of cylinder G2 at STR2 and STR6

第2章 実機運転における摩耗の進行

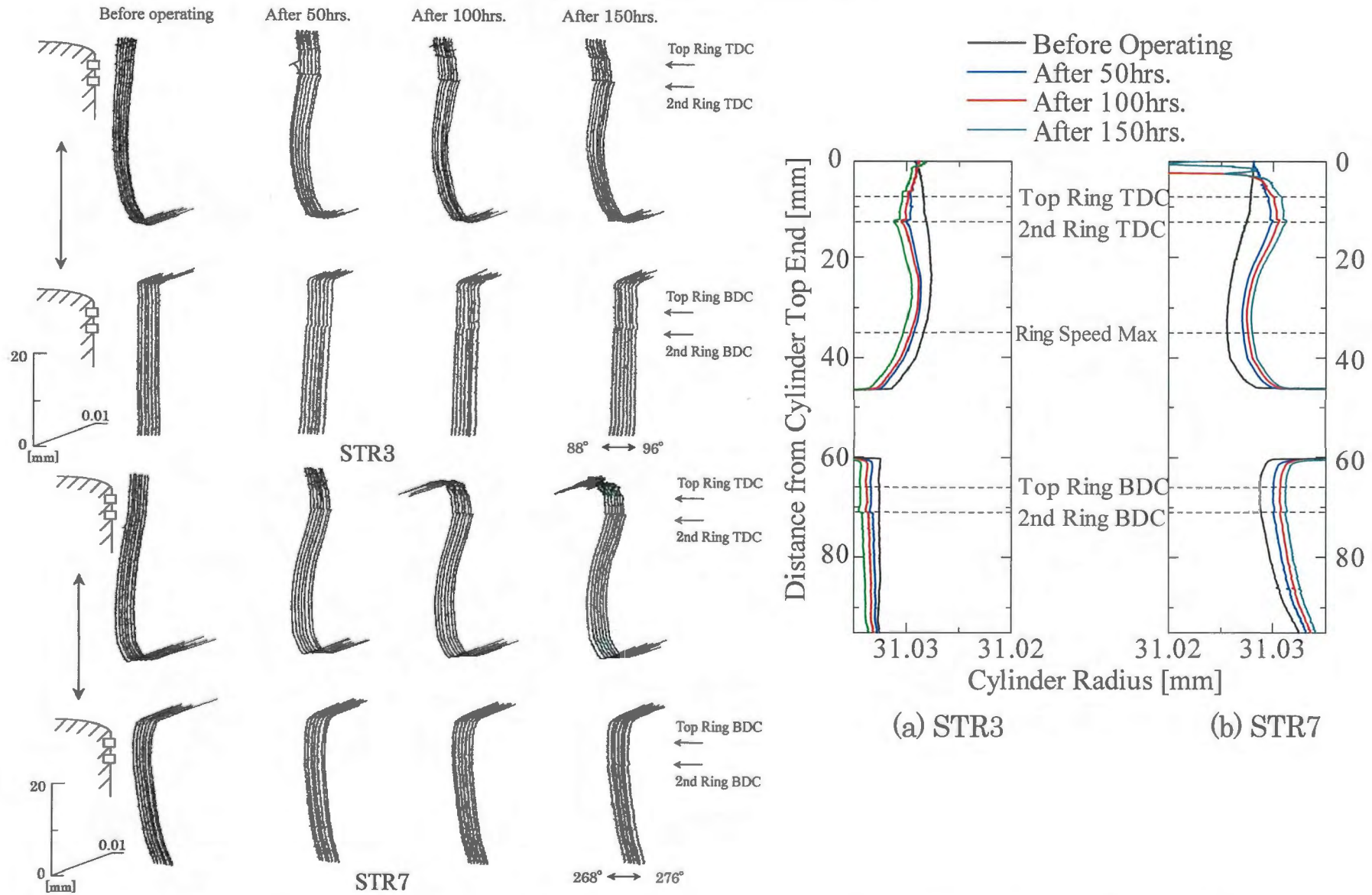


Fig.2.23(c) The three dimensional and plane form of cylinder G2 at STR3 and STR7

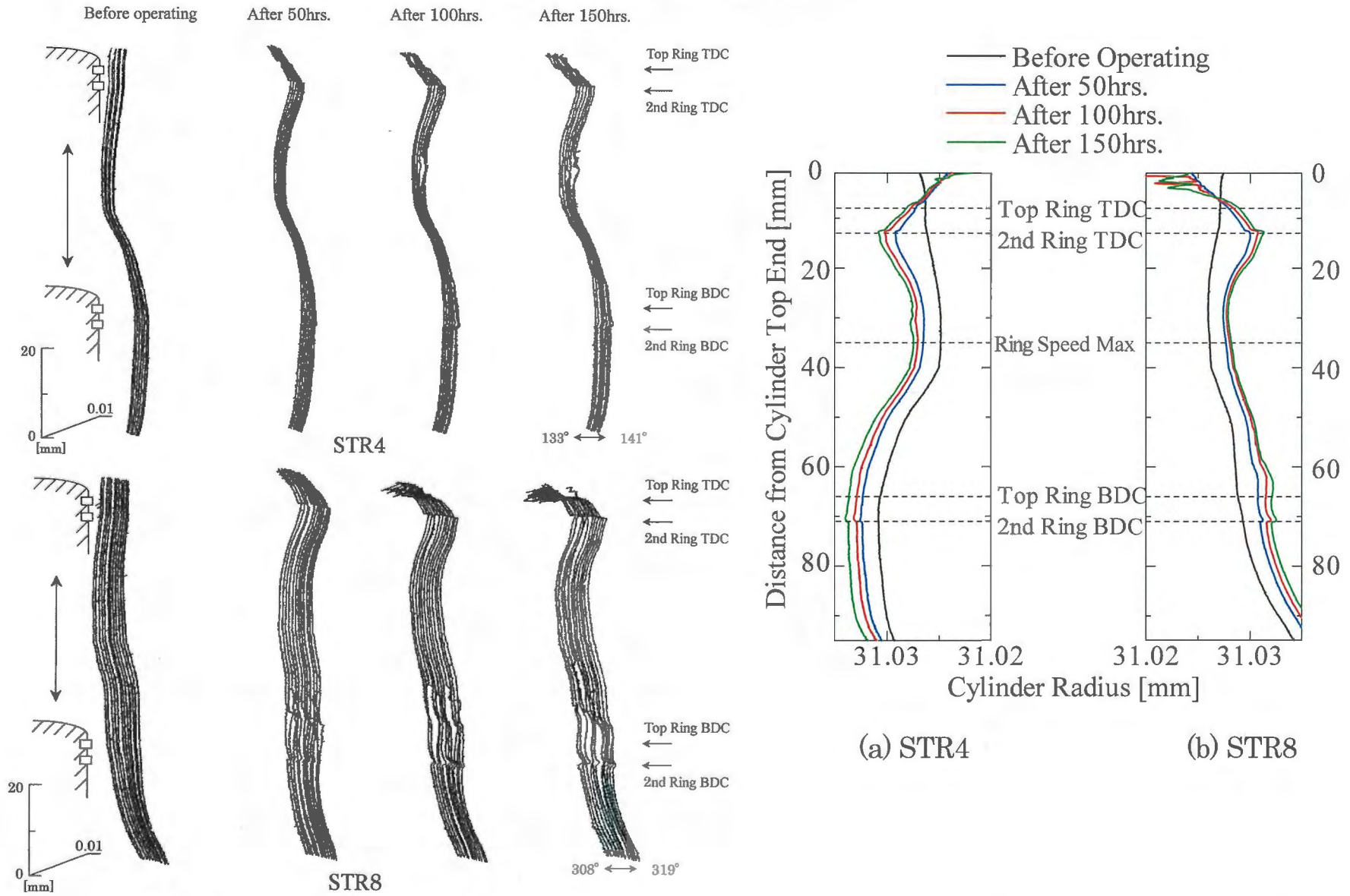


Fig.2.23(d) The three dimensional and plane form of cylinder G2 at STR4 and STR8

第2章 実機運転における摩耗の進行

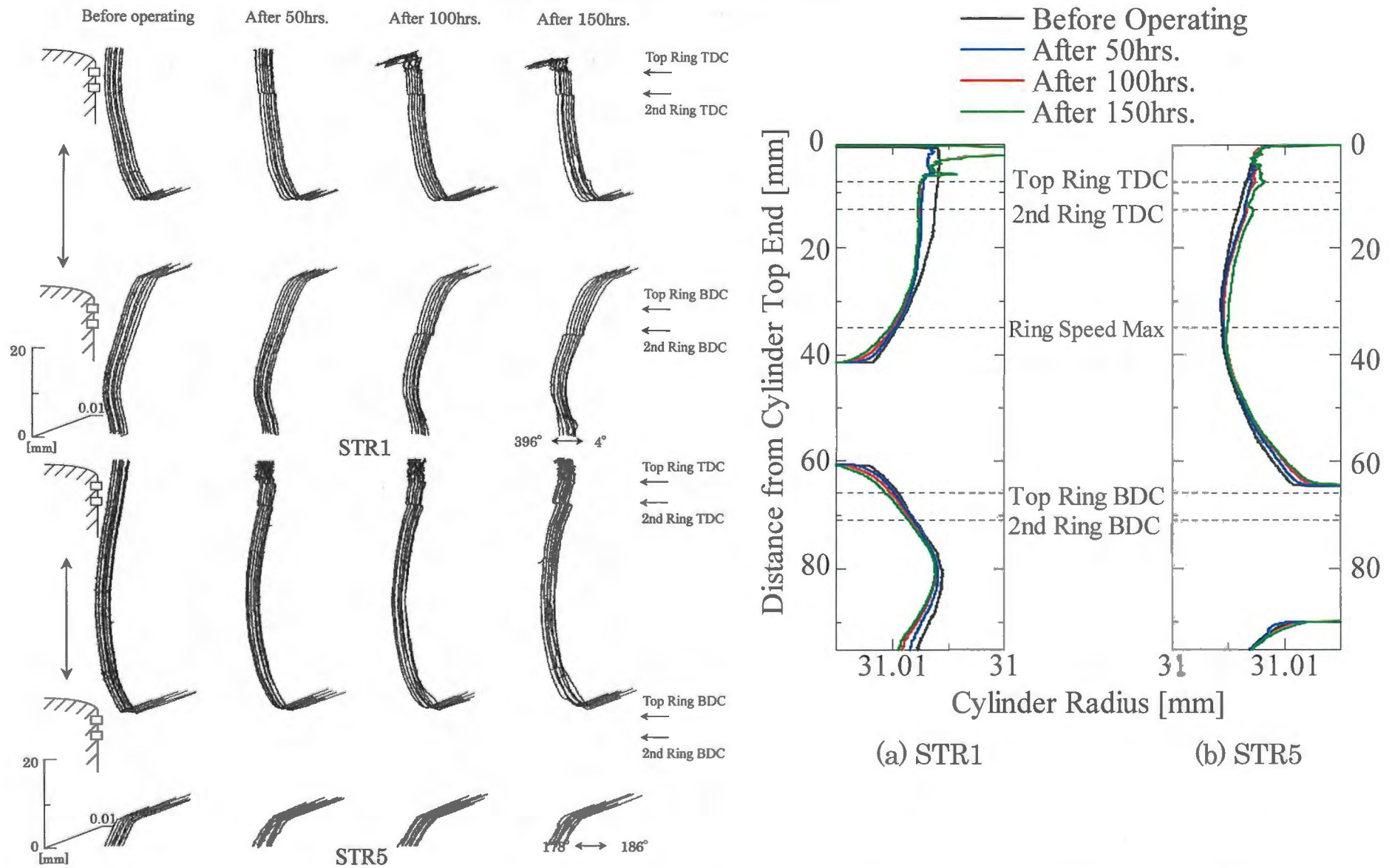


Fig.2.24(a) The three dimensional and plane form of cylinder M1 at STR1 and STR5

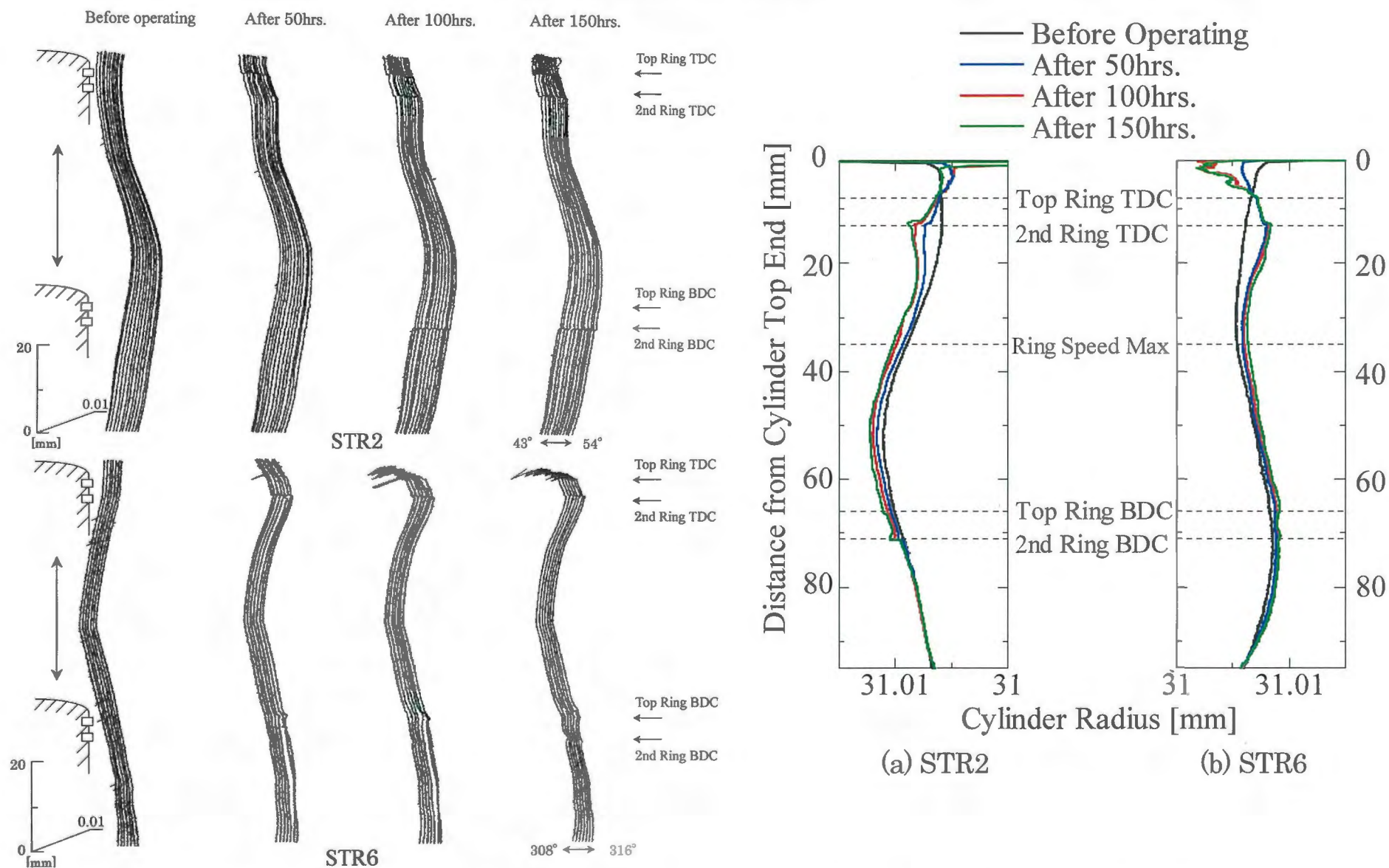


Fig.2.24(b) The three dimensional and plane form of cylinder M1 at STR2 and STR6

第2章 実機運転における摩耗の進行

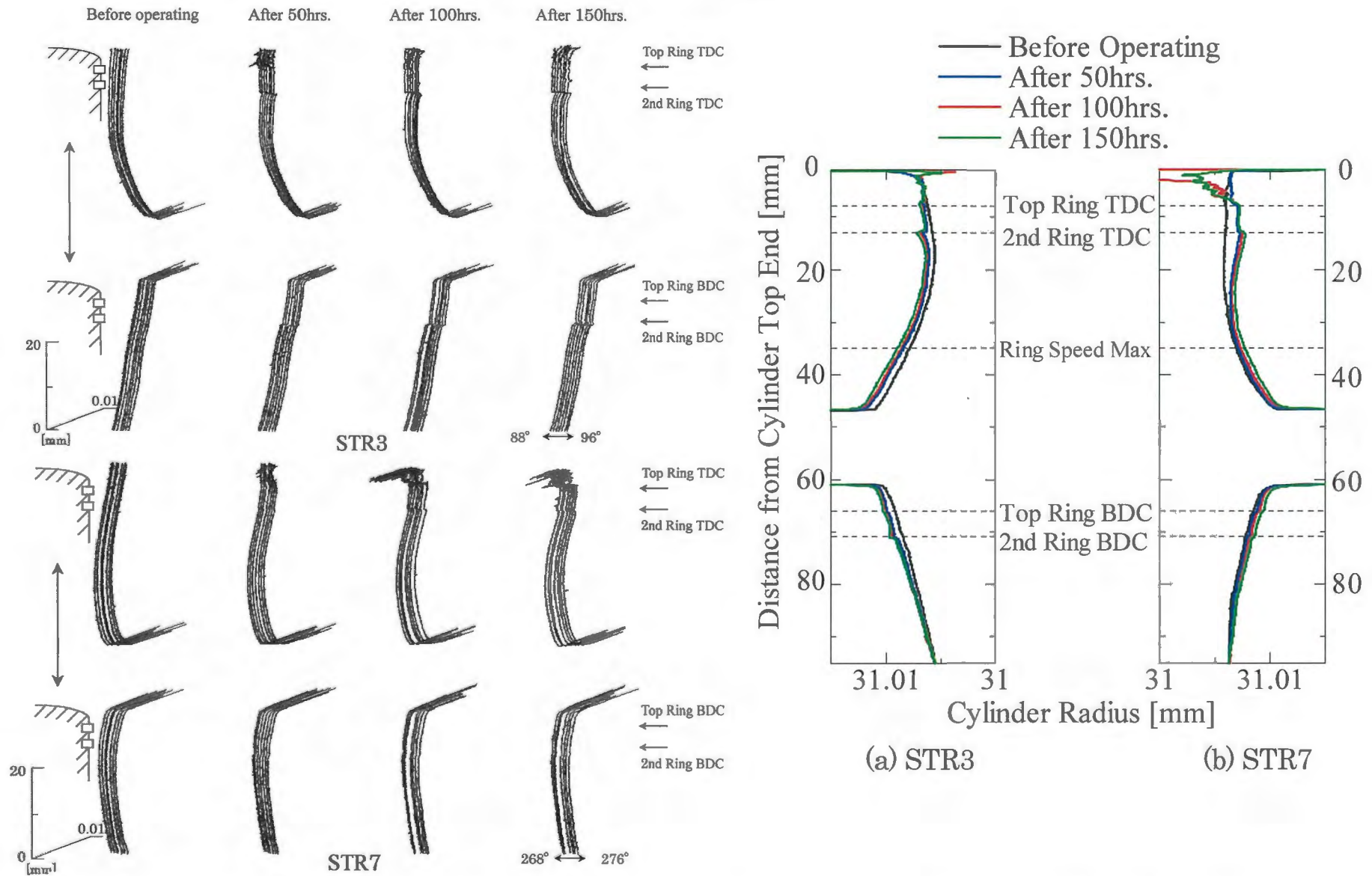


Fig.2.24(c) The three dimensional and plane form of cylinder M1 at STR3 and STR7

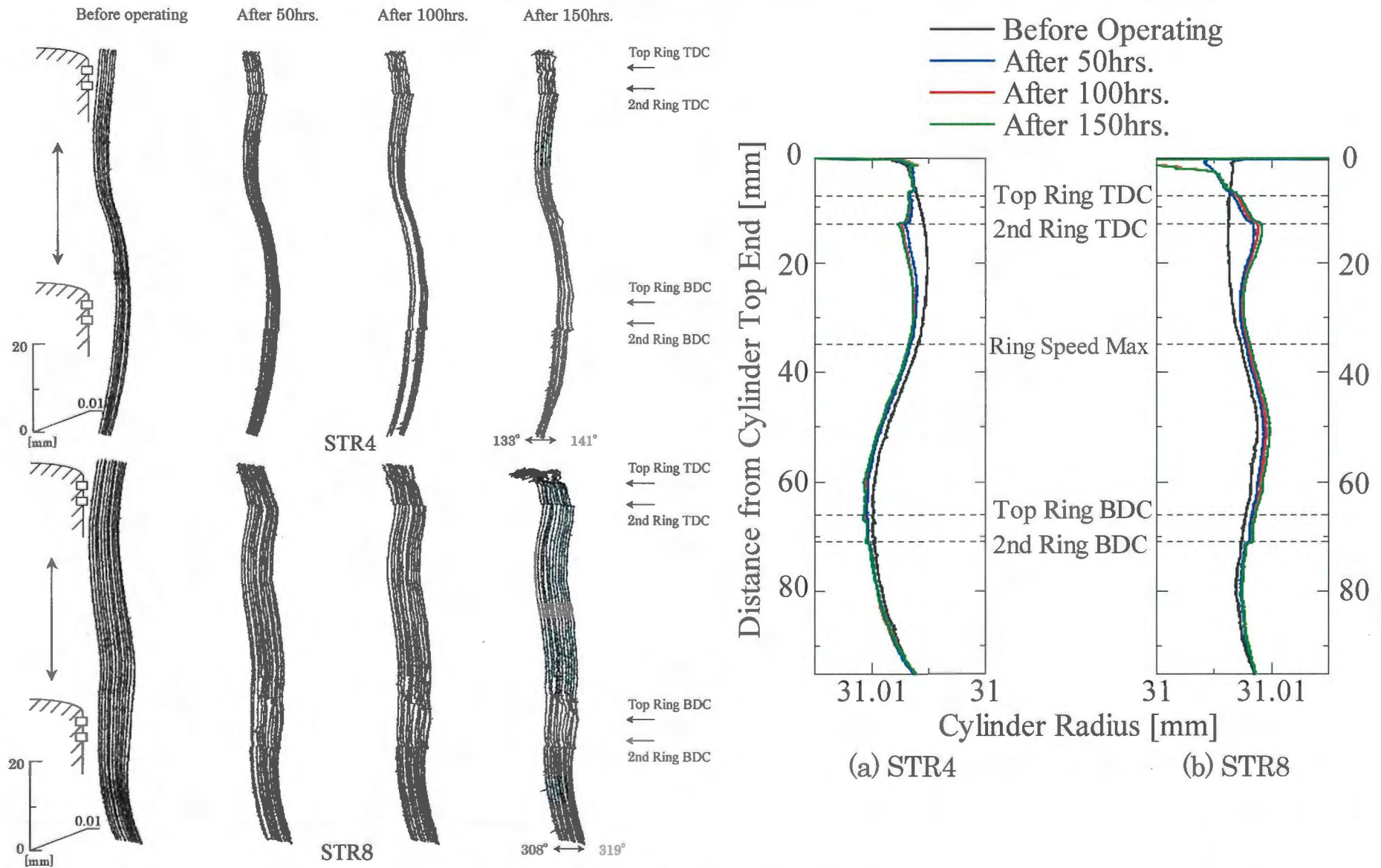


Fig.2.24(d) The three dimensional and plane form of cylinder M1 at STR4 and STR8

第2章 実機運転における摩耗の進行

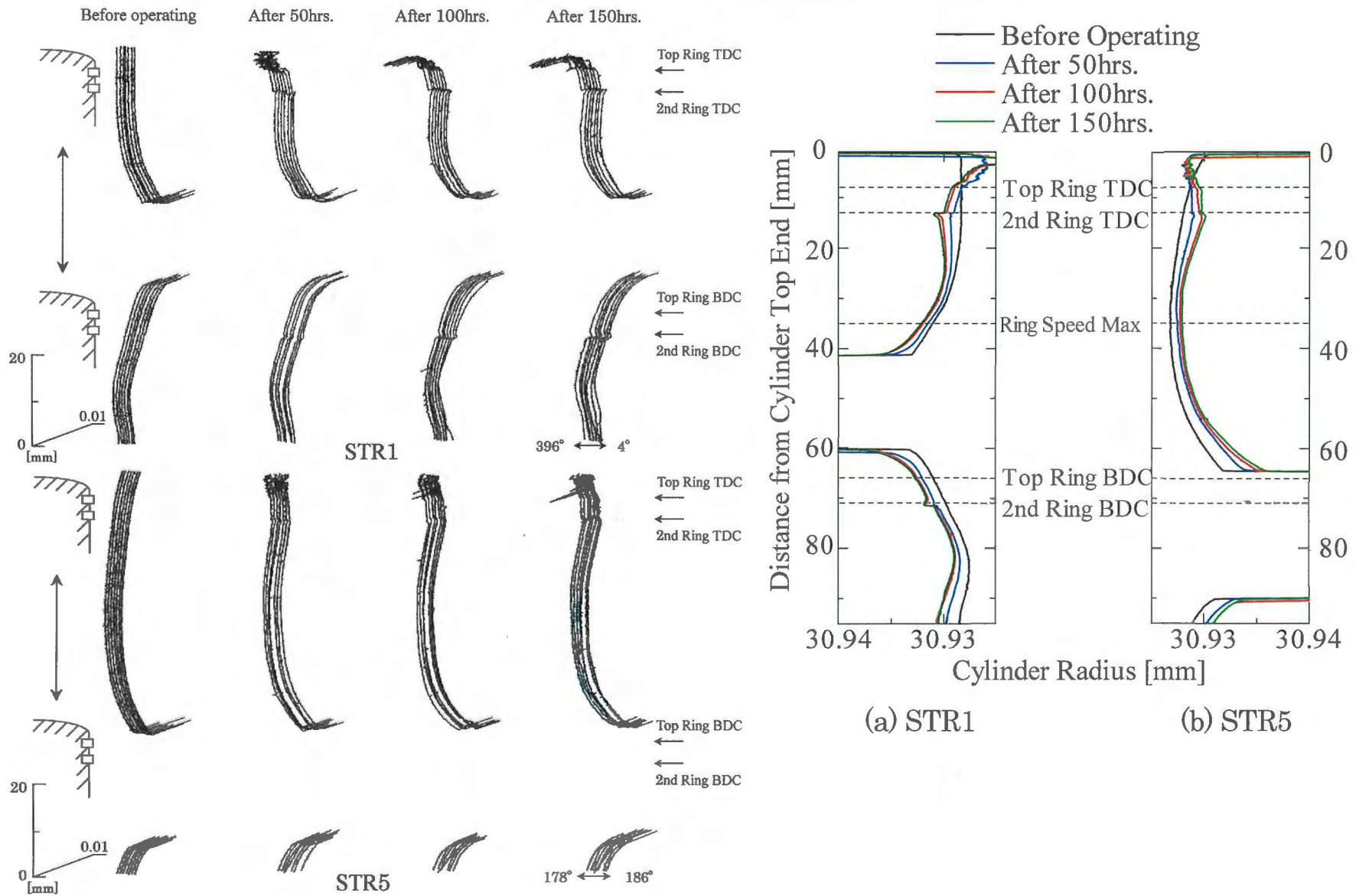


Fig.2.25(a) The three dimensional and plane form of cylinder M2 at STR1 and STR5

第2章 実機運転における摩耗の進行

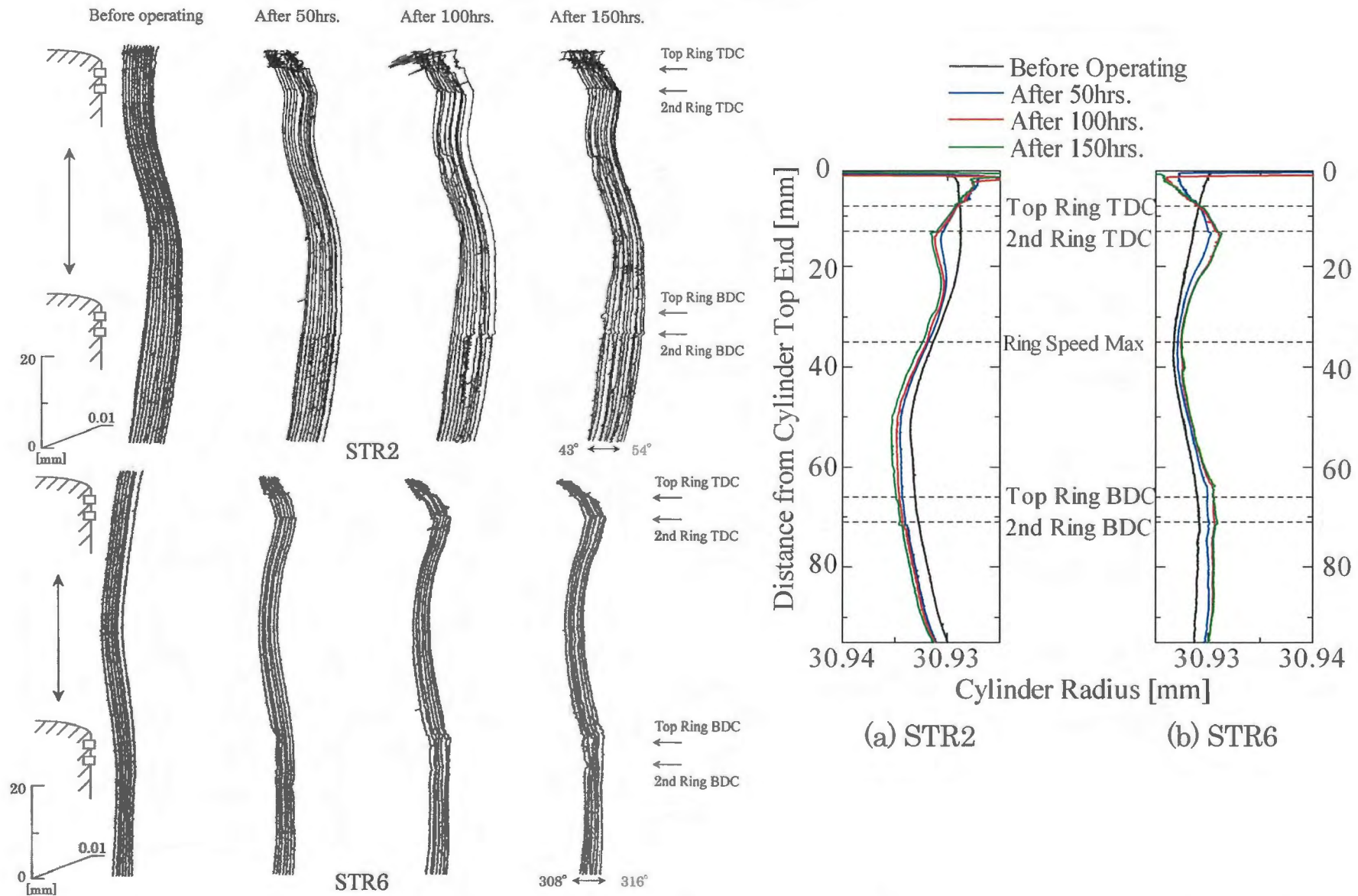


Fig.2.25(b) The three dimensional and plane form of cylinder M2 at STR2 and STR6

第2章 実機運転における摩耗の進行

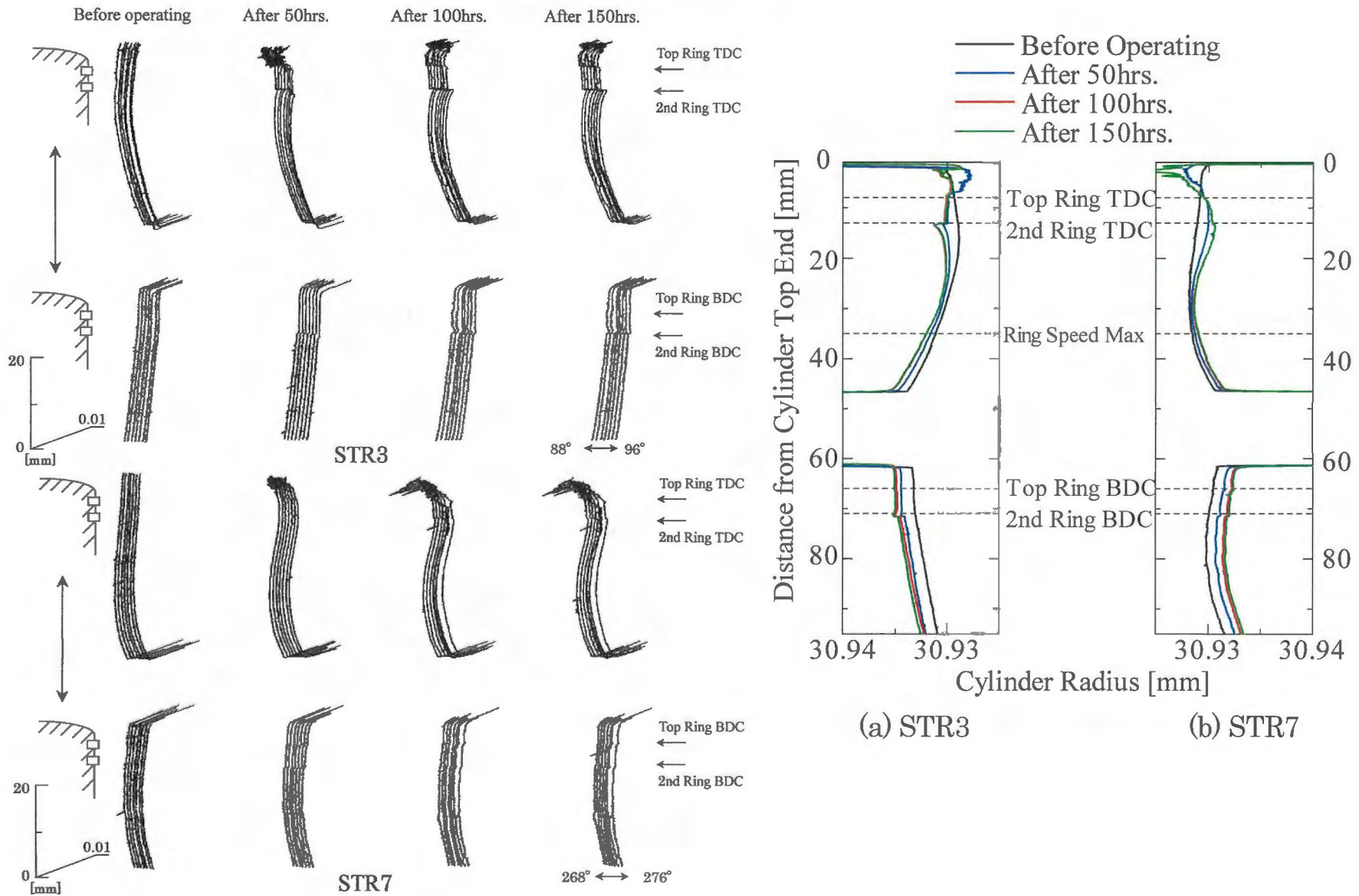


Fig.2.25(c) The three dimensional and plane form of cylinder M2 at STR3 and STR7

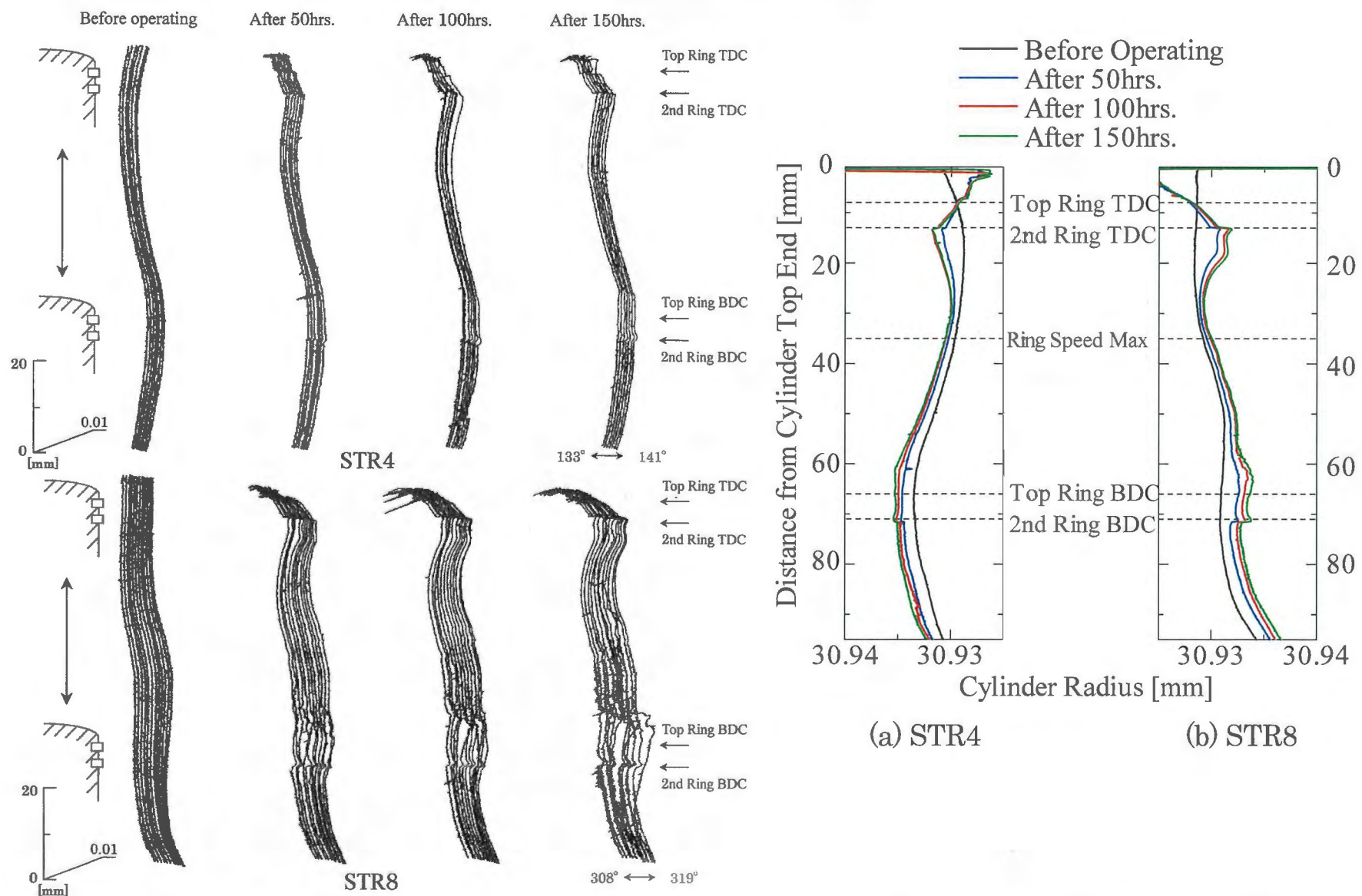


Fig.2.25(d) The three dimensional and plane form of cylinder M2 at STR4 and STR8 102

2.3.2 シリンダー形状変化のまとめ

a) シリンダー初期形状について

すべての円周方向のシリンダー初期形状について RND1, RND2 では真円に近い形となっているが、排気孔、掃気孔に近くなるに従い、ポートのある方向に半径は広がり、逆にポートのない部分は半径が小さくなる傾向がある。

b) シリンダーの摩耗形態

これまで、2.3.1 項で円周方向と摺動方向のシリンダー形状変化の結果について述べてきた。各機関において燃料の違いによらず、以下に述べるような共通の摩耗形態が見られた。

本実験では、給・排気孔方向のシリンダー中央部において摺動方向のアブレイブ摩耗と思われる傷が多く確認でき、さらに、給・排気孔上下付近では大きな摩耗が見られる。これは、給気孔がスラスト側、排気孔が反スラスト側にあるため、膨張行程のときスラスト側、圧縮行程のとき反スラスト側がピストンに押し付けられるため側圧が高くなり摩耗が生じたと考えられる。また摺動速度の遅くなるリング上死点位置・下死点位置で摩耗が顕著に現れている。これは、リング上死点位置・下死点位置付近では、摺動速度が遅くなるため油膜厚さが薄く、スティックスリップが発生しやすく、さらに上死点では高温の燃焼ガスにさらされ、高圧になるため油膜保持が難しくなり境界潤滑になり易く、摩耗が増加したものと考えられる。これらの結果は、これまでガソリン燃料で行ってきた実験結果⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾とも一致する傾向である。

以下に時間経過ごとの摩耗形態について述べる。

① 0～50 時間まで(初期摩耗段階)

シリンダー初期表面にあるホーニング痕は潤滑油溜まりとして機能し、シリンダーとリングおよびピストンとの初期なじみをよくする⁽¹⁹⁾。ホーニング痕のあたり点がリングおよびピストンの摺動によって塑性変形、加工硬化あるいは凝着摩耗によって真の接触面積が増え、徐々にあたり点の接触圧力、温度が低下する。ホーニング痕が取り除かれると多量の摩耗粒子が発生し、アブレイブ摩耗を引き起こすと考えられる。

② 50～100 時間まで(定常摩耗段階)

50～100 時間までの運転でシリンダーとリングおよびピストンの摺動面は十分になじみ、真の接触面積が増え、摩耗率は減少する。しかし、スラスト側(吸気孔側)、反スラスト側(排気孔側)ではピストンの側圧が高くなり、摩擦係数が増大する。さらに、排気孔側では既燃ガスの通過によってシリンダー壁面の温度が上昇し、油膜保持が困難となり摩耗が見られる。

③ 100～150 時間まで(定常摩耗段階)

100～150 時間までに見られた摩耗要因に加え、さらにピストンクラウンおよびトップランドに CCD による摩耗への影響が見られるようになる。リング溝に多量の CCD が付着するとリングのこう着が起き、シリンダーとリング間のシーリング作用が低下し、CCD のかみ込みによる摩耗増大、ピストンの温度上昇を生じる⁽¹³⁾。

c) 燃料による摩耗量の違い

G1,G2 に比べ M1,M2 では 0～50 時間までの摩耗量が少ないが、50～100 時間までの摩耗量の差はあまり見られない。0～50 時間までのリング上死点位置におけるシリンダー半径の増加量は G1,G2 に比べ M1,M2 の方が少ない。これは、メタノール燃料を用いたときの方が燃焼温度が低く、シリンダー壁面の油膜が高温高圧の上死点においても比較的油膜の保持がなされたためであると考えられる。しかし、0～50 時間までは初期摩耗期間と考えられ、シリンダーとリングおよびピストンとの初期なじみ性にもよるとも考えられる。

M1 では排気孔側で融着摩耗が見られた。これは、排気孔側の潤滑条件が厳しいということに加え、G1,G2,M2 に比べ多量に潤滑油を供給したため、シリンダー内に過剰供給される形となり、ピストントップランドやトップリングのリング溝に CCD が多く付着したことで潤滑作用に大きく影響したと考えられる。一方、M2 では回転数あたりの潤滑油供給量は G1,G2 と同量であったため、トップランドへの CCD 堆積量は G1,G2 同じくらいで、M1 に比べ潤滑油消費量を抑え、出力低下、機関の損傷もなく運転ができたと思われる。

よって、メタノール燃料を用いて運転を行う際は、メタノール燃料と潤滑油の混合比を 25:1 よりも

小さくすることで、摩耗量もガソリンと同等に運転が可能であることが分かった。

2.3.3 ピストンリングの摩耗特性

図 2.26(a), 図 2.27(a)にはガソリンで運転を行った G1, G2 について、また、図 2.26(b), 図 2.27(b)にはメタノール燃料で運転を行った, M1, M2 について、各測定位置におけるトップリング、セカンドリングの摩耗量を示す。なお、摩耗量はリング摺動面につけたビッカース痕の実験前後の深さを測定することによりその減少量として評価する。各図中の左には上部ビッカース痕、右には下部ビッカース痕の摩耗量を示している。また、トップリングにおける D2 方向、セカンドリングにおける D8 方向にはそれぞれリング合口部があるため、摩耗量の評価はしていない。

実験に用いたリングは富士重工製の純正部品である。トップリングはパーカライジング処理を施した後、摺動面にのみクロムメッキ加工を施している。また、セカンドリングはパーカライジング処理のみである。パーカライジング処理は油膜の保持およびシリンダーとのなじみを良くし、クロムメッキは高温高压に耐え摩耗を少なくするという利点がある。ピストンにはリングの合口部が給気孔や排気孔に引っかかるとリングを破損するため、回り止めピンが付いている。そのため、4 サイクル機関のようにリング運転中に自由に回転することは無い。

a) トップリング

図 2.26(a)より G1 では、150 時間までの運転で上部・下部ともに D6~D8 で大きな摩耗が見られ、上部と下部の摩耗傾向はほぼ同じである。これは、D6~D8 方向は冷却ファンの反対側に位置しているため、他の方向より冷却効率が悪く、シリンダー表面温度が上昇し、油膜保持が行われにくくなるため、摩耗量が増加したものと考えられる。一方 G2 では、0~50 時間までの運転で多く摩耗し、その後の摩耗量は次第に少なくなっている。これは、0~50 時間までの運転でシリンダーとリングのなじみ摩耗が終了し、定常摩耗の段階に達したためと推察される。G1 は上部・下部共に各測定位置における 0~150 時間までの平均の摩耗量は最も少なく、上部 $2.29\text{ }\mu\text{m}$ 、下部 $2.71\text{ }\mu\text{m}$ である。一方 G2 は最も多く、上部 $6.39\text{ }\mu\text{m}$ 、下部 $7.69\text{ }\mu\text{m}$ である。しかし、初期摩耗領域を考えられる 0~50 時間までの摩耗量を考慮に入れず、

第2章 実機運転における摩耗の進行

50~150 時間までの摩耗量を算出すると、G1 は上部 2.03 μm 、下部 2.42 μm 、一方 G2 は上部 2.50 μm 、下部 2.16 μm であり、あまり差は見られず、下部においては G1 より G2 の方が平均の摩耗量は少ないという結果になった。G1, G2 の 50 時間の運転終了後までの摩耗量の差は、トップランドに付着した CCD の量と関係があると考えられる。

図 2.26(b)より、M1 では各測定箇所での摩耗量にばらつきが見られる。各測定位置の 150 時間までの平均の摩耗量は G1(上部 : 2.29 μm 、下部 : 2.71 μm)に比べ、M1(上部 : 3.97 μm 、下部 : 3.49 μm)の摩耗量が大きくなっている。このことから、M1 の D6~D8 方向では CCD の生成される温度域になり、リング溝に CCD が生成されることにより本来はリング溝内で自由状態でなければならないものが拘束され、リングがシリンダーに押し付けられる状態となりリングとシリンダーの接触する時間が多くなり、上部・下部ビッカース痕位置で摩耗が進行したものと考えられる。また、M2 では M1 と同様に各測定箇所での摩耗量にばらつきが見られ、D6~D8 方向で大きな摩耗が見られる。

b) セカンドリング

図 2.27(a)、図 2.27(b)よりトップリングよりセカンドリングの摩耗量が多いことがわかる。これはトップリングの摺動面にクロムメッキ加工が施されており、耐摩耗性が向上していることや、このクロムメッキ加工の摩耗粉がセカンドリングの摺動面に入り込み(図 2.28)、セカンドリングのアブレイシブ摩耗の原因になったからだと考えられる。また、セカンドリングでは上部よりも下部の方が摩耗量が多いことがわかる。これはセカンドリング摺動面にテーパがあり、上部よりも下部の方がリングの張力によりシリンダーに押し付けられる力が強く、摩耗が促進されたためであると考えられる。

図 2.27(a)より G1 では、運転時間が増すごとに摩耗量が増えていく傾向にある。G2 では、上部は 0~50 時間までの運転で摩耗が顕著にみられ、その後の運転では 0~50 時間までの摩耗量に比べると少量だが摩耗が確認できる。下部では 0~50 時間、あるいは 50~100 時間までで大きな摩耗が見られ、100~150 時間ではほとんど摩耗が確認できない。このことから、G2 では 0~100 時間までの運転で初期摩耗から定常摩耗に移行するものと考えられる。

図 2.27(b)より M1 では、トップリング同様に摩耗量にばらつきが見られる。上部では 0~50 時間まで

第 2 章 実機運転における摩耗の進行

で大きな摩耗が見られ、下部では 0~50 時間、あるいは 50~100 時間までで大きく摩耗する。また、D1, D2 方向において 100~150 時間の運転で大きな摩耗が確認できるが、これは先に 2.3.1 の a) 項で述べたように 100~150 時間の運転中に排気孔方向に融着摩耗が確認されたため、排気孔方向に位置する D1, D2 でも摩耗量が増加したものと考えられる。M2 では、上部では 0~50 時間までの運転で大きく摩耗し、その後 50~150 時間までほとんど摩耗しない。下部では 0~50 時間までと 50~100 時間までの摩耗量はほぼ同じで、100~150 時間までの摩耗量は D1, D2 方向を除き少なくなっている。これは、排気孔側(D1, D2)では壁面温度が高く潤滑条件が厳しい状態にあることから摩耗が進み、その他の位置では定常摩耗の段階に達したものと思われる。また、M2 に用いた場合、ガソリンに比べ多量の燃料供給があり、シリンダー壁に存在する潤滑油分はガソリンの場合よりも少ないと考えられる。

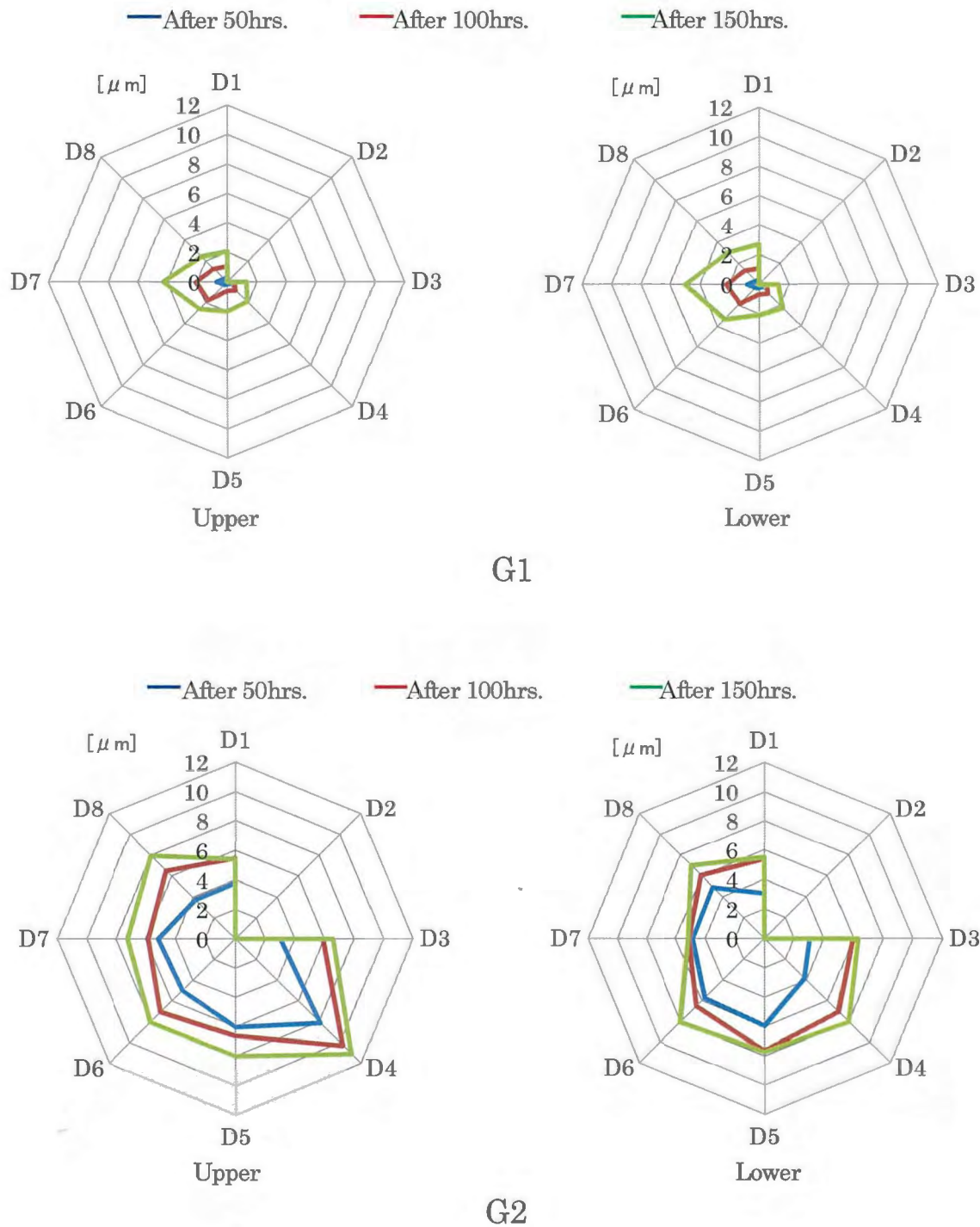


Fig.2.26(a) The amount of top ring wear for every direction when using gasoline fuel

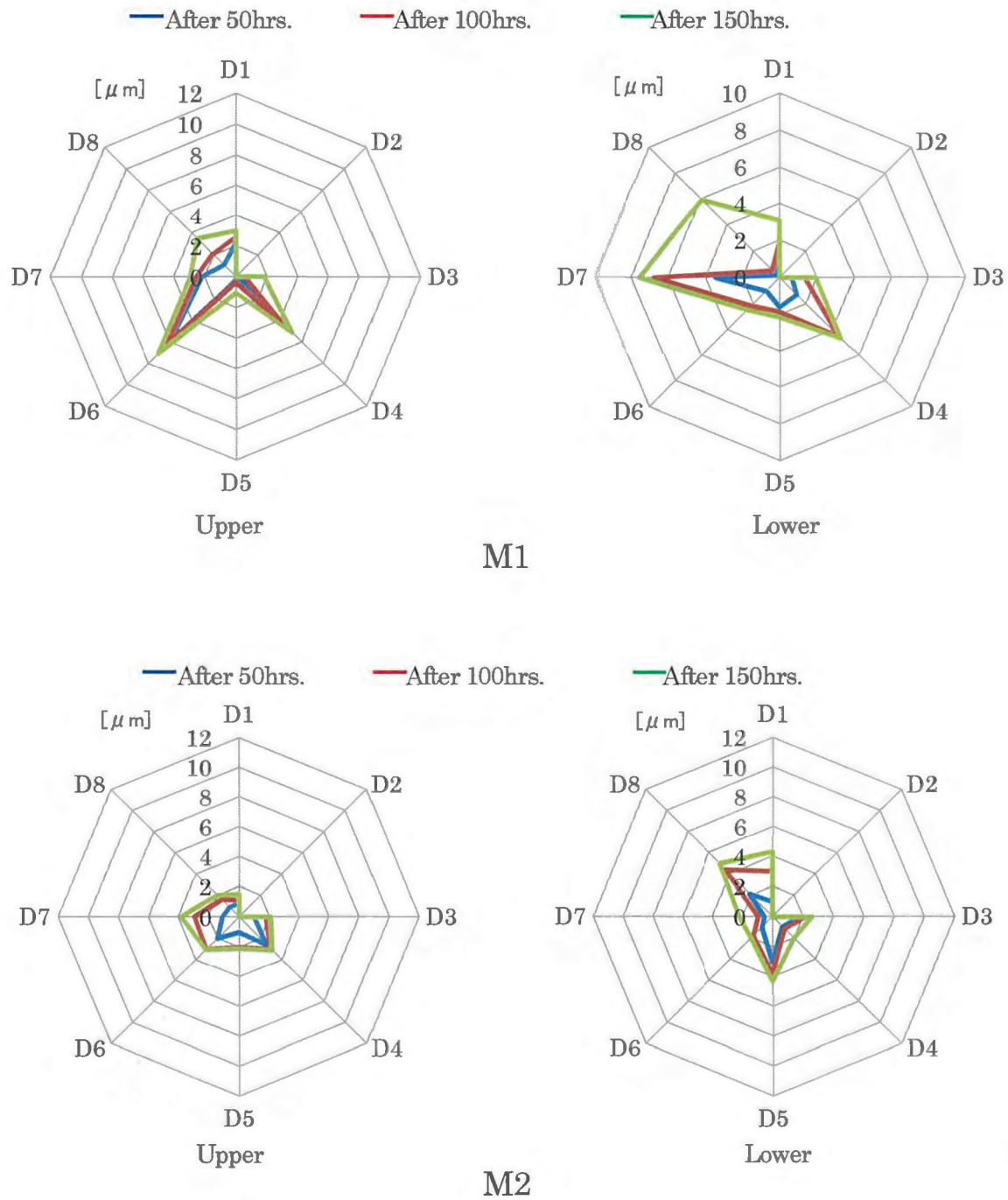


Fig.2.26(b) The amount of top ring wear for every direction when using methanol fuel

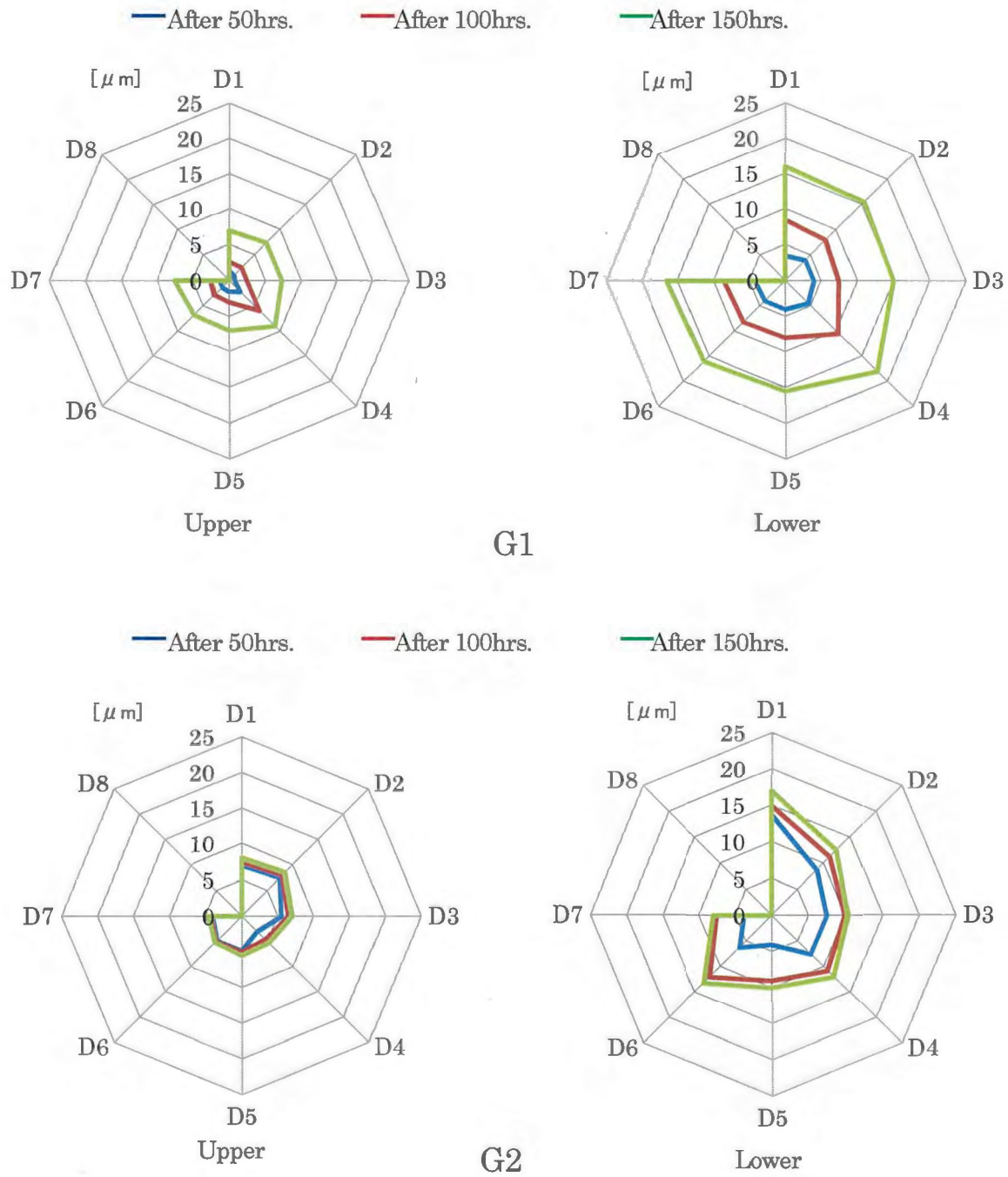


Fig.2.27(a) The amount of second ring wear for every direction when using gasoline fuel

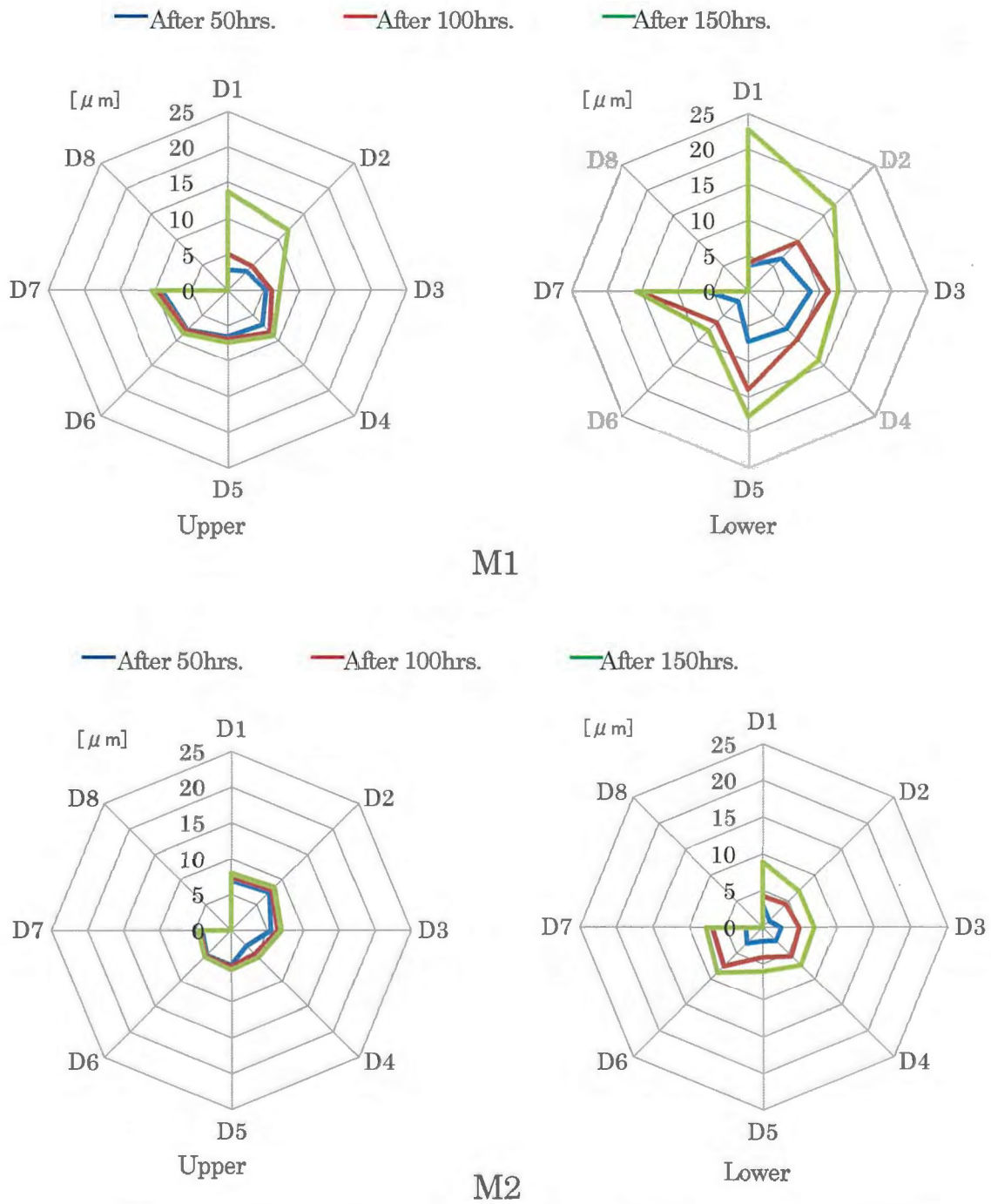


Fig.2.27(b) The amount of second ring wear for every direction when using methanol fuel

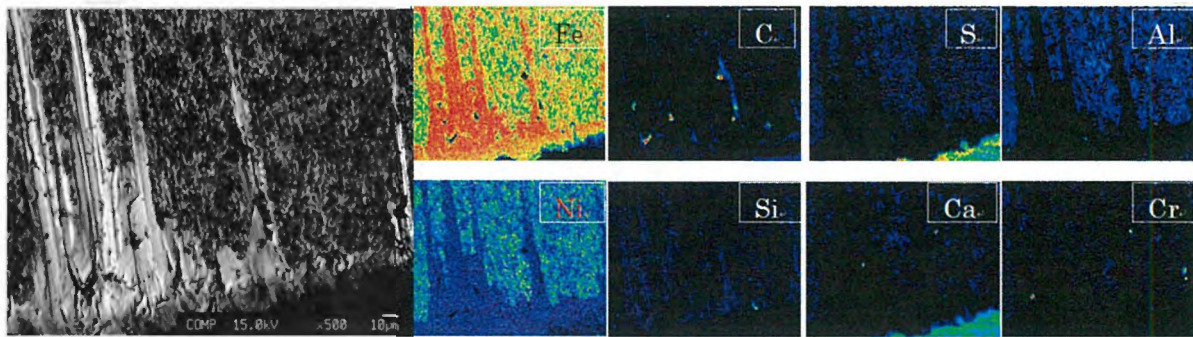


Fig.2.28 Chemical element analysis on cylinder M1 at RND4 to STR1 using EPMA

2.4 結言

ガソリン燃料およびメタノール燃料を用いたときの2ストローク機関におけるシリンダーおよびピストンリングの摩耗への影響について、実機を用いた実験を行った結果、以下のような知見を得た。

- (1) シリンダーのリング上死点位置付近ではピストン摺動速度が低下するため油膜厚さが薄くなり、かつ高温・高圧の燃焼ガスにさらされるため境界潤滑になりやすく、摩耗が増大した。
- (2) シリンダー中央部において、スラスト側の給気孔方向、反スラスト側の排気方向では、ピストンに押し付けられ側圧が高くなるため、アブレシブ摩耗が多く発生する。また、排気孔付近では既燃ガスの通り道となり、シリンダー温度も上昇しているため、潤滑油がさらに停滞しにくくなり、油膜形成が難しくなり摩耗が悪化する。
- (3) トップリングの摩耗はリング溝に CCD が堆積することにより、リングがこう着状態となりシリンダーに強く押し付けられ、金属同士の直接接触となり、その方向において摩耗が増加する。また、ピストントップランドに堆積した CCD が剥離し、それがシリンダーとリングの隙間に入り込み摩耗を引き起こすことも考えられる。
- (4) ピストンリングには燃焼ガスの圧力が背圧として加わるため摩擦圧力に変動が生じ、かつ往復摺動しているため、シリンダーに比べ摩耗減少が複雑であるため、今回の実験ではシリンダーとリングの摩耗形態に関係は見られなかった。
- (5) メタノール燃料の場合、潤滑油の混合比を 25:1 とすると潤滑油の過剰供給となり、ピストンの排気孔側に多量の CCD が堆積し融着摩耗に至った。そこで、メタノール燃料と潤滑油の混合比を 25:1 よりも小さくして運転をすることで、ピストンへの CCD 堆積量が抑えられ、シリンダーの摩耗量もガソリン燃料と同等になることが分かった。また、最も高温高圧になるシリンダーのリング上死点位置では、燃焼ガスの温度がガソリン燃料に比べメタノール燃料の方が低いいため油膜が保持されると思われ、メタノール燃料を用いたときの方がリング上死点位置の 0~150 時間までの摩耗量は少ない結果になった。

第 2 章 実機運転における摩耗の進行

- (6) ピストンリングの摩耗形態はメタノール燃料と潤滑油が混合しないため摩耗量にばらつきが見られたが、潤滑油供給量を抑えた M2 では機関の運転性能には問題なく、150 時間まで運転することができる。

以上のことより、市販 2 ストローク用潤滑油を分離潤滑方式で供給を行えば、メタノール燃料を用いた場合でも十分運転が可能であると思われ、ガソリンの代替燃料として期待できることが分かる。

参考文献

- (1) 佐藤唯史, 小形 2 ストロークエンジン性能に及ぼすメタノール燃料の影響(出力性能と燃焼特性の関係), 岩手大学工学研究科, 岩手大学工学研究科, 修士論文, (1994)
- (2) 紀野広樹, 小形 2 サイクルエンジン性能に及ぼすメタノール燃料の影響(燃料噴射の場合), 岩手大学工学研究科, 修士論文, (1993)
- (3) 藤田尚毅・小野寺英輝・辻正一・吉田幸之助・荒木正昭, 含水メタノール燃料を用いた小形二サイクルエンジン性能及ぼす点火時期の影響, 日本機械学会論文集 Vol.61 No.585, Series B, pp354-359, (1995)
- (4) 渡邊修, 小型 2 サイクルエンジンにメタノール燃料を用いた場合の分離潤滑の効果, 岩手大学工学研究科, 修士論文, (1993)
- (5) 今西宏文, 小型 2 サイクルエンジンのシリンダ摩耗におよぼす燃料の影響, 岩手大学工学研究科, 修士論文, (1995)
- (6) 李積武, 2 ストローク機関用潤滑油からのデポジットの模擬生成特性, 岩手大学工学研究科, 修士論文, (2003)
- (7) 加茂利明, 2 ストロークエンジンにおけるシリンダ摩耗に関する研究, 日本機械学会 東北学生会 第 31 回卒業研究発表講演会 講演論文集, pp103-104, (2011)
- (8) 菊池智, メタノール燃料を用いた 2 ストローク機関におけるシリンダおよびリングの摩耗特性, 岩手大学工学部機械工学科, 卒業論文, (2005)
- (9) 星満・鶴岡博・五十嵐登・吉元明男, 内燃機関のトライボロジ入門(6), 内燃機関, Vol.15 No.180, pp45-55, (1976)
- (10) 中垣疆・石附喜昭, ディーゼルエンジンのボアポリッシュ摩耗, 潤滑, Vol.27 No.5, pp31-36, (1982)
- (11) 「自動車用ピストンリング」編集委員会編著, 自動車用ピストンリング, 山海堂, p133, (1997)

第2章 実機運転における摩耗の進行

- (12) 平綿勝彦・田辺明, 2サイクルエンジンの摩耗について, トライボロジスト Vol.39 No.2, pp59-66, (1994)
- (13) 高橋堅太郎・浦野茂, ピストンリングの摩耗, 潤滑 Vol.24 No.11, pp712-715, (1979)
- (14) 田中久一郎, 摩擦のおはなし, 日本規格協会, pp158-159, (1985)
- (15) HORST Czichos, トライボロジー, 講談社, pp90-91, (1980)
- (16) 「自動車用ピストンリング」編集委員会編著, 自動車用ピストンリング, 山海堂, p72, (1997)
- (17) 碓井寛, 2ストローク機関におけるシリンダ焼付きと摩耗の基礎的研究, 岩手大学工学研究科, 修士論文, (2002)
- (18) 高橋俊成, 2ストローク機関におけるシリンダ・リング摩耗に関する研究—燃焼室デポジット (CCD)のシリンダ摩耗への影響—, 岩手大学工学研究科, 修士論文, (2004)
- (19) 多田寿雄・古浜庄一, ニサイクルオートバイ機関のピストン汚損, 潤滑, Vol.8 No.6, pp17-22, (1963)