段付きシャフトの心無し重研削における 工作物揺動*

高 巢 周 平** 榊 田 正 美***

Jumping Motion of Multi-Diameter Shafts in Heavy Duty Centerless Grinding

Shuuhei TAKASU and Masami MASUDA

This paper deals with the suppression of a jumping motion of a workpiece in the heavy duty centerless grinding of multi-diameter shafts. The geometrical accuracy, such as a roundness or straightness, of the multi-diameter shaft tends to be worse than that of the uniform diameter shaft in centerless grinding. It was appeared both analytically and experimentally that the deterioration of the accuracy was caused by the jumping motion of the workpiece which was affected by an upward friction force from the regulating wheel during centerless grinding. The analysis also specifies a stable grinding condition and makes it possible to improve the accuracy in heavy duty centerless grinding for multi-diameter shafts.

Key words : centerless grinding, heavy duty grinding, multi-diameter shaft, stability analysis, rotation control condition, jumping motion of workpiece

1. 緒 言

複数の軸径を持つ段付きシャフトは、通常、旋削による荒加工後、円筒研削により仕上げられているが、長軸のものでは加工時間が長くなるため、高能率な加工法の開発が望まれている。長軸の段付きシャフトを、1工程の心無し重研削により研削仕上ることが出来れば、旋削工程の削減、及び加工時間の短縮など加工能率の大幅な向上が可能となる。しかし、一様径シャフトに比較し段付きシャフトの心無し研削では、加工精度（真円度、真直度）が劣化しやすく、はなはだしい場合には、工作物が異常高速回転したり、飛び出したりし研削不能になる。

心無し研削における加工精度に関する研究は、一様径シャフトを対象としたものが主で、段付きシャフトにおける加工精度劣化要因や、異常現象の解明に関する研究は少ない。原田らは4段の段付きシャフトの心無し重研削例の報告で、10 μm 以上にもなる真円度の劣化は研削砥石、調整車、ブレードの偏摩耗によるとしている¹⁾。また、橋本らは段付きシャフトの心無し研削時の、工作物の回転挙動に関する理論解析、及

び実験を行い、異常高速回転を避ける回転制動条件を明らかにし²⁾、安全作業指針を与えている³⁾。

筆者らは一様径の丸棒素材から1工程の心無し重研削により段付きシャフトを短時間に成形加工する実験において、調整車が偏摩耗していないトルーイング直後でも、加工中に工作物の激しい揺動が生じ、加工精度が著しく劣化されることを観察した。

そこで、この研削中の工作物揺動現象のメカニズムについて解析及び実験検討を行い、揺動のない安定研削条件を明らかにし、良好な加工精度を得ることができたので、ここに報告する。なお、本報告では3段の汎用モータシャフトを対象に安定条件の解析を行っているが、本解析法は段数に関係なく適用できる。

2. 実験装置および方法

図1は実験対象とした段付きシャフト（0.75 kW 用モータシャフト）で、一様径の丸棒素材（ $\phi 24 \times 264 \text{ mm}$ ）より3段の異なった軸径部が総形砥石によ

Fig. 1 Multi-diameter motor shaft used in experiments

* 原稿受付 平成元年4月25日、昭和55年度精機学会春季大会学術講演会（昭和55年3月29日）にて発表

** 正 会 員 パプコック日立（株）（横浜市磯子区磯子1-2-10）

*** 正 会 員 （株）日立製作所（横浜市戸塚区吉田町292）

Fig. 2 Essential parts of the centerless grinder

Table 1 Specifications of the centerless grinder and experimental conditions

Grinding wheel (G. W.)	RA 80 N, $\phi 610 \times 305$
Peripheral speed of G. W.	60 m/s
G. W. drive motor power	55 kW
Regulating wheel (R. W.)	A 150 RR, $\phi 330 \times 305$
Rotation speed of R. W.	60 rpm
Top blade angle	70°
Center height (angle)	13 mm (6.6°)
Workpiece material and size	S 35 C, $\phi 24 \times 264$ mm
Metal removal in diameter	2-5 mm

り心無しプランジ成形研削される。最大研削代は $\phi 5$ mm ある。

実験に用いた心無し研削盤の主要部を図2に、その仕様および研削条件を表1に示す。

工作物の異なった軸径における成形研削面すべてが砥石、調整車およびブレードの3者に接するように、これら3者は工作物の仕上がり形状を転写した段差形状に成形されている。特に研削砥石は、重研削においては摩耗が著しく、段付きシャフト1本ごとの研削での砥石形状くずれが許容寸法精度を満足し得ないほど大きいので、段付きシャフト1本ごとの研削サイクルのなかで粗研削から精研削に移る間に、ツルーイングをロータリドレッサにより行っている。

調整車は、工作物の仕上がり形状の転写された形状をもつテンプレートに単石のダイヤモンドドレッサを倣わして成形している。

研削サイクル線図を図3に示す。粗研削過程では研削力の法線分力が一定になるように、工作物の研削幅の増加に対応して切込み速度を減速させている。精研削過程では、インプロセスゲージにより2段めの直径寸法を測定しながら切り込み、所要寸法 20 ± 0.013 mm に達した時点でスパークアウトを3s間行い、1

Fig. 3 Grinding cycle

Fig. 4 Accuracy of the multi-diameter shaft in centerless grinding

サイクル約60sで段付きシャフト1本を成形研削している。

なお、本報告で対象としているような軸両端部の軸径が同一となる形状の段付きシャフトの場合、軸両端部のみで支持すれば揺動現象は起こらないが、支持幅が狭いため支持部の調整車やブレードの摩耗が著しく加工精度が劣化するため、重研削では採用が難しく、ここでは工作物全面にわたって支持している。

3. 実験結果とその検討

3.1 工作物加工精度の劣化要因

上記研削条件で段付きシャフトを丸棒素材より心無し重研削したときの加工精度（真円度，真直度）の測定例を図4に示す。真円度は $15 \sim 24 \mu\text{m}$ ，真直度は約 $15 \mu\text{m}$ と非常に悪くなっている。この原因として、工作物両端の真円度形状が楕円形をしており、それらの位相が互いに 90° ずれていること、および軸方向断面形状が波打っていることから、研削中工作物が上下方向に揺動することが推測された。

そこで、工作物のストップ側とは反対側の上方に渦

Fig. 5 Measuring method of jumping motion of the workpiece and relationship between out-of-roundness and jumping height

電流形の非接触変位計を設置し研削中の工作物の揺動状態を測定した。図5に精研削終了直後における工作物の揺動高さと言円度の関係を示す。この図より研削中工作物は激しく揺動しており、また真円度と揺動高さには強い相関が認められる。これらのことから、本研究で対象としている段付きシャフトの心無し重研削における加工精度の劣化の原因が、工作物の上下方向の揺動にあるといえる。

次に、この工作物揺動の原因について考察する。

心無し研削における特徴の一つは、工作物の回転がこれに接する調整車の回転により制動されることである。したがって、段付きシャフトの場合、最終段が研削される段階では工作物は複数の異なる軸径部で調整車と接するため、それぞれの軸径に対応した複数の回転可能速度が存在する。ここで対象としている段付きシャフトの場合、3段の異なる軸径部で調整車と接するため、3つの可能な回転速度が存在する。ここでは、これらの回転速度状態のうち、工作物の最大軸径部で回転制動される場合、これを大径制動と呼ぶ。同様に中間軸径部で回転制動される場合を中間径制動、最小軸径部で回転制動される場合を小径制動と呼ぶ。

ところで、工作物は回転制動されている軸径部では調整車から下向きに静摩擦力を受け、制動されている軸径部より小さい軸径部では、これに接する調整車の周速がこの軸径部の周速より速いため、工作物は調整車より上向きの動摩擦力を受ける。また制動されている軸径部より大きい軸径部では、これに接する調整車

Table 2 Coefficient of friction and direction of friction force working on W. P. from R. W. at various rotation speed

Rotation control segment	Relative speed between R.W. & W.P.	Friction force direction & coefficient of friction
Smallest diameter		
Middle diameter		
Largest diameter

Fig. 6 xyz coordinate system and force balance on workpiece

の周速がこの軸径部の周速より遅いため、工作物は下向きの動摩擦力を受ける。以上のことがらをまとめて各制動状態における相対速度と工作物に働く調整車からの摩擦力の向きを表2に示す。この表より、中間径制動時には小径部において、大径制動時には中間軸径部および小径軸径部において、工作物は上方への動摩擦力を受けることがわかる。

この調整車からの上方向への動摩擦力により工作物が持ち上げられ、揺動が生ずると考えられる。

次に、工作物が持ち挙がる条件について解析した。

3.2 工作物揺動条件の解析

図6に示すように段付きシャフトの一端面の軸心を原点Oにとり、軸心方向にz軸、原点Oを通過して調

調整車軸心方向に x 軸を、これら両軸に直交する方向に y 軸をとる。原点から数えて i 番めの工作物の軸径部に働く研削力の法線分力を G_{ni} 、その軸径部における調整車およびブレードからの法線方向の反力をそれぞれ Q_{ni} 、 P_{ni} 、工作物重量を W_i とし、工作物全体の質量を m 、工作物と調整車間の摩擦係数を μ_{ri} 、工作物とブレードとの摩擦係数を μ_{bi} 、 x, y, z 軸まわりの工作物の角速度をそれぞれ $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ 、慣性モーメントを I_x, I_y, I_z とすると、 x, y, z 各軸方向の力の釣合い、及び各軸まわりのモーメントの釣合いより

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n [(\cos \gamma + \lambda_i \sin \gamma) \xi_i G_{ni} + \{\cos(\theta + \beta) - \sin(\theta + \beta)\} \eta_i P_{ni} - \zeta_i Q_{ni} + \sin \beta W_i] &= m \ddot{x} \\ \sum_{i=1}^n [(\sin \gamma - \lambda_i \cos \gamma) \xi_i G_{ni} + \{\sin(\theta + \beta) + \mu_{bi} \cos(\theta + \beta)\} \eta_i P_{ni} - \zeta_i \mu_{ri} Q_{ni} - \cos \beta W_i] &= m \ddot{y} \\ \sum_{i=1}^n a_i [(\sin \gamma - \lambda_i \cos \gamma) \xi_i G_{ni} + \{\sin(\theta + \beta) + \mu_{bi} \cos(\theta + \beta)\} \eta_i P_{ni} - \zeta_i Q_{ni} - \cos \beta W_i] &= I_x \dot{\omega}_x \\ \sum_{i=1}^n a_i [(\cos \gamma + \lambda_i \sin \gamma) \xi_i G_{ni} + \{\cos(\theta + \beta) - \mu_{bi} \sin(\theta + \beta)\} \eta_i P_{ni} - \zeta_i Q_{ni} + \sin \beta W_i] &= I_y \dot{\omega}_y \\ \sum_{i=1}^n r (\zeta_i \lambda_i G_{ni} - \eta_i \mu_{bi} P_{ni} - \zeta_i \mu_{ri} Q_{ni}) &= I_z \dot{\omega}_z \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

なる運動方程式が得られる。

ここで γ は心高角、 β は x 軸と水平方向とのなす

$$p_n = \frac{-(1 + \mu_r' \lambda) \sin \gamma + (\mu_r' - \lambda) \cos \gamma}{(1 - \mu_r' \mu_b) \sin(\theta + \beta) + (\mu_b + \mu_r') \cos(\theta + \beta)} g_n + \frac{(\cos \beta - \mu_r' \sin \beta) w}{(1 - \mu_r' \mu_b) \sin(\theta + \beta) + (\mu_b + \mu_r') \cos(\theta + \beta)} \quad (4)$$

が得られる。

ここで、 g_n, w はそれぞれ単位長さ当たりの研削力の法線分力、及び工作物重量である。この式は軸径部の位置には関係しないので添字 i を省略して一般化している。

調整車と工作物間の摩擦係数 μ_r' およびブレードと工作物間の摩擦係数 μ_b は通常 $0 < \mu_r', \mu_b < 1$ であり、 β は 0 に近い正の値であるから、式 (4) の分母および w の係数は常に正となる。よって、式 (4) における g_n の係数が常に正または 0 となる時 p_n は常に正となる。すなわち

$$-\{(1 + \mu_r' \lambda) \sin \gamma + (\mu_r' - \lambda) \cos \gamma\} \geq 0$$

これより

$$\lambda \geq \frac{\sin \gamma + \mu_r' \cos \gamma}{\cos \gamma - \mu_r' \sin \gamma} \quad (5)$$

す角、 θ はブレード頂角、 r_i は i 番目の軸部における半径、 a_i はその軸部における重心の原点からの距離、 λ_i は i 番目めの軸部における研削力の法線分力に対する接線分力比、 ξ_i, η_i, ζ_i はそれぞれ 1 番めの軸径部に対する i 番めの軸径部における調整車からの半径方向反力の比、ブレードからの半径方向反力の比、及び研削力の法線分力の比を示す。

工作物が揺動のない安定研削状態にあるとき上式の右辺はすべて 0 になる。すなわち、 $\ddot{x} = \ddot{y} = 0$ 、 $\dot{\omega}_x = \dot{\omega}_y = \dot{\omega}_z = 0$ である。また、安定研削状態にあるとき、工作物は常にブレードと接している。

したがって、各軸径部ごとに慣性力及び慣性モーメントが 0 となる力の釣合いが成立しており、かつブレードからの反力 P_{ni} が常に正の値になるとき、工作物は揺動せず安定である。すなわち、次の式を満足する正の P_{ni} が存在する場合、安定である。

$$\left. \begin{aligned} (\cos \gamma + \lambda_i \sin \gamma) G_{ni} + \{\cos(\theta + \beta) - \mu_{bi} \sin(\theta + \beta)\} P_{ni} - Q_{ni} + \sin \beta W_i &= 0 \\ (\sin \gamma - \lambda_i \cos \gamma) G_{ni} + \{\sin(\theta + \beta) + \mu_{bi} \cos(\theta + \beta)\} P_{ni} - \mu_{ri} Q_{ni} - \cos \beta W_i &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

この場合、各軸径部間での力の干渉はないから、 $\zeta_i = \eta_i = \xi_i = 1$ としている。

ところで、工作物の各軸径部のなかで、最も不安定になりやすいのは、調整車より上向きの動摩擦力を受けている軸径部であるから、調整車の摩擦係数 μ_{ri} を $-\mu_r'$ (調整車からの摩擦力は下向きを正としている) として、式 (3) よりブレードからの半径方向の単位長さ当たりの反力 p_n を求めると、

となる。

また、 $-\{(1 + \mu_r' \lambda) \sin \gamma + (\mu_r' - \lambda) \cos \gamma\} < 0$ の時、すなわち

$$0 < \lambda < \frac{\sin \gamma + \mu_r' \cos \gamma}{\cos \gamma - \mu_r' \sin \gamma}$$

の範囲では

$$\frac{g_n}{w} \leq \frac{\cos \beta - \mu_r' \sin \beta}{(1 + \mu_r' \lambda) \sin \gamma + (\mu_r' - \lambda) \cos \gamma} \quad (6)$$

のとき p_n は正となり、工作物は安定状態にある。

式 (6) より、 g_n/w を縦軸、 $\lambda (= g_t/g_n)$ を横軸として安定な研削条件の範囲を図 7 に示す。この図より λ が大きいほど、心高角 γ が小さいほど、また研削力 g_n が小さいほど安定であることがわかる。

以上の解析結果は調整車から上向きの動摩擦力を受けている軸径部のみにける力の釣合いから導かれて

Fig. 7 Criteria of stability for jumping motion

おり、調整車から下向きの動摩擦力を受けている軸径部では不安定となる要因がないので、式(6)が満足

$$P_{ni} = \frac{\{(\mu_{ri} + \lambda) \cos \gamma - (1 - \mu_{ri} \lambda) \sin \gamma\} G_{ni} + (\mu_{ri} \sin \beta + \cos \beta) W_i}{(\mu_b - \mu_{ri}) \cos(\theta + \beta) + (1 + \mu_{ri} \mu_b) \sin(\theta + \beta)} \quad (8)$$

$$Q_{ni} = \frac{\{(\mu_b + \lambda) \cos(\theta + \beta - \gamma) + (1 - \mu_b \lambda) \sin(\theta + \beta - \gamma)\} G_{ni} + (\cos \theta - \mu_b \sin \theta) W_i}{(\mu_b - \mu_{ri}) \cos(\theta + \beta) + (1 + \mu_{ri} \mu_b) \sin(\theta + \beta)} \quad (9)$$

となる。

いま、単位幅当たりの研削力の法線分力を g_n 、最小軸径部における単位幅当たりの重量を w とすると $G_{ni} = l_i g_n$ 、 $W_i = l_i (r_i/r_1)^2 w$ であるから、これらと

$$A_i = \lambda - \frac{\mu_b \{(\mu_{ri} + \lambda) \cos \gamma - (1 - \mu_{ri} \lambda) \sin \gamma\} + \mu_{ri} \{(\mu_b + \lambda) \cos(\theta + \beta - \gamma) + (1 - \mu_b \lambda) \sin(\theta + \beta - \gamma)\}}{(\mu_b - \mu_{ri}) \cos(\theta + \beta) + (1 + \mu_{ri} \mu_b) \sin(\theta + \beta)}$$

$$B_i = \frac{\mu_{ri} \{(\mu_b + \lambda) \cos(\theta + \beta - \gamma) + (1 - \mu_b \lambda) \sin(\theta + \beta - \gamma)\}}{(\mu_b - \mu_{ri}) \cos(\theta + \beta) + (1 + \mu_{ri} \mu_b) \sin(\theta + \beta)}$$

である。また K_i は

$$K_i = \frac{l_i r_i}{l_1 r_1}$$

で定義され、ここでは形状係数と呼ぶ。

上式において i 番目の軸径部における調整車と工作物間の摩擦係数 μ_{ri} は、その軸径部における工作物周速と調整車周速の速度差により表2に示すように μ_r 、 μ_r' 、 $-\mu_r'$ となる。したがって、それぞれの制動状態における μ_{ri} の値を式(10)に代入し M_z を計算すれば、その時の回転制動状態が成立するかどうか判定できる。すなわち $M_z = 0$ の時のみその回転制動状態は成立し、 $M_z < 0$ の時減速、 $M_z > 0$ の時増速となる。

図8に最小軸径部の軸半径と研削幅の積に対する中間径部の軸半径と研削幅の比を一定 $K_2 (= l_2 r_2 / l_1 r_1 = 0.96)$ とし、最大径部の軸半径と研削幅の積の最小径

されるとき工作物の段数にはよらず安定である。しかし、式(6)が満足されないとき必ず不安定になるとは限らない。

3.3 工作物の回転制動条件

前節で述べた不安定研削状態になる可能性があるのは、工作物が調整車より上向きの摩擦力を受ける大径制動時または、中間径制動時である。ここではこのような制動状態になり得るかどうかを検討する。

ここで、研削状態は安定であり、各軸径部での研削分力比、調整車摩擦力と半径方向の反力の比およびブレードからの摩擦力と半径方向反力の比は一定であるとしている。すなわち、 $\xi_i = \eta_i = \xi_i = 1$ である。

工作物の回転運動は式(2)により表される。上記仮定より z 軸まわりのモーメント M_z は、

$$M_z = \sum_{i=1}^n r_i (\lambda G_{ni} - \mu_b P_{ni} - \mu_{ri} Q_{ni}) \quad (7)$$

となる。

上式の P_{ni} 及び Q_{ni} は、式(1)及び上記仮定より、

式(8)、(9)を式(7)に代入して

$$M_z = l_1 r_1 \left[\sum_{i=1}^n K_i \left\{ A_i g_n - B_i \left(\frac{r_i}{r_1} \right)^2 w \right\} \right] \quad (10)$$

ここで

部のそれに対する比 $K_3 (= l_3 r_3 / l_1 r_1)$ を変化させたときの制動状態を示す。なお計算にあたり、研削分力比 λ は、心無し研削における研削砥石と工作物の等価曲率と材種とを同一にして平面研削を行い、その時の研削力の法線分力と接線分力から求めた。図9(a)に砥石結合度と研削分力比の関係を示す。また調整車と工作物間の摩擦係数、及びブレードと工作物間の摩擦係数は、これら2種の材料を一定圧で押付けて相対的に滑らせた時の摩擦力を測定し求めている。図9(b)にその結果を示す。

ここで対象としている段付きシャフトの回転制動状態を、その形状と研削条件から図8中に●印で示すと小径制動状態と大径制動状態の中間にあり、一定の回転速度を持たないことがわかる。

このことを実証するために、研削中の工作物の回転

Fig. 8 Rotation control area of multi-diameter shafts in centerless grinding

Fig. 9 Grinding force ratio and coefficients of friction

速度を図10(a)に示す方法により測定した。結果を段付きシャフトと単純円筒体を対比して同図(b), (c)に示す。単純円筒体の場合一定回転速度で回転しているが、段付きシャフトの場合小径制動時の回転速度と大径制動時の回転速度の間に激しく変動していることがわかる。このことは前述の回転制動状態の解析結果と一致する。

3.4 工作物研削状態の安定化

前節で述べたように、ここで対象としている段付きシャフトの心無し研削では、工作物が揺動し加工精度が劣化していることがわかった。したがって、加工精度を改善するには、工作物の揺動を抑制すればよい。このためには図7からわかるように、①研削分力比 λ を大きくする、②心高角 γ を小さくする、ことが有効である。研削分力比 λ を大きくするには、砥石

(a) Measuring method of W.P. rotation speed

(b) Rotation speed of uniform diameter shaft (c) Rotation speed of multi-diameter shaft

Fig. 10 Measuring method of workpiece rotation and measuring results

Fig. 11 Accuracy of the multi-diameter shaft in heavy duty centerless grinding

摩耗は若干増えるが、結合度の低い砥石を採用することにより可能である。図9(a)に示すように砥石結合度をNからKにすると、研削分力比 λ は0.3から0.41へと大きくなる。この場合、研削力そのものも小さくできる効果がある。この時の研削状態を図7中に★印で示すと、安定側に移行しているがまだ不安定領域にあることが分かる。そこで、心高を13 mm (6.6°) から10 mm (5.1°) に下げると、図7からわかるように安定領域が広くなり研削状態が安定領域内に入ってくる。図11はこの条件で研削した時の真円度の推移を示すが、加工精度が著しく改善されていることがわかる。

4. 結 言

以上の検討結果をまとめると、以下になる。

- (1) 段付きシャフトの心無し研削では、加工精度の劣化が著しいが、この原因が工作物の上下方向

の揺動にあることを実験的に見いだした。

- (2) この工作物の揺動が、工作物がその最大径部、あるいは中間径部において回転制動させられるときに調整車より上向きの摩擦力を受けるために生ずることを明らかにし、工作物揺動の安定限界、及び回転制動領域を解析的に求めた。
- (3) 研削分力比が大きくなる結合度の低い研削砥石の採用、及び心高を低くすることにより、工作物の揺動のない安定研削状態を達成し、加工精度

を向上することが出来た。

参 考 文 献

- 1) 原田政志, 堀家正棋, 藤本 茂: 高能率センタレス研削, 東芝レビュー, 26, 6 (1971) 715.
- 2) 橋本福雄, 鈴木 登, 大津昌弘, 加藤良武, 宮下政和: 段付き工作物の心無し研削過程における回転運動, 精密機械, 45, 5 (1979) 579.
- 3) 橋本福雄, 鈴木 登, 金井 彰, 宮下政和: 心無し研削の限界加工領域と安全作業問題, 精密機械, 48, 8 (1982) 996.

素形材・関連産業についての中期展望報告書

鋳物や鍛工品, ダイカストなど素形材産業と関連産業全体は2000年に10兆円産業になるという報告書が通産省の素形材産業中期展望に関する懇談会(座長・渡部福太郎氏=学習院大学教授)から発表された。大要次のとおり。

[2000年の需要見通し]

素形材産業は、品目間で多少の互換性があるものの、1990年代はユーザ業界の需要動向に合わせて年率2%程度の成長で推移する。現在の3兆8000億円から2000年には4兆7000億円の規模に達する。

一方、金型、鋳造機械など関連産業も同様に堅調な成長が期待できる。中でも金型、鋳造用模型製造業は高い技術力を持ち、低めに見積もっても年率4~5%程度と大きく成長するほか、国際化が最も進んでいる鍛圧機械、鋳造機械などでも安定的な市場拡大が想定され、過去10年間と同様に平均年率3.5%で成長、2000年には4兆1000億円から6兆2000億円の規模となる。

[将来のあり方]

▽新たな展開

①グローバル化=高度な技術力を基盤として積極的な国際化対応を図るべきで、高品質な素形材の国際的な安定供給を通じた各国の産業の健全な成長、ひいては各国経済の調和のとれた発展が、その最終的な目標として掲げられる。②新市場の積極的な開拓=素形材産業の需要構造は、比較的の高い成長を記録した自動車産業向けの比重が一層高まり、かつて大きな需要先だった造船・重機械部門についてウェート低下しているのが特色である。中期的には安定的な需要増が見込まれるが、新たな躍進を遂げるためには新分野での市場開拓が不可欠である。

また、新素材についても新たな成形プロセスなどの開

発により新素形材の実現と新規需要分野の創出が期待できる。一方、大規模な新事業は単独の企業では困難な面も多く、工業会などを中心としたマーケティングの実施など組織的な対応の方向が模索されるべきである。

▽重要産業としての基盤の確立

①グループ化などの推進=素形材産業は、一般的に中小零細性が高く、これが国際化、技術開発、情報化、人材問題への的確な対応を妨げる原因となっている。このため新たな発展を遂げていくには、これまで以上の企業規模の実現が必要である。グループ化などの促進の考え方としては、(1)多様化するユーザニーズへの対応とコストダウンの徹底、(2)グループ内での適切な分業体制の構築による生産の効率化と全体としての高付加価値化、(3)ユーザ業界との連携による技術開発、技術力の向上、(4)資本力の向上を前提とする従業員の福利・厚生施設の拡充、待遇の向上——などが基本となる。②ユーザ企業との適切な連携=ユーザ業界でも素形材産業の能力を適正に評価、相互依存関係を十分認識する一方、素形材産業でも独自の技術力や商品開発力を持つことでユーザ業界にとって必要不可欠な存在となることが求められる。こうした両者の適切な連携の努力を通して、相互の間で理想的な共存共栄の関係が構築されていくことが期待される。

(単位: 兆円)

	1987年	1988年	1995年	2000年	平均伸び率
素形材需要見通し	3.4	3.8	4.3	4.7	2%
素形材関連産業需要見通し	4.0	4.1	5.2	6.2	3.5%

(p. 2253 へ続く)