

大口径薄刃スライサのアクティブ刃先制御に関する研究* (ブレード・インゴット間の空気膜剛性制御の効果)

増井 慶次郎*¹, 長 南 征 二*², 江 鐘 偉*²

Active Flatness Control of a Large-Scale Silicon-Wafer Slicer Cutting a Crystal Ingot (Effect on the Deflection Control of the Air Film Stiffness between the Blade and the Ingot)

Keihiro MASUI, Seiji CHONAN and Zhong-Wei JIANG

The response of an ID sawblade slicing a crystal ingot is studied analytically with the effect of the air film stiffness between the ingot and the blade taken into account. The rotating blade is clamped and stressed initially in the radial direction at the outer periphery, while the inner edge is subjected to both the in-plane stationary and the lateral dynamic slicing loads from the workpiece. The solution is obtained by using the Fourier expansion method, and also the Galerkin method on the governing equations of the system. The distributed air film between the blade and the ingot is approximated by a set of parallel translational springs. Numerical results are presented for an actual SUS 301 blade cutting a 6"-diameter silicon ingot at a speed of 1 550 rpm. Both the steady-state and the transient response of the blade are obtained. Effects of the spring stiffness and the location on the blade deflection are examined. The results obtained show that the blade deflection is greatly affected by the air film stiffness, and that the flatness of the rotating blade is improved effectively by controlling the air flow rate and increasing the air film stiffness appropriately between the blade and the ingot.

Key Words: Rotary Machinery, Silicon-Wafer Slicer, Crystal Ingot, Deflection, Air Film Stiffness

1. 緒 言

近年の半導体素子の高集積化に伴ないシリコンウエハの切削工程におけるウエハの平行度, 平坦度がより重要視されるようになった。現在ウエハの切削は主に内周刃ダイヤモンドブレードで行われている。ウエハの切断精度はそり, 平行度, 厚さのばらつきで評価されるが, このうちブレードの刃先たわみによるそりは後工程では除去できないため, たわみを減少させる切断技術の開発が現在盛んに試みられている。これまでブレードの切削精度を維持する方策としてはブレードの初期引張力, 回転速度, あるいはインゴット送り速度を制御する方法がとられてきたが, 近年の大口径ウエハ(8インチ, 12インチ)の需要によりスライサの

大型化と共にウエハ平坦度の高精度化が同時に求められ^[1], それを実現するためにはブレードたわみのアクティブ制御導入が不可欠であるとの認識がなされるようになった。近年, 回転円板の制御に関していくつかの研究がなされている。Ellisら^[2]は外刃の回転のこぎりに対してPD制御法を適用し, のこぎりの剛性及び減衰を増大させることで振動の制御を行っている。またRadcliffeら^[3]はオンラインで回転円板変位の周波数分析を行い, 円板に生じている支配的な振動モードを抑える研究を行った。Huttonら^[4]はばねによるガイドを導入した場合の外刃回転のこぎりの挙動を解析している。Huangら^[5]はガイドを環状に導入し線支持することにより回転円板の危険速度を上昇させる研究を行った。シリコンウエハスライサに関してはChonanら^[6-7]はスライサ(内周刃ブレード)の面内応力分布式を, 半径方向に付加された一様な初期張力, 回転によ

* 原稿受付 平成6年4月26日。

¹ 准員, 東北大学大学院 (〒980 仙台市青葉区荒巻字青葉)。

² 正員, 東北大学工学部。

り生じる遠心力ならびに切削時にインゴットから受ける作用力を考慮して求め、さらにこれらの面内力を受けるブレードの固有振動数解析と面外方向に静的切削荷重を受ける回転ブレードのたわみを求めている。また Rim ら^[8]は外周における不均一な初期張力が固有振動数および振動モード波形に及ぼす影響を調べている。シリコンウエハスライサのアクティブ制御問題に関しても近年研究が行われている。本田ら^[9]はインゴット切削中の変形したブレードに対し、切断インゴットの両側にエアパッドを設けブレード面に制御力を加える制御装置を開発している。この場合切削荷重が作用している切刃部分には制御力を加えることが不可能であることを考え長南ら^[10]はブレードとインゴットの接触域外からモーメントを加えブレードのたわみを補正する方法を提案した。

内周刃ブレードによる切削においては、ブレード先端のダイヤモンド砥粒により切削されたインゴットとブレード面間に隙間が存在しブレードの回転により切込み入口付近の空気が吸い込まれて空気膜を形成しているが、今日まで空気膜の影響を考慮した回転ブレードの特性解明はなされていない。このことに鑑み本研究は空気膜がブレードの面外方向変位挙動に及ぼす影響を調べる。空気膜剛性は空気膜に供給する空気量を変化させることで調節できることは Chonan ら^[11]によってすでに明らかにされている。そこでエアノズルにより回転ブレードとインゴット間に空気をアクティブに供給することで空気膜剛性を上げることを考え、接触範囲における空気膜剛性の増大が系の応答に及ぼす効果を調べる。以下、解析においてはブレード・インゴット間の空気膜剛性を複数ばねの剛性で近似し、ばね定数及びばねの分布を種々変化させてブレードの挙動並びに刃先たわみの抑制効果をシミュレーションにより解析する。

2. 理論解析

2.1 支配方程式 図1は、一定角速度 Ω で回転するインゴット切削中のブレードを示す。ブレードは内径 $2b$ 、厚さ h であり、外径 $2a'$ において半径方向に初期引張応力 σ_0 を負荷されている。また、ブレードの固定端直径は $2a$ であり、ブレードは固定端から外径 $2a'$ の範囲で面外方向に拘束されている。ブレードはインゴットと角度 $2\eta_0$ の範囲で接触し、切削抵抗としてインゴットよりブレード切刃の面内方向に一様圧縮応力 N (N/m^2) とせん断応力 T (N/m^2) を受けている。

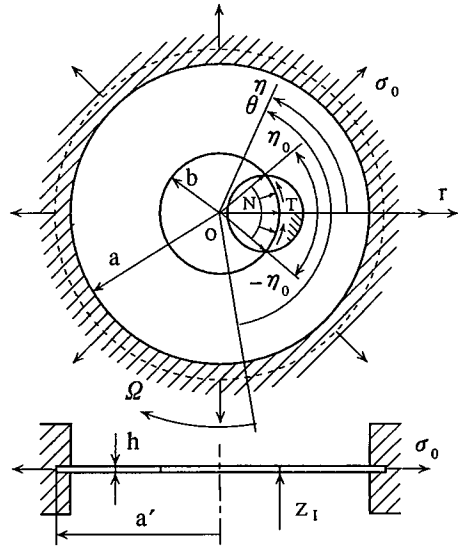


図1 解析モデル及び座標

いま、ブレードの (r_k, η_k) 点に作用する面外方向の集中荷重を q_k で表すと、ブレードに作用する全軸方向荷重 $g(r, \eta, t)$ は次式のように表される。

$$g(r, \eta, t) = \sum_{k=1}^K q_k(t)(1/r)\delta(r - r_k)\delta(\eta - \eta_k), \quad (1)$$

ここに $\delta(\cdot)$ は Dirac のデルタ関数である。さらにブレード・インゴット間の空気膜の等価ばね定数を k_s とするとブレードの変形より生じる空気膜反力 $s(r, \eta, t)$ は以下のように表される。

$$s(r, \eta, t) = \sum_{k=1}^{K_c} k_s w_k(1/r)\delta(r - r_k)\delta(\eta - \eta_k), \quad (2)$$

ここに K_c はブレード・インゴット間の空気膜の等価ばねの本数を表す。

さて、ブレードは O 点を中心に回転しその挙動は空間内の静止点から観察されるため、以下では空間に静止した座標系 (w, r, η) からみたブレードの運動を考える。この場合ブレードの運動方程式は次のように変換される。

$$\begin{aligned} & D[\partial^2/\partial r^2 + (1/r)\partial/\partial r + (1/r)^2\partial^2/\partial \eta^2]^2 w \\ & + \rho h[\partial/\partial t - \Omega\partial/\partial \eta]^2 w \\ & - h[(1/r)\partial/\partial r(r\sigma_r\partial w/\partial r) \\ & + (1/r^2)\partial/\partial \eta(\sigma_\eta\partial w/\partial \eta) \\ & + (1/r)\partial/\partial r(\tau_{r\eta}\partial w/\partial \eta) \\ & + (1/r)\partial/\partial \eta(\tau_{r\eta}\partial w/\partial r)] \\ & = g(r, \eta, t) - s(r, \eta, t), \end{aligned} \quad (3)$$

上式において D はブレードの曲げ剛性であり、 $\sigma_r, \sigma_\eta,$

$\tau_{r\eta}$ は各々インゴット切削中の回転ブレード内の半径方向と周方向の垂直応力, およびせん断応力である. これらの応力は参考文献(6)で次式のように求められている.

$$\sigma_r(r, \eta) = \sigma_{Cr}(r) + \sigma_{Br}(r) + \sigma_{Nr}(r, \eta) + \sigma_{Tr}(r, \eta), \quad (4)$$

$$\sigma_\eta(r, \eta) = \sigma_{C\eta}(r) + \sigma_{B\eta}(r) + \sigma_{N\eta}(r, \eta) + \sigma_{T\eta}(r, \eta), \quad (5)$$

$$\tau_{r\eta}(r, \eta) = \tau_{Nr\eta}(r, \eta) + \tau_{Tr\eta}(r, \eta). \quad (6)$$

上式において, 添字 C は外周での初期引張力により生じる応力, B は回転により生じる遠心力, N, T はブレード内周における切削抵抗に起因する応力を表す.

式(3)の解を次のようにおく.

$$w(r, \eta, t) = \sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^N [C_{mn}(t) \cos(n\eta) + S_{mn}(t) \sin(n\eta)] R_{mn}(r), \quad (7)$$

ここに $C_{mn}(t), S_{mn}(t)$ は時間の未知関数, R_{mn} は外周 ($r = a$) 固定, 内周 ($r = b$) 自由の境界条件式を満足するブレードの変位モード関数である. m, n はそれぞれ節円, 節直径の数を表し, M, N は解析で考慮される級数解の項数である. $R_{mn}(r)$ として静止円板の固有振動モード関数を用いるものとする, それはベッセル関数を用いて次のように表される.

$$R_{mn}(r) = J_n(k_{mn}r) + F_{mn}Y_n(k_{mn}r) + G_{mn}I_n(k_{mn}r) + H_{mn}K_n(k_{mn}r), \quad (8)$$

ここに J_n, Y_n はそれぞれ第一種, 第二種ベッセル関数, I_n, K_n は第一種と第二種変形ベッセル関数である. また F_{mn}, G_{mn}, H_{mn} 及び K_{mn} は境界条件より決定される未定係数である.

式(3)を解くにあたり式(7)を式(3)に代入し, さらにガラーキン法を適用すると以下のように $(M+1)(2N+1)$ 行 $(M+1)(2N+1)$ 列のマトリクス運動方程式が得られる.

$$M\ddot{X} + \Gamma\dot{X} + KX = Qq_k(t), \quad (9)$$

ここに K は式(2)によって定義された空気膜の剛性を含んだ剛性マトリクスであり, Q は式(1)によって定義された軸方向荷重の作用位置に関するマトリクスである. また X は次式で与えられる.

$$X = [C_{00}(t), \dots, C_{M0}(t), C_{01}(t), S_{01}(t), \dots, C_{MN}(t), S_{MN}(t)]^T. \quad (10)$$

2・2 軸方向切削抵抗による回転ブレードの静たわみ
いま, インゴットからブレードに作用する軸方向切削抵抗を刃先 ($r = b$) の円周 $|\eta| \leq \eta_0$ 域に一樣に分布する集中荷重と考え, 式(1)における q_k を次式のように与える.

$$q_k = Z_I/K, \quad (11)$$

ここに, Z_I は全軸方向切削抵抗の大きさ, K は分布荷重を集中荷重に置き換えた際の荷重作用点の数である. ある時点の切削抵抗 Z_I に対する回転ブレードの静たわみは, 式(9)を変形して次式より得られる.

$$KX = Qq_k. \quad (12)$$

式(12)より求められた定常応答 X , すなわち C_{mn} および S_{mn} を式(7)に代入することにより, ある時点の切削抵抗 Z_I に対する回転ブレードの定常たわみ $w(r, \eta)$ が求められる.

2・3 切削外乱によるブレードの振動
切削中のブレードにはダイヤモンド砥粒の不均一性やスピンドルからの加振などによりさまざまな外乱が加わる. ここではブレードに作用する外乱として, 正弦半波外乱を考える. 外乱は振幅 A , 角振動数 ω_0 であり, 前節2・2 切削抵抗の場合と同様, 刃先の円周 $|\eta| \leq \eta_0$ 域に一樣に分布するものとする, 式(1)における $q_k(t)$ は次式で与えられる.

$$q_k(t) = \begin{cases} (A/K) \sin \omega_0 t & (0 \leq t \leq \tau) \\ 0 & (\tau < t), \end{cases} \quad (13)$$

ここで K は前節の場合と同様, 分布荷重を集中荷重に置き換えた際の荷重作用点の数であり, τ は外乱の作用時間である. いま, 式(9)を状態方程式に表すと

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bq_k(t), \quad (14)$$

ここに

$$x = \begin{bmatrix} X \\ \dot{X} \end{bmatrix}, \quad (15)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}\Gamma \end{bmatrix}, \quad (16)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1}Q \end{bmatrix}. \quad (17)$$

これよりブレードの固有振動数は次式より求められる。

$$|A - \omega I| = 0. \quad (18)$$

上式において得られた固有値 ω の虚部がブレードの固有角振動数を表す。また外乱が作用した場合の回転ブレードの変位応答は次式の出力方程式より得られる。

$$w(r, \eta, t) = Cx(t), \quad (19)$$

ここで

$$C = [R_{00}(r), \dots, R_{M0}(r), \cos(\eta)R_{01}(r), \sin(\eta)R_{01}(r), \dots, \cos(N\eta)R_{MN}(r), \sin(N\eta)R_{MN}(r), 0 \dots 0]. \quad (20)$$

3. 結果および考察

以下、6 インチインゴット切削用ブレードにつき、得られた実測データをもとに数値計算を行う。計算で用いたブレードの実測物理量を表 1 に示す。

表 1 ブレードの物性値

a'	0.3125 m	ν	0.28
a	0.298 m	ρ	$7.84 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$
b	0.120 m	E	$1.99 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
h	$0.15 \times 10^{-3} \text{ m}$	σ_0	$7.05 \times 10^8 \text{ N/m}^2$

ここに、縦弾性係数 E はブレードから切り出したはりを片持はりとして振動させ、その固有振動数から求めたものである。またポアソン比 ν ははりの引張り試験で得られた縦ひずみと横ひずみの比から求めたものである。また、 σ_0 は内半径拡大量が $\Delta b = 1000 \mu\text{m}$ となるよう外径で負荷した半径方向の引張応力である。

以下、インゴットとブレードが最大の接触角位置にある場合を主に取り上げ数値計算を行う。インゴットの切り込み量に対するブレード・インゴット間の接触角 η_0 は、切り込み量 x_I の関数として以下のように与えられる^[7]。

$$\eta_0(x_I) = \cos^{-1} \left[1 - \frac{x_I(2a_I - x_I)}{2b(x_I - a_I + b)} \right], \quad (21)$$

ここに、 x_I は切り込み量、 a_I はインゴット半径である。接触角が最大値 $\eta_{0MAX} = 39.42^\circ$ であるとき軸方向荷重 Z_I は 4.02 N と測定される。この荷重が刃先の円周 $|\eta| \leq \eta_{0MAX}$ 域に一樣に分布しているものとし、荷重作用点を $K = 100$ として計算を行う。級数解の打切項数は解の収束性を吟味し $M = 1, N = 4$ とする。

図 2 にウエハ切削中のブレードの様子を示す。ウエハ切削中ブレードがインゴットから軸方向切削荷重を受けるとたわみを生じ、結果として製作されたウエハにそりが生じる。図 2 に示すように、ブレード先端のダイヤモンド砥粒により切削されたインゴットとブレードの間には空気膜が存在する。以下、ブレード・インゴット間の空気膜を分布ばねで近似し、空気膜の影響を考慮に入れたブレードの挙動を調べる。

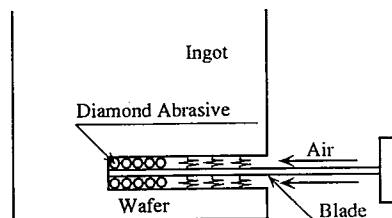


図 2 ブレードとインゴットの接触面の詳細

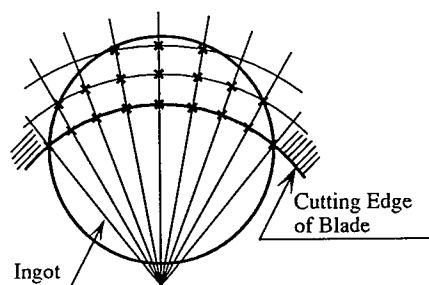


図 3 空気膜剛性を分布ばねにより近似

3・1 空気膜剛性および分布によるブレードのたわみ変化 始めに、インゴットとブレード間の空気膜の剛性変化によるブレードたわみ変化を調べる。図 3 に示すようにブレードのひとつの切削状態 ($Z_I = 4.02 \text{ N}, \eta_{0MAX} = 39.42^\circ$) に対して空気膜剛性は面で分布しているが、ここではその影響を複数点 ($K_c = 19$) のばねで近似する。図中の記号 \times がばねの導入される位置である。ばね定数 k_s が変化した場合のブレード刃先たわみの変化を図 4 に示す。図 4 の横軸はブレード内周刃先の周方向角度 η を表し、縦軸が刃先たわみを表している。図より明らかなように空気膜剛性の増加と共にブレード剛性が増し、ブレードの刃先変位が抑えられていくのがわかる。

次に、接触範囲内の空気膜剛性が一樣でない場合を考える。一般に、インゴット内部の空気圧に比べ外側の圧力は低下している。そこで空気膜ばねの分布を種々変化させ、分布の違いによるブレードたわみの変化を

検討する。なお、分布の変化のみを考察するため、ばね定数 k_s とばね本数 K_c の積は一定 ($40.8 \times 10^6 \text{ N/m}$) として解析する。

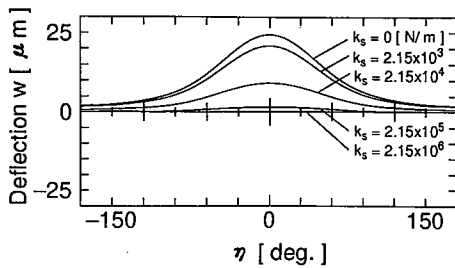


図4 空気ばね定数の変化による刃先たわみの変化

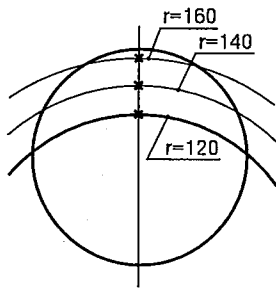


図5 空気膜剛性が接触範囲中心の半径方向に分布している場合. $k_s = 13.6 \times 10^6 \text{ N/m}$, $K_c = 3$.

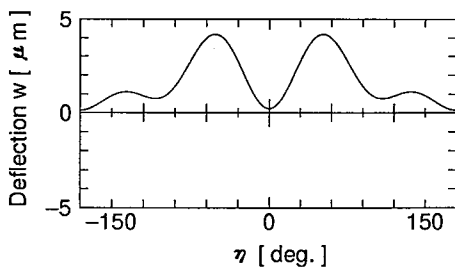
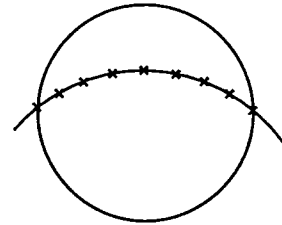


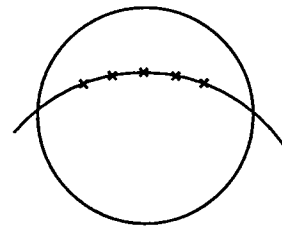
図6 図5の分布に対する刃先たわみ

始めにばねがインゴットの中心、半径方向に分布している極端な場合を考える。 $\eta = 0^\circ$ の3箇所 ($K_c = 3$) にばね剛性のある場合を図5に示す。それぞれのばね定数は $k_s = 13.6 \times 10^6 \text{ N/m}$ である。図5のばね分布に対する刃先たわみを図6に示す。図6よりばねの有る $\eta = 0^\circ$ ではたわみが抑えられているが、刃先周方向の変形は全体として抑えられていないことがわかる。次に図7に示すように空気ばねがブレード刃先の周方向に一様に分布している場合を考える。図7(a)はブレード刃先 ($r = b$) に沿ってブレード・インゴット間の接触角全域 ($|\eta| \leq \eta_{0MAX}$, $k_s = 4.54 \times 10^6 \text{ N/m}$, $K_c = 9$) にばねが分布している場合であり、(b)は接

触角の一部 ($|\eta| \leq 20^\circ$, $k_s = 8.16 \times 10^6 \text{ N/m}$, $K_c = 5$) に分布している場合である。図8にそれぞれの分布幅に対して得られたブレード刃先の変位を示す。



(a) $|\eta| \leq \eta_{0MAX}$, $k_s = 4.54 \times 10^6 \text{ N/m}$, $K_c = 9$.



(b) $|\eta| \leq 20^\circ$, $k_s = 8.16 \times 10^6 \text{ N/m}$, $K_c = 5$.

図7 空気膜剛性がブレード刃先周方向に分布している場合。

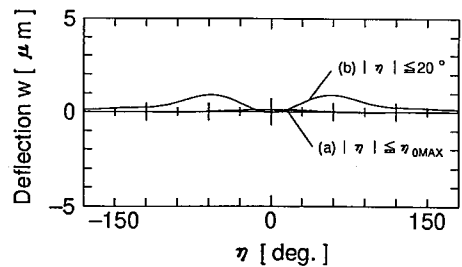
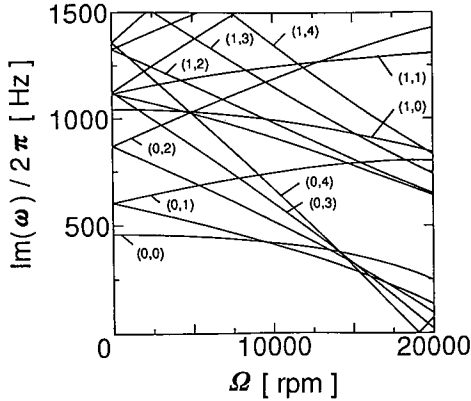


図8 図7の分布に対する刃先たわみ

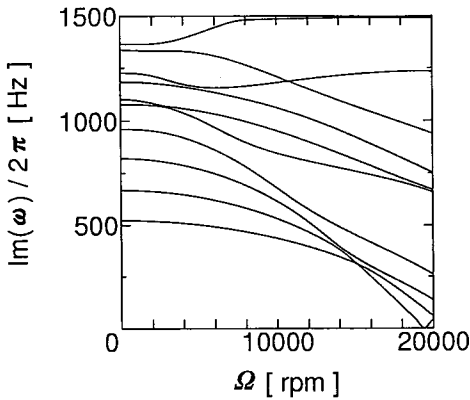
図7(a)のように内周の接触角全域にばねが分布した場合は、ブレード全体のたわみがよく抑えられていることがわかる。一方、(a)に比べ周方向の分布幅が狭くなった(b)の場合は周方向の刃先たわみが抑えられにくくなっている。

以上の結果より接触範囲内の空気膜剛性を高める場合、周方向に分布幅を広げるよう空気の供給方向を考える必要があることがわかる。

3・2 外乱に対する衝撃応答 これまでの結果により接触範囲内の空気膜剛性を高め、ブレードの剛性を局所的に増大させることでブレードのたわみを抑えられることを確認した。次にこのシステムに対して



(a) 空気膜剛性を有しない場合. $k_s = 0$ N/m.

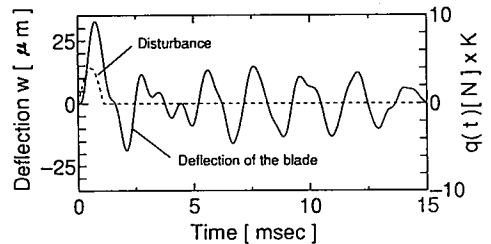


(b) 空気膜剛性を有する場合. $k_s = 2.15 \times 10^6$ N/m.

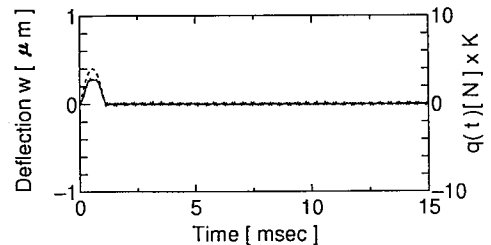
図9 ブレードの固有振動数の変化

動的な外乱が作用した場合のブレードの応答を求める。始めにブレードの固有振動数を図9に示す。横軸はブレードの回転数、縦軸は各回転数におけるブレードの固有振動数を示す。(a)は空気ばねを導入する以前の固有振動数、(b)は図3に示した×位置に各々ばね $k_s = 2.15 \times 10^6$ N/m を導入した場合の固有振動数である。現在切削において使用されている回転数は 1550 rpm であり、ブレードは安定回転域で回転している。(a)の場合それぞれの振動モードは独立し、節直径を有する振動モードに関しては円板の回転方向に伝播する波と逆方向に伝播する波の存在により2つの固有振動数が現れる。(b)の場合はブレードに対するばねの変位拘束により、(a)の曲線の交点において振動モードの乗り換えが起こり、振動モードの相互干渉が生じブレード上には複雑な振動波形が発生する。この場合外乱に対してどの振動モードが励振されるか同定することは一般に困難である。

以下、ブレードに作用する外乱として正弦半波外乱を考え、外乱振幅を 4.02 N とする。またブレードとインゴットは時間 $t = 0$ において最大接触角 $\eta_{0MAX} = 39.42^\circ$ の位置関係にあるものとする。解析を行った時間内での接触範囲の変化は微小であり以下 η_0 一定とし、 $\eta_0 \approx \eta_{0MAX}$ とする。ブレード回転数が 1550 rpm の場合、ばね導入前のブレードの $(m, n) = (0, 0)$ モード固有振動数は 458 Hz、固有半周期 τ_{00} は 1.09 msec である。始めに $\tau = \tau_{00}$ の正弦半波外乱がブレード内周 ($r = b$)、インゴットとの接触角域 ($|\eta| \leq \eta_{0MAX}$) に一様に加わる場合のブレード切刃中心 ($r = b, \eta = 0^\circ$) の変位の時間応答を調べる。得られた結果を図10に示す。図中実線がブレード変位、破線がブレードが受ける正弦半波外乱を表している。図10(a)は空気ばねがない場合の時間応答である。(b)は図3に示した×位置に様に $k_s = 2.15 \times 10^6$ N/m なるばねを導入した場合の時間応答である。外乱が加わったときに励振される振動モードは外乱の加え方により異なる。上述のように外乱がブレード内周、インゴットとの接触角域に分布している場合ブレード上には $(m, 0)$ 、 $(m, 1)$ 等の振動モードが励振され易い。(a)の場合は作用時間が $\tau = \tau_{00}$ であることより、主に $(0, 0)$ 及び $(0, 1)$ モードが励振される。また(b)の場合はばねの変位拘束によりブレードの応答振幅が小さく抑えられていることがわかる。



(a) 空気膜剛性を有しない場合. $k_s = 0$ N/m.



(b) 空気膜剛性を有する場合. $k_s = 2.15 \times 10^6$ N/m.

図10 内周の正弦半波外乱によるブレードの切刃中心における変位の時間応答

次に図10に現れる最大応答変位と外乱の作用時間の関係を調べる。結果を図11に示す。作用時間は $(m, n) = (0, 0)$ モードの固有半周期により無次元化し表している。 τ/τ_{00} が大きくなるにつれ外乱が準静的に加わることとなり、一方 τ/τ_{00} が小さいと外乱の作用時間が短くなりブレードに与える運動量が小さくなるため共にブレードの振動振幅は小さくなる。空気ばねを考慮しない場合($k_s = 0$)は外力の作用時間がブレードの固有半周期に近づくにつれブレードの変位は増大し、固有半周期の0.8倍でブレード変位は極大値をとる。さらに作用時間が固有半周期の2倍になったときブレード変位は再び極大値をとっている。 τ/τ_{00} が0.8の場合は $(0, 0)$ 及び $(0, 1)$ の両モードが支配的である。一方 τ/τ_{00} が2の場合は $(0, 0)$ モードが支配モードとなっている。空気ばね定数を増大させていくと、すべての周波数帯においてブレードの変位は減少することがわかる。

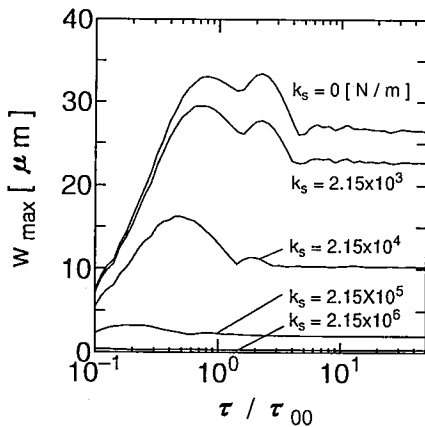
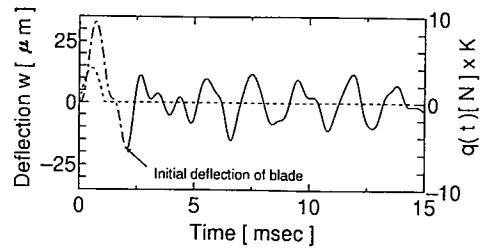
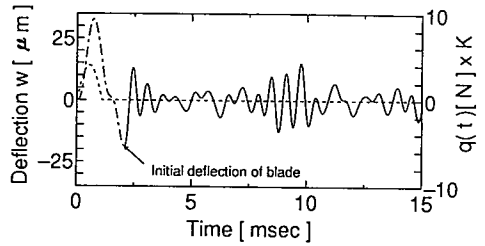


図11 ブレードの切刃中心における最大変位

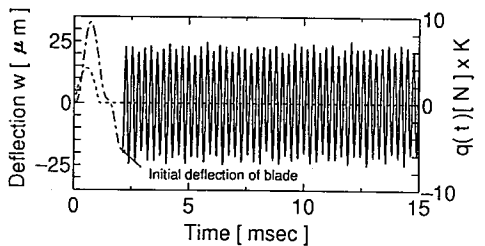
これまでの結果から空気膜剛性を増加させるほど外力に対するブレード刃先たわみは抑えられることがわかった。実際の切削ではさらにインゴットが何らかの外乱を受けてブレードに初期たわみを与え、その結果としてブレードが振動する場合がある。以下、初期たわみの一例として2・3節の(13)式で与えられる振幅4.02 N, $\tau = \tau_{00}$ の正弦半波力が空気膜剛性を有しないブレードに加わったときの変位を取り上げる。なおブレード変位としては切刃中心での変位が最大となったときの値を用いる。図12は図3に示される空気膜ばねを有するブレードに上記初期たわみを与えたときの振動応答である。空気ばねの分布は図3に示すようにに $K_c = 19$ とし、ばね定数はそれぞれ図(a) $k_s =$



(a) $k_s = 2.15 \times 10^3$ N/m.



(b) $k_s = 2.15 \times 10^4$ N/m.



(c) $k_s = 2.15 \times 10^5$ N/m.

図12 初期変位を与えたときのブレード刃先の時間応答波形

2.15×10^3 N/m, (b) $k_s = 2.15 \times 10^4$ N/m, (c) $k_s = 2.15 \times 10^5$ N/mとした。図中、破線はブレードが受ける正弦半波外乱、一点鎖線は空気膜ばねを考慮しないブレードに生じた本外乱による初期たわみ、実線が空気膜ばねを有するブレードの変位である。図12と空気ばねを考慮しない図10(a)を比較すると、ばね k_s があまり大きすぎると変位外乱によってブレードに大きな振動変位の生じることが分かる。一方、ブレードとインゴット間に適切な空気量を与え空気膜剛性を調節することでブレード振幅を小さく抑えることができることがわかる。

4. 結 論

本研究はインゴットより切削抵抗を受けるシリコンウエハスライサの回転ブレードについて、ブレード・インゴット間の接触域にある空気膜剛性がブレードの刃

先変位に及ぼす影響を理論解析したものである。得られた結果より、ブレード・インゴット間にアクティブに空気を吹き込み空気膜剛性を適切に設定することでブレード刃先の平坦度を改善できることが分った。この場合空気膜剛性を周方向に広く分布させ増加させることが重要である。アクティブに空気を吹き込むことは切削屑除去に加えブレードたわみを抑え、ウエハの平坦度を上げるうえで有効であると云える。

文 献

- (1) 野崎・山口, Nikkei Microdevices, (1992年11月号) 22.
- (2) R.W.Ellis and C.D.Mote, Jr., ASME J. Dyn. Sys., Meas., Cont., 101 (1979), 44.
- (3) C.J.Radcliffe and C.D.Mote, Jr., ASME J. Dyn. Sys., Meas., Cont., 105 (1983), 39.
- (4) S.G.Hutton, S.Chonan and B.F.Lehmann, J. Sound and Vib., 112-3 (1987), 527.
- (5) S.C.Huang and B.S.Hsu, J. Sound and Vib., 164-3 (1993), 535.
- (6) S.Chonan, Z.W.Jiang and Y.Yuki, ASME J. Mech. Desi., 115 (1993), 711.
- (7) S.Chonan, Z.W.Jiang and Y.Yuki, ASME J. Vib. Acous., 115 (1993), 529.
- (8) K.H.Rim and C.W.Lee, J. Sound and Vib., 166-2 (1993), 237.
- (9) 本田, 精密工学会誌, 60-2 (1994), 173.
- (10) 長南・江・増井, 機論, 60-570, C(1994), 498.
- (11) S.Chonan, Z.W.Jiang and Y.J.Shyu, ASME J. Vib. Acous., 114 (1992), 283.