

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*

(内周刃ダイヤモンドブレードのフィードバック振動制御)

増井 慶次郎^{*1}, 長 南 征 二^{*2}
甲 斐 文 隆^{*3}, 江 鐘 偉^{*2}

Active Flatness Control of a Large-Scale Silicon-Wafer Slicer Cutting a Crystal Ingot

(Feedback Vibration Controller for ID Sawblade)

Keijiro MASUI, Seiji CHONAN,
Fumitaka KAI and Zhong-Wei JIANG

We deal with the problem of vibration control of a silicon wafer slicing blade cutting a crystal ingot. Transverse vibration is detrimental to the cutting performance of the slicing ID sawblade. A feedback control scheme is introduced to suppress the vibration of the blade under lateral dynamic disturbance. The rotating sawblade is clamped at the outer boundary and stressed initially in the radial direction, while the inner periphery is subjected to both stationary in-plane and dynamic lateral slicing loads from the workpiece. Furthermore, the normal pneumatic forces controlled by the PD algorithm are applied to the blade to control the vibration. Numerical results are presented for an actual SUS301 blade cutting a 6"-diameter silicon ingot at 1550 rpm. The optimal positions of the sensors and the applied control forces are studied in detail. Results obtained show that the PD controller effectively suppresses the vibration and improves the flatness of the rotating slicing blade.

Key Words: Rotary Machinery, Silicon-Wafer Slicer, Crystal Ingot, Deflection, Transient Response, PD Control

1. 緒 言

半導体メーカーによる高性能プロセッサの増産やDRAMの量産により大口径ウエハの需要が急拡大している⁽¹⁾。超LSIの製造に供されるウエハの仕様は、集積度増大のための高精度化とウエハ直径の増大という相反する要求を満たさなければならず、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、切断以後の工程でブレードの刃先たわみによるそりの形状修正は困難であり、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り力、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、上述のように大口径ウエハの需要によるスライサの大型化とウエハ平坦度の高精度化が同時に求められるようになり、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の導入が不可欠であるとの認識が持たれるようになった。さらに制御を加えるにあたっては内周刃ダイヤモンドブレードの切刃形状は切断回数の増加とともに摩耗変化するためブレードの切削特性の変化を考慮に入れてフィードバック制御を行う必要がある。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制御を実現している。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

* 原稿受付 1994年11月21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。

^{*3} 九州コマツ電子(株) (☎889-16 宮崎県宮崎郡清武町大字木原1112)。

布式を、外周で半径方向に付加された初期張力、回転によ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回転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ブレードのたわみ変形を解析している。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⁽⁸⁾はインゴット切削中の変形ブレードに対し切斷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制御力を加えることは不可能であるため、長南ら⁽⁹⁾はブレードとインゴットの接触域外からブレードにモーメントを加えたわみを補正する方法を提案した。

回転ブレードにフィードバック制御をかける際、制御力を加える位置によって制御効果が異なってくるが、その点について未だ十分に研究がなされていない。このことに鑑み本研究はインゴット切削中の内周刃ブレードを具体例として取り上げ、PD制御法を用いた場合のブレードの挙動及び制御力を加える位置によるその制御効果について検討するものである。制御力を加える方法としてはエアノズルからの空気圧により回転ブレードに横方向力を加えることを考える。以下、解析においてブレードに加える制御力は点荷重で近似し、制御力作用点の位置を種々変えてブレードの挙動を求め、刃先振動に対する制御効果をシミュレーションにより明らかにする。

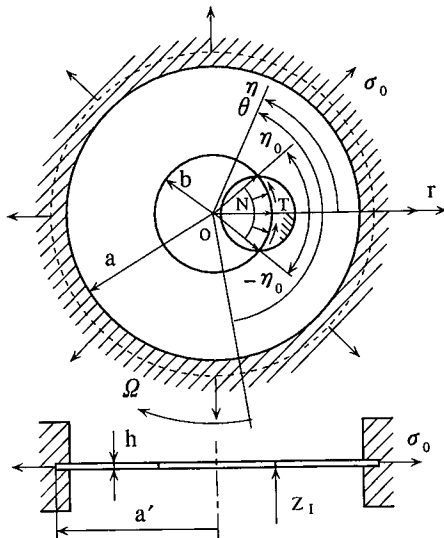


図1 解析モデル及び座標

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 が負荷されている。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。

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与えられる。

$$\begin{aligned}
 & D[\partial^2/\partial r^2 + (1/r)\partial/\partial r + (1/r)^2\partial^2/\partial \eta^2]w \\
 & + \rho h[\partial/\partial t - \Omega\partial/\partial \eta]^2 w \\
 & - h[(1/r)\partial/\partial r(r\sigma_r\partial w/\partial r) \\
 & + (1/r^2)\partial/\partial \eta(\sigma_\eta\partial w/\partial \eta) \\
 & + (1/r)\partial/\partial r(\tau_{r\eta}\partial w/\partial \eta) \\
 & + (1/r)\partial/\partial \eta(\tau_{r\eta}\partial w/\partial r)] \\
 & = \sum_{k=1}^K q_k(t)(1/r)\delta(r-r_k)\delta(\eta-\eta_k) \\
 & + \sum_{k=1}^{K_c} f_k(t)(1/r)\delta(r-r_k)\delta(\eta-\eta_k). \quad (1)
 \end{aligned}$$

上式において D はブレードの曲げ剛性、 $\delta(\cdot)$ は Dirac のデルタ関数、 q_k はブレードの (r_k, η_k) 点に作用する面外方向荷重、 f_k はブレードに導入される制御力を表す。 K 及び K_c はそれぞれブレードに加わる外乱作用点の数、制御力作用点の数を表す。 $\sigma_r, \sigma_\eta, \tau_{r\eta}$ は各々インゴット切削中の回転ブレード内の半径方向及び周方向の垂直応力及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。

$$\left. \begin{aligned}
 \sigma_r(r, \eta) &= \sigma_{Cr}(r) + \sigma_{Br}(r) \\
 &+ \sigma_{Nr}(r, \eta) + \sigma_{Tr}(r, \eta), \\
 \sigma_\eta(r, \eta) &= \sigma_{C\eta}(r) + \sigma_{B\eta}(r) \\
 &+ \sigma_{N\eta}(r, \eta) + \sigma_{T\eta}(r, \eta), \\
 \tau_{r\eta}(r, \eta) &= \tau_{Nr\eta}(r, \eta) + \tau_{Tr\eta}(r, \eta).
 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

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 N, T に起因する応力を表す.

式 (1) を解くにあたり解を次のようにおく.

$$w(r, \eta, t) = \sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^N [C_{mn}(t) \cos(n\eta) + S_{mn}(t) \sin(n\eta)] R_{mn}(r), \quad (3)$$

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.

$$R_{mn}(r) = J_n(k_{mn}r) + F_{mn}Y_n(k_{mn}r) + G_{mn}I_n(k_{mn}r) + H_{mn}K_n(k_{mn}r), \quad (4)$$

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 (1) においてブレードに加わる面外方向外乱 q_k はその位置によらず一様な大きさであるものとする $q_k(t) = q(t)$. また制御力 f_k は 2 点で加えるものとする $K_c = 2$ である. 式 (3) を式 (1) に代入しさらにガラキン法を適用すると以下のような $(M+1)(2N+1)$ 行 $(M+1)(2N+1)$ 列のマトリクス運動方程式が得られる.

$$M\ddot{X} + \Gamma\dot{X} + KX = Qq(t) + F_1f_1(t) + F_2f_2(t), \quad (5)$$

ここに Q は軸方向荷重の作用位置に関するマトリクスであり, F_1, F_2 は制御力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.

$$X = [C_{00}(t), \dots, C_{M0}(t), C_{01}(t), S_{01}(t), \dots, C_{MN}(t), S_{MN}(t)]^T. \quad (6)$$

いま, 式 (5) を連続時間系の状態方程式に表すと

$$\dot{x}(t) = A_c x(t) + B_c u(t), \quad (7)$$

ここに

$$x = \begin{bmatrix} X \\ \dot{X} \end{bmatrix}, \quad u = \begin{bmatrix} q(t) \\ f_1(t) \\ f_2(t) \end{bmatrix}, \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} A_c &= \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}\Gamma \end{bmatrix}, \\ B_c &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ M^{-1}Q & M^{-1}F_1 & M^{-1}F_2 \end{bmatrix}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

外乱が作用した場合の回転ブレードの変位応答は次の出力方程式より得られる.

$$w(r, \eta, t) = C_c x(t), \quad (10)$$

ここで

$$C_c = [R_{00}(r), \dots, R_{M0}(r), \cos(\eta)R_{01}(r), \sin(\eta)R_{01}(r), \dots, \cos(N\eta)R_{MN}(r), \sin(N\eta)R_{MN}(r), 0 \dots 0]. \quad (11)$$

式 (7), (10) をサンプリング周期 T_s で離散化すると状態方程式及び出力方程式は

$$\left. \begin{aligned} x(i+1) &= Ax(i) + Bu(i), \\ w(r, \eta, i) &= Cx(i), \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

と変形される. ここに

$$\left. \begin{aligned} A &= \exp[A_c T_s], \\ B &= \int_0^{T_s} \exp[A_c \tau] B_c d\tau, \\ C &= C_c, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

である.

2.2 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, 正弦半波外力及び矩形波外力を考える. 正弦半波外乱は振幅 A , 角振動数 ω_0 であり, 切刃の切削域 ($r = b, |\eta| \leq \eta_0$) に一様に分布するものとする, 式 (8) における $q(t)$ は次式で与えられる.

$$q(t) = \begin{cases} (A/K) \sin \omega_0 t & (0 \leq t \leq \tau) \\ 0 & (\tau < t), \end{cases} \quad (14)$$

ここで K は切刃切削域 ($r = b, |\eta| \leq \eta_0$) に一様に分布する荷重を集中荷重で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。また矩形波外乱の場合も、正弦半波外乱と同様切刃切削域に加わるものとする。この場合 $q(t)$ は

$$q(t) = \begin{cases} (A/K) & (0 \leq t \leq \tau) \\ 0 & (\tau < t). \end{cases} \quad (15)$$

2.3 PD コントローラ いま変位センサを設置した位置でのブレード変位、及びエアノズルからの制御力をそれぞれ $\bar{w}_j, \bar{f}_j (j = 1, 2)$ とする。ここで j は j 番目の変位センサ及びエアノズルの制御力を示す。PD 制御を用いた場合力の制御則は次式で与えられる。

$$\bar{f}_j(i) = -G_P \bar{w}_j(i) - G_D [\bar{w}_j(i) - \bar{w}_j(i-1)]/T_s, \quad j = 1, 2. \quad (16)$$

なお $\bar{f}_j(i)$ 及び $\bar{w}_j(i)$ は $\bar{f}_j(i) = (a/D)f_j(i)$, $\bar{w}_j(i) = w_j(i)/a$ により無次元化されており比例ゲイン G_P 及び微分ゲイン G_D も無次元化されたゲインである。

3. 結果及び考察

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。計算で用いる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	$7.05 \times 10^8 \text{ N/m}^2$

以下、ブレードと切削中のインゴットが最大の接触角位置にある場合を取り上げ数値計算を行う。ブレードとインゴットの接触角 η_0 はブレードの切り込み量 x_I の関数として以下のように与えられる⁽⁷⁾。

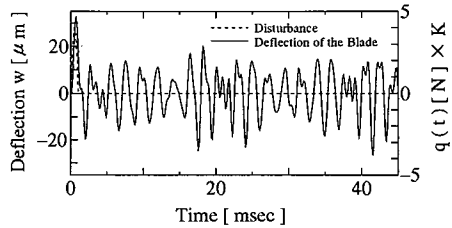
$$\eta_0(x_I) = \cos^{-1} \left[1 - \frac{x_I(2a_I - x_I)}{2b(x_I - a_I + b)} \right], \quad (17)$$

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 $\eta_{0MAX} = 39.42^\circ$ であるとき軸方向に作用する切削荷重の測定値は 4.02 N である。したがって外乱の振幅 A は $A = 4.02 \text{ N}$ とする。以下、この荷重が切刃円周 $|\eta| \leq \eta_{0MAX}$ に一様に作用しているものとし、また荷重作用点は $K = 100$ とし計算を行う。級数解の打ち切項数は解の収束性を吟味し $M = 1$, $N = 4$ とする。

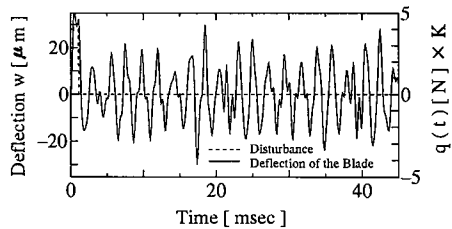
ブレードに加わる外乱の周波数はさまざまであるため、ここではブレードに大きな変位を生じさせるブレードの共振周波数の外力が外乱として加わる場合を考える。ブレードの回転数が 1550 rpm の場合、基本モー

ド $(m, n) = (0, 0)$ の固有振動数は 458 Hz、固有半周期は 1.09 msec である⁽⁷⁾。

以下、ブレードに作用する外乱の振幅は $A = 4.02 \text{ N}$ 、作用時間は基本モードの固有半周期に近い $\tau = 1 \text{ msec}$ とする。またブレードとインゴットは、外乱が加わる時間 $t = 0$ において最大接触角 $\eta_{0MAX} = 39.42^\circ$ にあるものとする。解析を行った時間範囲内では接触角の変化は微小であるため数値解析では η_0 一定とし、 $\eta_0 \approx \eta_{0MAX}$ として計算を行う。



(a) 正弦半波外乱に対する時間応答



(b) 矩形波外乱に対する時間応答

図 2 外乱に対するブレード切刃中心の変位

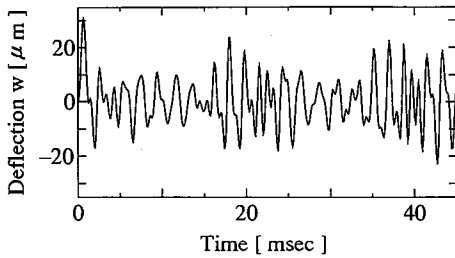
始めに外乱がブレード内周 ($r = b$)、インゴットとの接触域 ($|\eta| \leq \eta_{0MAX}$) に一様に加わる場合につき、ブレード切刃中心 ($r = b, \eta = 0^\circ$) の変位の時間応答を求める。得られた結果を図 2 に示す。

図中、実線がブレードの変位、破線がブレードの受ける外乱を表している。図 2(a) は正弦半波外乱に対するブレードの応答であり、(b) は矩形波外乱に対する応答である。図 2(a) より明らかなように、正弦半波外乱が加わる場合、ブレードに励振される振動モードは単一ではない。式 (3) に示されるようにブレード変位はモード級数により表されている。そこで図 2(a) の振動波形を各振動モードごとに分離した結果、基本モード $(m, n) = (0, 0)$ と、節円のない節直径が一つ存在する $(m, n) = (0, 1)$ モードが励振されていることが分った⁽¹⁰⁾。また (b) の場合は (a) と比較するとブレード変位が多少増大しているがほぼ同じ結果が得られており、外乱の波形の違いはブレード変位にあまり影響を及ぼ

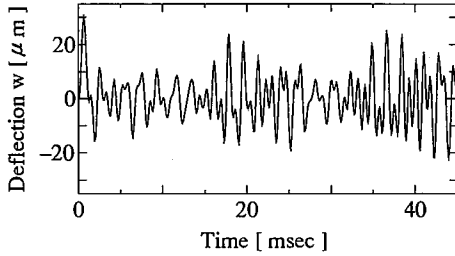
さない。図2から明らかなようにブレードに外乱が作用した場合は外乱作用後もブレードに振動が持続し、製作されるウエハに欠陥をもたらす可能性のあることが分かる。

次に外乱の作用するブレードの振動を抑えるためPD制御則で駆動されるエアノズルを導入する。エアノズル及び変位センサはブレード上インゴットとの接触範囲外で、インゴットの送りを妨げない位置に設置しなければならない。制御装置の設置・調整を容易にするため以下エアノズルと変位センサは一体化し、両者を同じ位置に設置するものとする。以下、エアノズル・センサの位置を種々変化させ、制御特性を明らかにし、シリコンウエハスライサに対するPD制御されたエアノズルの導入の有効性を検討する。

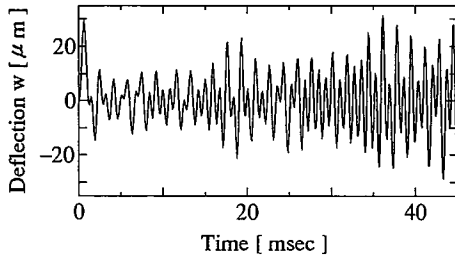
PD制御では変位と速度のフィードバック信号に対



(a) $G_P = 30000$.



(b) $G_P = 50000$.



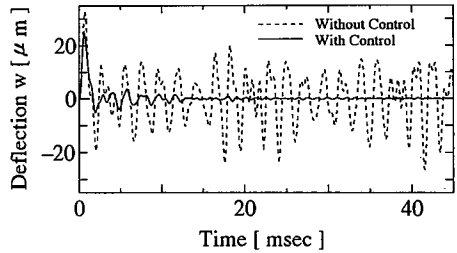
(c) $G_P = 80000$.

図3 比例ゲインが振動に及ぼす効果. 正弦半波外乱の場合. $G_D = 0$.

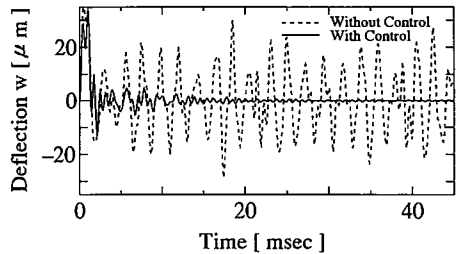
してそれぞれ比例ゲイン (G_P) と微分ゲイン (G_D) が導入されている。エアノズル及びセンサはブレード刃先のインゴット近傍 $r = b, \eta = \pm 40^\circ$ に置くこととする。まず始めに比例ゲイン G_P がブレード剛性及び振動制御に与える影響を調べる。正弦半波外乱が作用するブレードに対し、フィードバックゲインとして比例ゲインのみを与えた場合の切刃中心の変位を図3に示す。比例ゲインの増大に伴ないブレード剛性が増し、外乱作用後の過渡応答の振動数が上昇しているのがわかる。しかしながら変位振幅は減少せず、比例ゲインは制振にはあまり影響しないことが分かる。また図(c)に見られるようにさらに比例ゲインを上昇させた場合、振幅は発散する傾向にある。なお図中の比例ゲインは無次元量であり、図(a)-(c)を通して見られる制御力の最大値は約1.5Nである。

現在見られるエアノズルの最大発生圧力は 40N/cm^2 であり、作用力は約4Nであるが、一般にはエアノズルの圧力は 10N/cm^2 、発生力は1N程度である。

次にブレードの振動を制御するため微分ゲイン G_D を導入した結果を図4に示す。図中破線が制御を行わない場合、実線が制御を加えた場合のブレード切刃中心の変位を表している。(a)は外乱が正弦半波の場合であり、(b)は矩形波外乱がブレードに作用した場合の制御結果である。図4における制御力の最大値は約1Nであり現存のエアノズルの出力範囲内である。



(a) 正弦半波外乱の場合



(b) 矩形波外乱の場合

図4 微分ゲインの振動制御効果. $G_P = 0, G_D = 100$.

図4より外乱として外力がブレードに作用している間(0-1msec)は変位の減少はあまり見られないが、外乱の作用時間後は制御を行わないときに比べてブレードの振動が著しく減少しているのがわかる。また図(a),(b)を比較するとブレードの振動は外乱の波形によらず同一の微分ゲインで十分に抑えられることが云える。これは外乱作用後の自由振動において励振されているモードがほぼ同じであるためと考えられる。

図5は正弦半波外乱が作用するブレードに対し、図3で用いた比例ゲインと図4で用いた微分ゲインを同時に導入した場合のP制御の結果である。微分ゲインを $G_D = 100$ と一定にし比例ゲイン G_P を変化させている。図より明らかなように G_P の変化は制振にあまり影響を及ぼさず、 G_P の各値に対してブレードの振動波形は微分ゲインのみを与えた図4(a)の波形とほぼ同じである。

以上の結果に基づき、以下の解析では外乱として正弦半波外乱を仮定しフィードバックゲインは微分ゲインのみを考える。

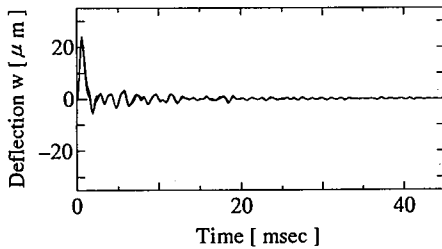
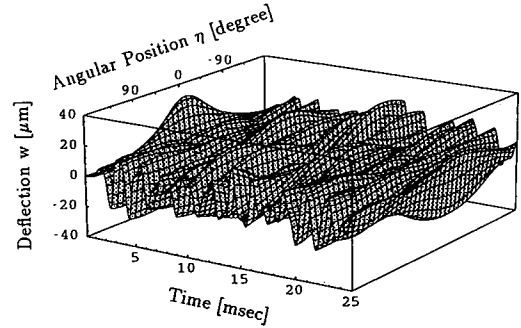


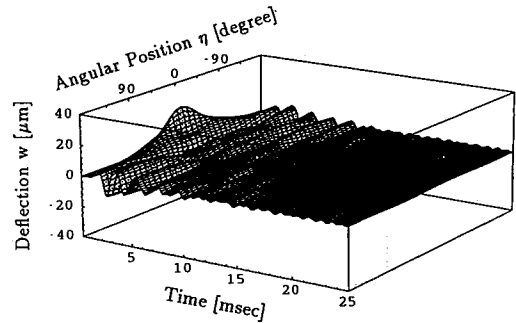
図5 比例ゲインと微分ゲインが及ぼす制振効果。
 $G_D = 100, G_P = 30000, 50000, 80000$.

正弦半波外乱がブレードに作用した場合である図2(a), 4(a)につきブレード内周全体の変位の時間変化を示したのが図6である。図はブレード内周を展開し、25msecまでの内周変位の時間変化を示している。図(a)は制御を加えなかった場合、図(b)は速度制御を加えた場合の結果である。図6(a), (b)を比較すると(b)ではブレード内周全域にわたり振動が減少しているのが分かる。また図(a)では外乱により発生した振動が時間の経過と共に周方向に伝播していくのが分かる。この場合ブレード自身が回転しているためブレードの回転方向に伝わる波と逆方向に伝わる波の速度と振幅が異なるため $\eta = 0^\circ$ に関して応答は対称ではない。このような波の伝播特性を考え、以下インゴット近傍以外の位置で制御力を加えた場合の制振効果を調べてみる。

まず外乱の作用していないブレードに対し、本来制



(a) 制御をかけない場合。 $G_P = G_D = 0$.

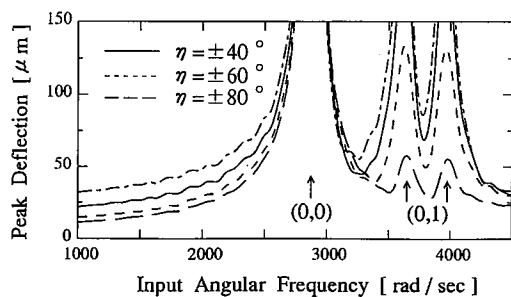


(b) 速度フィードバック制御を加えた場合。
 $G_P = 0, G_D = 100$.

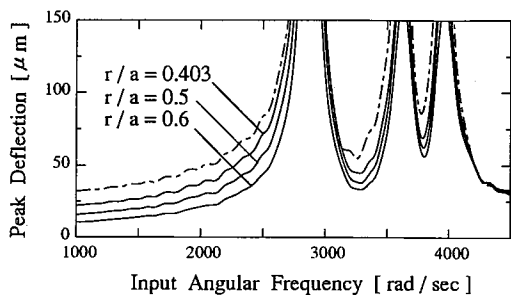
図6 正弦半波外乱に対するブレード内周全域の変位の時間応答

御力を加えるはずの2点に正弦波力を加え、刃先の $\eta = 0^\circ$ におけるブレード変位の変化を調べてみる。具体的には駆動位置を半径方向及び周方向に変化させ、それぞれの位置において正弦波入力を加え、観測点での最大振幅を求める。なお入力周波数がブレードの共振周波数に近づくと応答振幅は増大するが、計算の都合上すべての入力外乱に対し観測時間を45msecで打切る。

図7は駆動周波数を横軸にとりブレードの切刃中心($r = b, \eta = 0^\circ$)での最大振幅の変化を示したものである。図(a)は半径一定($r = b$)とし角度 η を変化させた場合、(b)は角度一定($\eta = \pm 40^\circ$)とし半径 r を変化させた場合の結果である。比較のためブレード刃先($r/a = 0.403, |\eta| \leq 40^\circ$)に正弦波外乱を加えた場合のブレード切刃中心の周波数応答を一点鎖線で示してある。ブレードの各共振周波数において振幅が急激に増大することが分かる。図(a)において実線は $\eta = \pm 40^\circ$ の制御位置に正弦入力を与えた場合の周波数応答であり、点線は $\eta = \pm 60^\circ$ 、破線は $\eta = \pm 80^\circ$



(a) 駆動点の角度を変化させた場合. $r/a = 0.403$. ---; $|\eta| \leq 40^\circ$ の範囲に分布荷重を加えた場合.



(b) 駆動点の半径を変化させた場合. $\eta = \pm 40^\circ$. ---; $r/a = 0.403$, $|\eta| \leq 40^\circ$ の範囲に分布荷重を加えた場合.

図7 駆動点位置の変化によるブレード変位の周波数応答の変化

の場合を示す。図(b)は $\eta = \pm 40^\circ$ と一定とし、半径を $r/a = 0.403, 0.5, 0.6$ と変化させた場合である。図(a)のように駆動入力に加わる位置角度が大きくなると、(0,1)モードの固有振動数(577Hz, 629Hz)⁽⁷⁾近傍における振幅が著しく減少する。これは $\eta = \pm 80^\circ$ ではブレードの(0,1)モードを加振しにくいことを表わしており、(0,1)モードの振動が生じたときはこの位置に力を加えてもブレードの振動を制御しにくいことを表している。一方、図(b)のように η を一定とした場合、半径が変化しても(0,1)モードの応答に大きな変化はみられない。しかしながら(0,0)モードの固有振動数より低い域での応答を見ると、駆動半径の増加とともにブレードが駆動されにくくなっていることがわかる。

図7の結果より、ブレード上の角度が小さく刃先に近い位置で駆動を行うとブレード切刃中心での変位振幅は大きくなり、変位を制御し易いことがわかる。このことを考え、次に駆動点をインゴット送り方向と平行に移動させ、ブレード切刃中心での変位振幅の変化

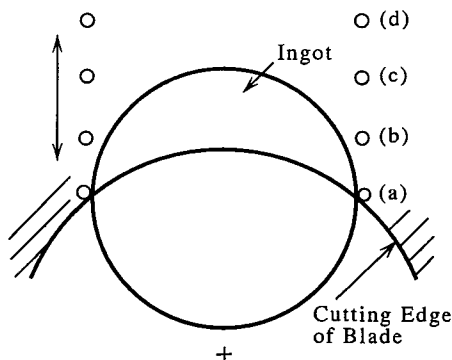


図8 インゴット送り方向に設定した駆動位置. (a) $r/a = 0.403, \eta = \pm 40^\circ$; (b) $r/a = 0.5, \eta = \pm 32^\circ$; (c) $r/a = 0.6, \eta = \pm 26^\circ$; (d) $r/a = 0.7, \eta = \pm 22^\circ$.

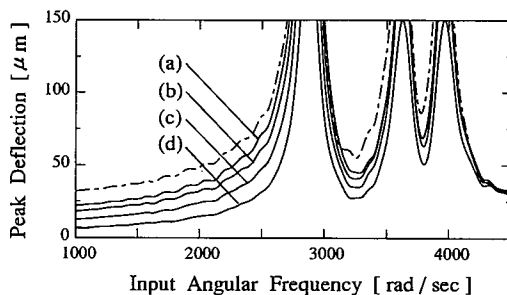


図9 図8に示した駆動位置での周波数応答. ---; $r/a = 0.403, |\eta| \leq 40^\circ$ の範囲に分布荷重を加えた場合.

を調べ制御力を加える最適駆動位置を探る。駆動点の位置の変化を図8に示す。(a)の位置は駆動半径は小さいが周方向の角度が大きい場合であり、(d)の位置は駆動半径は大きい周方向角度が小さい場合である。

図8におけるそれぞれの位置で駆動したときの切刃中心の変位振幅を図9に示す。図より明らかなようにブレード切刃中心の動かし易さは駆動点の半径に強く依存する。(a)-(d)を比較すると半径が大きくなるにつれて変位振幅は減少しており、したがって外乱により振動が生じた場合制御しにくいといえる。振幅減少の度合から鑑み駆動点は $r/a \leq 0.5$ に設定するのが妥当と判断される。

図7(a)の結果に基づき、エアーノズル及び変位センサの設定位置を内周に沿い周方向に移動させた場合の制振結果を図10に示す。図中、実線は $\eta = 0^\circ$ に関して対称な $\pm 40^\circ$ にエアーノズルとセンサを設定した場合のブレード切刃中心($r = b, \eta = 0^\circ$)の変位、

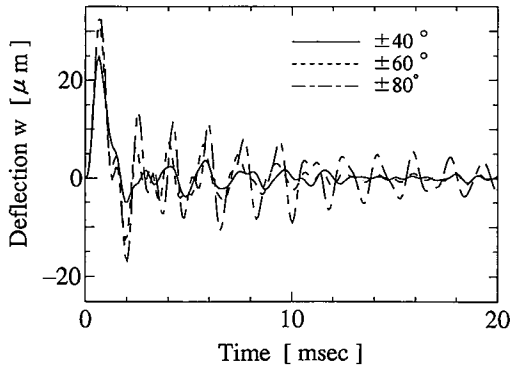


図10 エアーノズル及びセンサ位置を内周に沿って変化させた場合の制御結果。 $G_D = 100$; $r/a = 0.403$; $\eta = \pm 40^\circ, \pm 60^\circ, \pm 80^\circ$.

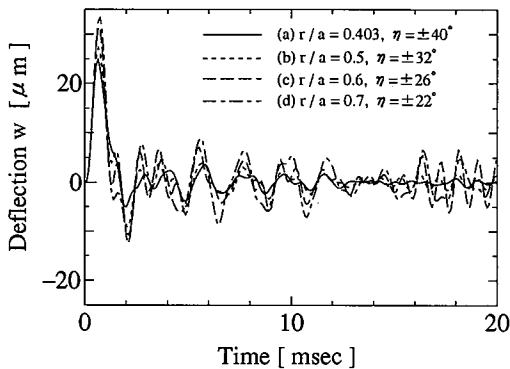


図11 図8に示される位置で制御を行った場合の結果。 $G_D = 100$.

また破線及び一点鎖線はエアーノズル及びセンサをそれぞれ $\pm 60^\circ, \pm 80^\circ$ に設定した場合の結果である。図より制御力を加える角度が増大していくと外乱作用後の振動が十分に抑制できなくなるのが分かる。前述のように外乱がブレード刃先のインゴット接触域 ($r = b, |\eta| \leq \eta_0$) に作用する場合、ブレード上で主に励振されるモードは $(0, 0), (0, 1)$ モードである。制御力を加

える角度を大きくしていくと振動が抑えにくくなるのは図7(a)で示されるようにそれらの位置では $(0, 1)$ モードが十分に制御できないためである。

次に、図8に示された (a)–(d) に制御力を加えた場合の制御結果を図11に示す。(a), (b) に制御力を加えた場合は十分な制御結果が得られるのに対し、(c), (d) では振動が抑えられにくいことが分かる。

4. 結 論

本研究はインゴット切削中のシリコンウエハスライサブレードについて、ブレードの振動とPD制御が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、ブレードの面外方向にアクティブに制御力を加えることでブレードの振動が抑えられること、この場合エアーノズル及びセンサはブレード上の角度が小で半径域 $r/a \leq 0.5$ に設定するのが適当であることが分った。

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) 本田, 精密工学会誌, 60-2 (1994), 173.
- (9) 長南・江・増井, 機論, 60-570, C(1994), 498.
- (10) 増井・長南・江, 機論, 61-582, C(1995), 612.