ダイナミック汙過における汙室内流動状態に及ぼす ローター形状の影響†

白戸紋平・山崎春夫*・村瀬敏朗

岩田政司・伊藤 毅

名古屋大学工学部 化学工学科††

ダイナミック汙過では、汙材面から汙過ケーキを完全に掃流できる形状をもつローターが望まれる。この条件を満たすローター形状を考察するため、数種類のローターを用い透過がない場合について、汙室内部の速度分布およびローターの流体摩擦抵抗を測定しローター形状の影響を検討した。

溝付鈍頭ブレイド形ローターを高速回転させると、汙材近傍に生ずる境界層において周方向、半径方向および軸方向のすべての速度成分をかなり増加させ、汙材面に強い剪断力が作用し掃流効果を向上させると考えられる。速度分布に及ぼすブレイド形ローターのレイノルズ数 Re 、溝幅 a および溝ピッチ l の影響は、核流部とローターの周速度比 K の増加で評価することができ、 K 値と無次元量 $(Re \cdot a/l)$ の本報の関係式を用いれば、汙室内部の速度分布を近似推定できる。また、ブレイド形ローターの回転トルクについても、同様な操作諸因子を用いて $Re > 3 \times 10^5$ の乱流範囲における相関式を得た。

緒 言

汙過ケーキが汙材面に生成されると、汙液への流動抵抗が増大し、一般に汙過速度が次第に減少する。特に、透過性が極めて小さい難汙過性ケーキが生成される場合は、ごくわずかのケーキの生成で汙過速度に著しい減少が起これ、汙過を続けることが事実上困難となる。この種の難汙過性スラリーの汙過濃縮法として、また通常のスラリーをより高分離速度で汙過濃縮するために、汙過ケーキの生成を抑えて汙液が受ける抵抗を零もしくはそれに近い値に保つダイナミック汙過が注目されている。従来の回転円板型ダイナミック汙過では、円形の汙過板と円板形のローターを交互に設置し9~20の汙室を構成する。1個の汙室は、ある間隔で平行に設置された2枚の汙過板とその周壁を構成する汙枠より成り、ローターは2枚の汙過板の中央に同心円状に設置される。汙過板の中心にはローター軸、またその周囲に輪形状のスラリーの流入あるいは流出孔が設けられる。スラリーはポンプで装置内部へ供給され、一端の汙過板の流入口から汙室の中へ流入し、汙過板とローターの間で、ローターと

ともに高速度で流動し汙過板に生成される汙過ケーキを掃流しつつ汙過される。濃縮されたスラリーは、ローターと汙枠周壁の間の輪形状の断面を通してローターと他端の汙過板の間へ流入し、さらに汙過濃縮された後、汙過板の流入孔を通り次の汙室へ移動する。すなわち、装置の一端から供給した原料を排出端へ向かって順次移動させる必要があり、原料が次第に汙過濃縮され高濃度になるとともにその輸送により大きな動力が必要となる。したがってより高速度で高濃度まで汙過するためには、使用するローターは汙過ケーキをより完全に掃流できる流れを汙室内部に発生させるとともに、濃縮されたスラリーを容易に流動させることができる形状が望ましいが、ダイナミック汙過に関する研究^{1,4,7-9)}は極めて少なく、ローターの最適形状は不明といって過言でない。前報^{5,6)}では、工業的に実用されている溝付回転円板を使用し、汙室内部の流動状態およびローターの流体摩擦抵抗に及ぼす溝効果の影響を明らかにした。

本報では、濃縮されたスラリーを次の汙室へ移送しやすいと考えられるローターとして、従来の回転円板型ローターに切欠きを設けたブレイド形および星形の各種ローターを用いて透過がない場合の汙室内部の2次元速度分布を測定し、汙室底部に作用する掃流力へのブレイドの断面形状および溝の影響を考察した。次いで汙室底面の圧力分布およびローターの回転トルクに及ぼすロー

† 1986年8月1日受理；化学工学協会第50年会（横浜，1985年3月）にて発表

†† 〒464 名古屋市千種区不老町

* 名城大学理工学部 機械工学科

ター形状の影響を測定して、速度分布の影響をも考慮し、従来の回転円板型よりも大きな掃流力を得るのにより適したローター形状を求めた。

1. 実験装置および方法

浴室内部の2次元速度分布および底部固定面における圧力分布を測定するためFig. 1に示した実験装置を使用した。円筒形の浴槽および浴板はアクリル樹脂製、浴槽中央部に回転するローターはジュラルミン製である。浴槽の内径 D は320mm、ローターの直径 D_R および厚み H_R はそれぞれ300mmおよび8mm、ローターと固定円板との軸方向の隙間、すなわち、浴槽厚さ s_0 は8mmとした。使用したローターの形状は、Fig. 2に示したように、星形、ブレード形、溝付円板および金網付円板である。(a)の星形および(b)~(d)のブレード形には、翼の中央部に溝を設けたいわゆる溝付ローターと溝なしローターを用いた。溝幅 a は星形では10mm、ブレード形では16mm、溝深さ h は全て2mmである。ブレード形ローターについては、ブレードの断面形状の影響を考察するため、図に示したように側面に傾斜断面をもつローターおよび矩形断面をもつローターを用いた。(e)は放射状の溝をもつ円板形、(f)は円弧状の溝を設けた円板形ローター、(g)は金網付ローターである。円弧状および放射状の溝幅 a はブレード形の場合と同様に16mm、溝深さ h は2mmである。また、円弧溝の曲率半径は15.0cmである。金網付ローターでは、直径 $D=100\sim 200$ mmの表面部分を0.65mmだけ凹状に切削し、その部分に線径0.3mm、20メッシュの金網を接着した。

浴室内部の2次元速度分布を測定するため、端板と平行にローターを設置して浴槽に液を満たし、トレーサー粒子として適量のポリメチルメタアクリレート（面積平均径 $d_p=0.824$ mm、密度 $\rho_p=1.03$ g/cm³）を懸濁させ、ローターを定速回転させ定常状態に達した後にストロボスコープで浴槽の水平断面を照射しその面内の粒子軌跡を鏡を通して写真撮影した⁵⁾。ストロボスコープで照射したスリット面の厚さは、浴槽中央部で約1mmである。種々な水平断面の粒子軌跡を撮影するため、照射位置を底面($s=0$)からローター下面($s=s_0=8$ mm)まで0.5mmの間隔で移動させた。液体の周速度 u および半径方向分速度 v は、粒子軌跡とストロボスコープの閃光周波数との関係を用いて、前報⁵⁾と同様にして算出した。また、固定面($s=0$)における圧力分布を測定するため、半径 $r=45, 60, 75, 90, 120$ および150mmの端板の各位置に測定孔を設け、液柱計に接続した。また、流体摩擦抵抗に及ぼすローターの形状の影響を調べるため、ローターの回転軸をトルク計に接続し、回転トルクを測定した。流

Fig. 1 Experimental apparatus

Fig. 2 Experimental rotors of various shapes

体摩擦抵抗の測定に用いた浴槽の内径 D は274mm、ローターの直径 D_R は271mm、ローターの厚み H_R は10mm、ローターと固定円板との間隙 s_0 は10mmである。ローターの回転速度 N_R の実験範囲は $0.67\sim 14.2$ s⁻¹、ストロボスコープの閃光速度は83.3~250.0s⁻¹、ローターのレイノルズ数 $Re(=r_0^2\omega_0/\nu)$ は $7.0\times 10^4\sim 1.5\times 10^6$ である。なお、 r_0 はローター半径、 ω_0 はローターの角速度、 ν は平均温度に対応した液体の動粘度である。

2. 実験結果および考察

2.1 速度分布への形状効果

Figs. 3, 4には、各種ローターによる周方向速度 u 、半径方向速度 v をそれぞれ $u/r\omega_0$ 対 s/s_0 、 $v/r\omega_0$ 対 s/s_0 として示した。半径比(r/r_0)が0.6、ローターのレイノルズ数 Re が 3.6×10^6 における実験結果である。写真撮影した多数のトレーサーの軌跡の中から、初めから終端までの軌跡が明瞭で照射断面内をほぼ水平に流動したと考

Fig. 3 Velocity distribution in axial direction

えられる粒子軌跡を選び計算した値である。すなわち、各粒子軌跡の初めおよび終端の円筒座標 (r_1, φ_1) , (r_2, φ_2) を定め、閃光時間 θ を用いて角速度 $\omega = (\varphi_1 - \varphi_2) / \theta$ を算出して $u = \omega (r_1 + r_2) / 2$, $v = (r_2 - r_1) / \theta$ を求め、これを位置 $[(r_1 + r_2) / 2, s]$ における流速とした⁵⁾。 s は固定面から測定した軸方向距離であり、図のプロットではスリット中央の値を使用した⁵⁾。無次元距離 $(s/s_0) = 0$ は固定面、 $(s/s_0) = 1$ はローター表面の位置を表す。 Fig. 3 は矩形断面をもつブレード数 8 の溝付ローター (B8G8-16S)、傾斜断面をもつブレード数 8 の溝付ローター (B8G8-16T)、溝付星形ローター (S5G5-10T)、溝なし星形ローター (SG0T) および溝数 8 の放射状溝付円板形ローター (DG8-16) による結果、 Fig. 4 は、溝数 4 の円弧状溝付円板形 (DG4-16C)、ブレード数 2 の溝付および溝なし矩形断面形 (B2G2-16S および B2G0S)、ブレード数 2 の溝なし傾斜断面形 (B2G0T)、金網付円板形 (DW20#) および溝なし円板形ローター (DG0) の結果である。図から明らかなように、ローターの形状は特に周速度 u に著しい影響を及ぼす。溝なし平滑円板の場合、底面近傍では中心に向かう内向きの回転流となり、負の半径方向速度 v をもつ。一方、中央部では $v \approx 0$ の単なる回転流、回転ローター近傍では外向きの回転流となり、炉室内部の速度分布は、厚さ ζ の底部境界層、厚さ δ の回転円板境界層および両境界層の間に存在する核流部の 3 領域に分けて表すことができる^{2,3,5)}。ローターの Re 数が 3

Fig. 4 Velocity distribution in axial direction

$\times 10^5$ 以上の乱流範囲では、各領域の速度分布はそれぞれ Eqs. (1) ~ (3) で近似できる^{2,3,5)}。

固定円板境界層 ($s \leq \zeta$) ;

$$\left. \begin{aligned} u &= Kr\omega_0 (s/\zeta)^{1/7} \\ v &= -0.374 Kr\omega_0 (s/\zeta)^{1/7} (1-s/\zeta) \\ \zeta &= 0.309 \{ r(1-K)^3 / K \} (\nu / r^2 \omega_0)^{1/5} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

回転円板境界層 ($z \leq \delta$) ;

$$\left. \begin{aligned} u &= r\omega_0 \{ 1 - (z/\delta)^{1/7} + K(z/\delta)^{1/7} \} \\ v &= 0.220 (1-K) r\omega_0 (z/\delta)^{1/7} (1-z/\delta) \\ \delta &= 0.526 (1-K)^2 r (\nu / r^2 \omega_0)^{1/5} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

核流部 ($\zeta \leq s \leq (s_0 - \delta)$) ;

$$u = Kr\omega_0, \quad v = 0 \quad (3)$$

ここに、 K は核流部と回転円板との周速度の比 $(u / r\omega_0)$, $z (= s_0 - s)$ は回転円板表面から測った軸方向の距離であり、任意断面の位置を表す変数である。

ブレード形、星形など他の形状のローターによる場合も、周速度 u および半径方向速度 v は溝なし円板の場合とはほぼ同様な分布曲線を示しており、 K の変化を考慮すれば Eqs. (1) ~ (3) で表すことができ、2次元的速度分布に及ぼすローターの形状効果は K 値の変化でかなり評価できると考えられる。 Figs. 3, 4 において実線で比較した計算値は、 $s/s_0 \approx 0.5$ における実験値 $(u/r\omega_0)$ を図より読みとり、 Eqs. (1) ~ (3) で得た結果である、

Figs. 5, 6 には、ローターのより適した形状を考察する

Fig. 5 Correlation between K -value and a factor ($Re \cdot c/l$)

ため、 $s/s_0 \approx 0.5$ における各種ローターの K 値と溝なしローターの値 K_0 との比を示した。Fig. 5はブレード形および星形など切欠きを有するローターに関する値である。横軸の値 c はブレードなどの幅、 l はローター外周($r=r_0$)で測定したブレード中心間のピッチであり、ブレード数を i_B とすれば $l=2\pi r_0/i_B$ である。一般に速度分布はブレード数、ブレードの断面形状、溝数などによって種々変化するが、 K/K_0 対 $(c Re/l)$ のプロットによると、傾斜断面で溝なし、傾斜断面で溝付、矩形断面で溝付の3種類のローターの間に明確な差異が生じ、形状による影響の大小が判定できた。図から明らかなように、ブレード数が同一の場合、溝付矩形断面形ローターを使用すると速度分布が最大となり、底面に汜過ケーキが形成される場合はその掃流に最も適すると考えられる。Fig. 6は、この溝付矩形断面ブレード形の結果(K/K_0)と溝付円板形ローターによる結果(K/K_0)⁵⁾の比較図である。横座標の a は溝幅、 l はローター外周における溝中心間のピッチ長さであり、溝数を i_G とすれば $l=2\pi r_0/i_G$ である。溝付傾斜断面ブレード形や星形ローターの値(K/K_0)は、前報⁵⁾の溝付円板形ローターの結果とほぼ同一値を示すのに対して、溝付矩形断面ブレード形ローターでは、大きな(K/K_0)値を与え、実験的にEqs. (4)～(6)で近似できた。

溝付矩形断面ブレード形ローターの場合；

$$K/K_0 = 0.623 (a \cdot Re/l)^{0.105} \quad (4)$$

$$\text{ただし、} K_0 = 0.740 Re^{-0.063} \quad (5)$$

溝付円板形ローターなどの場合；

$$K/K_0 = 0.529 (a \cdot Re/l)^{0.112} \quad (6)$$

なお、Eqs. (5), (6)の結果は、前報⁵⁾での関係式をその後得た実験結果を加えて若干の修正を行ったものである。適用範囲は、全て $5 \times 10^3 \leq (a/l) Re \leq 10^5$ である。

Fig. 6 Correlation between K -value and a factor ($Re \cdot a/l$)

2.2 汚室底部の圧力分布への影響

汚室底部に発生する圧力分布を考察するため、底部に設けた圧力測定孔に液柱計を連結して半径 r 方向の圧力分布を測定し、Eq. (7)によって圧力係数 C_p を算出してFig. 7に示した。

$$C_p = (p - p_0) / \{ (\rho r_0^2 \omega_0^2) / 2 \} \quad (7)$$

基準圧力 p_0 には、ローターの外周部($r_0=15$ cm)における値を用いた。 p_0 の値は、図の溝なし円板形(DG0)の場合は103.3kPa、溝付矩形断面ブレード形(B8G8-16S)の場合は104.3kPaである。 ρ は液体の密度である。図は溝付矩形断面ブレード8形、溝付傾斜断面ブレード8形、放射状溝付円板形、溝なし傾斜断面ブレード2形および溝なし円板形ローターによる $Re=3.6 \times 10^5$ における C_p 値の比較である。実線は、圧力分布が核流部の回転流に起因すると仮定してEqs. (4)～(6)より K 値を求め、Eq. (8)⁵⁾に代入した計算結果である。

$$C_p = K^2 \{ (r/r_0)^2 - 1 \} \quad (8)$$

溝なしおよび溝付円板形ローターの場合、実験値 C_p は計算値 $C_{p,cal}$ とかなり良く一致し、底部の圧力分布は主として回転流による遠心力に起因すると考えられる。ブレード形ローターの場合では、実験値 C_p は計算値 $C_{p,cal}$ とかなり大きな差異を示し、回転流による遠心力に加えて他の因子による圧力降下が底部に起こると推察される。この付加圧力に影響する諸因子を考察するため、Fig. 8には、ブレード形ローターについて $(r/r_0)=0.6$ における $(C_p/C_{p,cal})$ 値を求め、 K 値に対しプロットした。 Re 数の範囲は $1 \times 10^5 \sim 8.2 \times 10^5$ である。溝なし傾斜断面ブレード2形ローター、溝付矩形断面ブレード2形、溝付傾斜断面ブレード8形および溝付矩形断面ブレード8形ローターの順序、すなわち、流速がより増大するローター形状の場合ほど、付加圧力がより大きくなることが認められる。この付加圧力は、ブレード表面で流体を排除

Fig. 7 Pressure distribution in radial direction

しつつローターが回転することによって生ずる軸方向の速度成分による流れの乱れに起因するものと推察され、溝付矩形断面ブレード形による回転流の流速増加とともに軸方向の速度成分による掃流力が発生し、窪室底部の生成ケーキの掃流により好ましい影響が生ずると考えられる。ブレード形ローターの $(C_p/C_{p,cal})$ 値は Re 数の大小によって変化する傾向があるが、乱流域 ($Re > 3 \times 10^5$) では実験的に Eq. (9) で近似できた。

$$C_p = 0.835 e^{0.89K} \cdot C_{p,cal} = 0.835 e^{0.89K} \cdot K^2 [(r/r_0)^2 - 1] \quad (9)$$

ただし、適用範囲は $0.3 < K < 0.7$ である。

Fig. 7 に比較した点線は、Eqs. (4)~(6) および (9) による計算結果である。

2.3 流体摩擦抵抗への影響

ローターの摩擦抵抗抗モーメント M を測定し、流体摩擦抵抗係数 C_m を Eq. (10)⁶⁾ より算出し Fig. 9 に示した。

$$C_m = 2M / (\rho r_0^5 \omega_0^2) \quad (10)$$

M はローターの両面に関する摩擦抵抗抗モーメントである。図のように、ブレード形ローターの C_m 値も $Re \approx (2 \sim 3) \times 10^5$ を境としてそれぞれ傾斜が異なる 2 つの直線関係より成り、溝なしおよび溝付円板形ローターの場合⁶⁾ と同様な傾向を呈する。各種ローターの中で C_m 値は、溝付矩形断面ブレード 8 形ローターによる場合が最大、次いで溝付矩形断面ブレード 2 形、溝付傾斜断面ブレード 8 形、(溝付円板形ローターはほぼ同じ値) および溝付傾斜断面星形ローターの順に小さな値を示した。Fig. 10 には、各種ローターの値 C_m と溝なし円板形ローターの値 C_{m0} との比 (C_m/C_{m0}) を示した。溝付円板形ロー

Fig. 8 Coefficient of pressure drop c_p of blade rotors

Fig. 9 Torque coefficient C_m vs. rotor Reynolds number Re

ターの値 C_m は、 Re 数、窪室間隔 s_0 、窪室周壁とローターとの間隔 $(R-r_0)$ 、溝数 i_c および溝寸法によって種々変化するが、これらの値には無関係に、 C_m/C_{m0} 対 $[(abr_0/l^3)^{3/25} (s_0/r_0)^{1/100} Re^{1/25}]$ は両対数紙上で 1 本の直線関係を呈する⁶⁾。ブレード形ローターにおいても、溝付傾斜断面形の場合には溝付円板形による結果とほぼ一致した値 (C_m/C_{m0}) を示す。溝付星形ローターの場合もほぼ同程度の値を示すことが認められた。これら溝付円板形などの結果と比較して、溝付矩形断面ブレード形の結果 (C_m/C_{m0}) は、より大きくなるが、溝付円板形の場合と同様に $[(abr_0/l^3)^{3/25} (s_0/r_0)^{1/100} Re^{1/25}]$ に対してプロットするとブレード数に無関係にほぼ 1 本の直線関係で表すことができ、Eq. (11) で近似できた。適用範囲は、 $0.8 \leq [(abr_0/l^3)^{3/25} (s_0/r_0)^{1/100} Re^{1/25}] \leq 1.5$ である。

溝付矩形断面ブレード形ローターの場合；

$$\frac{C_m}{C_{m0}} = 2.67 \left[\left(\frac{abr_0}{l^3} \right)^{3/25} \left(\frac{s_0}{r_0} \right)^{1/100} Re^{1/25} \right]^{0.295} \quad (11)$$

Fig. 10 Torque coefficient C_m of grooved rotors

ただし, $C_{m0} = 0.0848 (r_0/R)^{1.06} \cdot (s_0/r_0)^{0.0884} \cdot Re^{-0.177}$ (12)⁶⁾

図中の溝付円板形ローターに関する実線は, 前報⁶⁾の Eq. (13) による計算結果である.

$$\frac{C_m}{C_{m0}} = 1.83 \left[\left(\frac{abr_0}{l^3} \right)^{3/25} \left(\frac{s_0}{r_0} \right)^{1/100} Re^{1/25} \right]^{1.03} \quad (13)$$

Fig. 9の実線は, Eqs. (11)~(13) による計算値である. $Re \geq 3 \times 10^5$ の範囲では, 溝付矩形断面ブレード 8 形ローターの値 C_m は溝付円板形ローターの値の約 1.2 倍であり, その差は比較的小さい. 回転における流体摩擦抵抗は, 他のローター形状の場合と比べてやや増加するが, ブレード形は切欠きを有し隣接の汚室への濃厚スラリーの圧送が容易となるため, 溝付円板形と比較し軸方向の移送動力をかなり減少することができると推察される.

結 言

ダイナミック汚過において, 汚材面に大きな剪断力を作用させより完全に汚過ケーキを掃流するとともに, 隣接した汚室へ濃厚スラリーをより容易に流入できるローターを考察するため, 各種ローターの形状と汚室内部の流動状態および回転トルクとの関係を検討し以下の結果を得た.

1) ブレード形, 星形など切欠きを有するローターの場合も, 汚室内部の流れはローターと汚材面近傍の境界層および両境界層間の核流部との 3 つの層域より成り, 円板形の場合と同様な傾向を呈する. これらの層域における 2 次元速度分布は, ローターのブレード数, ブレードの溝およびブレードの断面形状によって変化し, 核流部とローターの周速度比 K 値によって評価できる. 溝付矩形断面ブレード形ローターによると周方向速度が最大となるが, その増加量は K 値に関する関係式によって推定できる.

2) 溝付矩形断面ブレード形によると, 遠心力による圧力分布に加えて汚材面に最も大きな付加圧力が発生する. この付加圧力は汚材面に垂直な流れによるものと考えられる. 溝付矩形断面をもつブレード数 8 のローターによると周速度および垂直な流れが最も大きく増加し, 汚材面におけるケーキの掃流に最も適すると考えられる. 汚室底部の圧力分布および回転トルクは本報の実験式によって操作諸変数に関係づけることができると考えられる.

[付 記] 本研究は文部省科学研究費(環境科学特別研究・課題番号 60030044)の援助を受けた. ここに, 厚く感謝の意を表します.

Nomenclature

a	= width of groove	[m]
b	= length of groove	[m]
c	= width of blade	[m]
C_m	= torque coefficient	[-]
C_{m0}	= torque coefficient for ungrooved disc	[-]
C_p	= coefficient of pressure drop	[-]
$C_{p,cal}$	= coefficient of pressure drop, calculated by Eq. (8)	[-]
D	= inside diameter of filter chamber	[m]
D_R	= diameter of rotor	[m]
H_R	= thickness of rotor	[m]
h	= depth of groove	[m]
i_B	= number of blades	[-]
i_G	= number of grooves	[-]
K	= ratio of tangential velocities of core and rotor	[-]
K_0	= value of K without grooves of disc	[-]
l	= pitch of groove	[m]
M	= frictional moment	[N·m]
N_R	= rotational speed of rotor	[s ⁻¹]
p	= pressure at an arbitrary position r	[Pa]
p_0	= pressure at $r=r_0$	[Pa]
Re	= Reynolds number of rotor ($=r_0^2 \omega_0/\nu$)	[-]
r	= radial coordinate of cylindrical system	[m]
r_0	= radius of rotor	[m]
s	= axial distance from filter medium, i.e. axial coordinate of cylindrical system	[m]
s_0	= axial clearance between rotor and end plate	[m]
u	= tangential velocity of liquid flow	[m/s]
v	= radial velocity of liquid flow	[m/s]

z	= axial distance measured from rotor	[m]	2) Daily, J. W. and R. E. Nece: <i>Trans. A.S.M.E., D.</i> 82 , 217 (1960)
δ	= boundary-layer thickness next to rotor	[m]	3) Kurokawa, J. and T. Toyokura: <i>Trans. J.S.M.E.</i> , 41 , 1753 (1975)
ζ	= boundary-layer thickness next to filter medium	[m]	4) Shirato, M., K. Oosasa and Y. Takaoku: <i>Kagaku Kōgaku</i> , 34 , 773 (1970)
ν	= kinematic viscosity of liquid	[m ² /s]	5) Shirato, M., T. Murase, H. Yamazaki, M. Iwata and M. Inayoshi: <i>Kagaku Kōgaku Ronbunshu</i> , 11 , 162 (1985)
ρ	= density of liquid	[kg/m ³]	6) Shirato, M., H. Yamazaki, T. Murase and M. Iwata: <i>ibid.</i> , 11 , 680 (1985)
ρ_p	= true density of tracer particle	[kg/m ³]	7) Tiller, F. M. and K. S. Chen: <i>Filtrat. & Separat.</i> , 14 , 13 (1977)
ω_0	= angular velocity of rotor	[rad/s]	8) Toda, T.: <i>ibid.</i> , 18 , 118 (1981)
			9) Wronski, S. and A. Morz: <i>ibid.</i> , 21 , 397 (1984)

Literature cited

- 1) Bagdasarian, A., F. M. Tiller and J. Donovan: *Filtrat. & Separat.*, **14**, 455 (1977)

Effect of Rotor Style on Flow Pattern in Dynamic Filter Chamber without Permeation

Mompei Shirato, Haruo Yamazaki*, Toshiro Murase,
Masashi Iwata and Takeshi Ito

Dept. of Chem. Eng., Nagoya Univ., Nagoya 464

Key Words: Solid Liquid Separation, Filtration, Dynamic Filtration, Thin Cake Staged Filtration, Rotary Filter Press, Flow Pattern

To achieve an efficient dynamic filtration, the rotor should be of such a style that the induced flow sweeps filter cake from filter medium completely. The effect of rotor style on the velocity profiles of liquid flow and the frictional resistance of the rotor in a cylindrical filter chamber were studied without permeation, using several types of rotor.

Rotating a grooved obtuse-blade rotor at high speed remarkably increases tangential, radial and axial velocity components in the boundary layer near the medium, and applies an intensive liquid shear on the medium. The effects on liquid velocity of the pitch l and width a of grooves and the Reynolds number Re can be evaluated from the increase in the ratio K of the tangential velocities of the core and rotor. The ratio K is a function of a dimensionless number ($Re \cdot a / l$), which provides an approximate prediction of the velocity distribution in the filter chamber. The torque on the blade-type rotor can also be estimated from the calculation of the same operational factors over the range $Re > 3 \times 10^5$.

* Dept. of Mech. Eng., Meijo Univ.