球形槽および円筒槽におけるパドル翼の攪拌所要動力の相関[†]

亀井 登^{*}・平岡節郎・加藤禎人・多田 豊
仕田裕貴・李 泳世^{**}・山口隆生^{***}・高 承台^{****}

名古屋工業大学工学部 応用化学科^{††}

球形槽および円筒槽におけるパドル翼の攪拌所要動力を広いレイノルズ数領域で測定し、種々の翼寸法に適用可能な、両槽に共通する攪拌所要動力の相関式を求めた。所要動力は平岡-伊藤が定義した摩擦係数 f と一般化レイノルズ数 Re_G で次式のように関係付けられた。

$$f = \frac{C_L}{Re_G} + C_t \left\{ \left(\frac{C_{tr}}{Re_G} + Re_G \right)^{-1} + \left(\frac{f_\infty}{C_t} \right)^{1/m} \right\}^m$$

ここで、 C_L , C_t , C_{tr} , f_∞ , m はそれぞれ翼寸法と羽根枚数で経験的に相関された。また、球形槽には、槽高さが直径に等しく、体積が球形槽体積と等しい円筒槽の見かけ直径を用いる。この相関式により、永田ら、Hixsonらの実験結果も良好に相関された。また、永田が提案した完全邪魔板条件での攪拌所要動力の簡易推算法に用いられる臨界レイノルズ数が、本相関式で与えられた層流から乱流への遷移に関する係数 C_{tr} と直接関係付けられることを示した。

緒 言

攪拌操作は化学工業において最もよく用いられる単位操作の一つとして古くから多くの分野で行われており、攪拌槽における諸特性の研究も盛んに行われてきた。その内でも攪拌所要動力特性は、単に機械的設計上重要であるだけでなく、攪拌装置の性能を評価・検討する上でも重要な因子となる。特に、実験室レベルから実プラントへのスケールアップが動力基準で行われることが多く、装置形状の選定と所要動力の設定は攪拌効果を決定する主要因となる。従って、攪拌所要動力に関する研究は、古くは実験^{1,14,17,22)}、最近では数値解析^{4,5,7,10,13)}と両面から広く行われてきており、所要動力の相関式も種々の攪拌翼に対して提出されている^{15,21)}。しかし、これらの研究のほとんどは円筒槽を対象としたものであり、僅かに角形槽^{1,16,20)}を対象にしたものがあるのみで、球形槽を対象とした研究報告はまだない。

一般に新製品を開発していく場合、実験室段階では球形のフラスコを使用し、それをパイロットプラント、実プラントへとスケールアップしていく段階では円筒槽を

使用することが多いことから、球形槽の諸特性に関する研究、さらには球形槽と円筒槽との諸特性の定量的な関係を明確にしておかなければならない。

これまで、円筒槽の攪拌所要動力は永田ら¹⁴⁾の相関式が広く用いられ、攪拌槽設計の基準となってきた。しかし、この相関式は羽根枚数が3枚以上で翼高さが大きい攪拌翼に対して動力推算に不安が残ることが指摘されている。平岡-伊藤²¹⁾は、輸送現象論的考察から、攪拌所要動力を槽壁の摩擦係数 f と一般化レイノルズ数 Re_G で相関する方法を提案し、さらに平岡ら^{3,4)}により代表速度 v_θ と代表長さ L に修正が加えられ、乱流域で寸法の大きなパドル翼の所要動力に対して翼寸法に関係なく次式が成立することが示された。

$$f = 0.242 Re_G^{-1/3} \quad (1)$$

ここで、摩擦係数および一般化レイノルズ数の定義式は次式で与えられた。

$$f = \frac{\bar{\tau}_w}{\rho v_\theta^2 / 2} = \left\{ \frac{8(d^3/D^2H)}{\pi^4 \beta^2 (1+\alpha)} \right\} N_p \quad (2)$$

$$Re_G = \frac{L v_\theta \rho}{\mu} = \left\{ \frac{\pi \eta}{4} \left(\frac{\beta D}{d} \right) \ln \left(\frac{D}{d} \right) \right\} Re_d \quad (3)$$

また、代表速度 v_θ と代表長さ L は次式のように定義された。

$$v_\theta = \frac{\pi}{2} N_d \beta \quad \left(\beta = \frac{2 \ln(D/d)}{(D/d) - (d/D)} \right) \quad (4)$$

$$L = \frac{D}{2} \eta \ln \left(\frac{D}{d} \right) \quad \left(\eta = 1 + e^{-10((D/d)-1)} \right) \quad (5)$$

[†] 1994年4月6日受理；化学工学会第57年会（堺，1992年4月）にて発表

^{††} 〒466 名古屋市昭和区御器所町

^{*} ダイセル化学工業(株)

^{**} 韓国明大学校 化学工学科

^{***} 中部大学工学部 機械工学科

^{****} 東洋エンジニアリング(株)

Table 1 Dimensions of impeller

d [mm]	57,	76,	95,	
b [mm]	19,	28,	38,	76
n_p	2,	4,	6,	8

ここで、Eq.(4)の補正係数 β は、 d/D が小さい翼に対して代表速度 u_b に曲率補正を加えるため導入されたものであり、Eq.(5)の補正係数 η は、 $d/D \geq 0.9$ のクリアランスの小さな翼に対して代表長さ L に見かけ間隔幅の補正を加えるため導入されたものである^{3,4)}、なお、Eq.(2)中の α は槽底に働くトルクと槽側壁に働くトルクの比を意味し、実験的に $\alpha = 0.2$ が与えられている²⁾。

一方、層流域では平岡ら⁶⁾の2次元流動数値解析の結果から $f \cdot Re_G$ の積が羽根枚数 n_p の1/3乗に比例することが与えられ、また、寸法の大きなパドル翼の所要動力の実験結果¹⁴⁾から $f \cdot Re_G$ は翼高さ b に比例することが示されており、これらのことから次式が得られる。

$$f \cdot Re_G = C_f(b/H)(n_p/2)^{1/3} = C_L \quad (6)$$

上式の関係は容易に攪拌所要動力を動力数と攪拌レイノルズ数の積 $N_p \cdot Re_d$ に変換でき、Eqs.(2),(3)および(6)より次式の関数表示を導出している^{7,8)}。

$$N_p \cdot Re_d = \frac{\pi^3(1+\alpha)C_f}{\eta} \left\{ \frac{(b/d)}{1-(d/D)^2} \right\} \left(\frac{n_p}{2} \right)^{1/3} \quad (7)$$

本論文では、球形槽および円筒槽におけるパドル翼の攪拌所要動力を層流域から乱流域までの広いレイノルズ数範囲で測定し、両者の挙動の差異を比較・検討すると共に、種々の寸法のパドル翼に対し広いレイノルズ数範囲にわたって適用可能な攪拌所要動力の相関式を提示する。また、永田ら¹⁴⁾が提案した完全邪魔板条件での攪拌所要動力を示す臨界レイノルズ数についても検討する。

1. 実験装置および方法

攪拌槽には、内径190, 163 mmの球形槽および内径170, 145, 130 mmの邪魔板なし円筒槽を使用し、攪拌翼には、翼径、翼高さ、羽根枚数の異なる種々のパドル翼を槽中心に備え付けた。使用した攪拌翼の寸法をTable 1に示す。本実験に球形槽を使用した場合の実験装置の概略図をFig. 1に示す。攪拌液には、イオン交換水、グリセリン水溶液および水飴水溶液のニュートン流体のみを使用し、円筒槽の場合は液深さを槽径と等しくして実験した。一方、球形槽の場合は球の直径に基づいて計算した球体積に等しい液量を満たして実験した。

実験は、まず攪拌槽に攪拌液を入れ、液温を30°Cに保ち攪拌を開始する。回転数を順次変化させ、その時々攪拌軸トルクをトルクメータ(MIXING TORQUE METER ST-1000 佐竹化学機械工業(株)製)によって測定し、記

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for spherical agitated vessel

録計にて記録する。これより各回転数に対する攪拌所要動力を決定する。得られた所要動力は動力数 N_p またはEq.(2)で定義される摩擦係数 f で整理される。

2. 実験結果の相関

2.1 層流域

層流域の攪拌所要動力に対してこれまで多くの相関式が提示されてきたが、広い範囲の条件を満足する相関式は得られていない。亀井ら¹²⁾は、最近、円筒槽内の2次元流動状態の数値解析に基づいて、パドル翼に対して次のような新しい相関式を提出した。

$$N_p \cdot Re_d = 8n_p + \frac{75.9n_p^{0.85}(b/d)}{0.157 + \{n_p \ln(D/d)\}^{0.611}} \quad (8)$$

この相関式に従って、球形槽と円筒槽のデータを相関したのがFig. 2(a)である。ここで、球形槽の代表直径は、次式のように槽体積が球形槽の体積と等しくなるよう定義された円筒槽の見かけ直径 D_a が用いられている。

(Appendix I)

$$D_a = (4V/\pi)^{1/3} = 0.874 D_s \quad (9)$$

V は球形槽体積であり、球の直径 D_s とは上式の関係にある。Fig. 2(a)は、両槽データが同一の相関式で整理できることを示している。

一方、平岡ら^{7,8)}は、Eq.(7)の関係に基づき、円筒槽に対して次のような相関式を提出している。

$$N_p \cdot Re_d = 13 \left(\frac{n_p}{2} \right)^{1/3} + \left(\frac{68}{\eta} \right) \left\{ \frac{(b/d)}{1-(d/D)^2} \right\} \left(\frac{n_p}{2} \right)^{1/3} \quad (10)$$

$$(\eta = 1 + e^{-10((D/d)-1)})$$

しかし、この相関式は羽根枚数が3枚以上で翼高さの低い翼や翼径比 d/D の大きな大型翼に対して精度が悪いことが指摘されてきた。その原因が上式の第1項 $13(n_p/2)^{1/3}$ の精度に問題があると推察されることから、Eq.(8)の第1項と同じ形に修正した次式で実験結果を相関してみたのがFig. 2(b)である。

Fig. 2 Comparison of observed power consumption in laminar flow region with calculated one (a) by Eq.(8) and (b) by Eq.(11)

$$N_p \cdot Re_d = 8n_p + \left(\frac{68}{\eta}\right) \left\{ \frac{(b/d)}{1-(d/D)^2} \right\} \left(\frac{n_p}{2} \right)^{1/3} \quad (11)$$

これより、上式は実験データを良好に相関しており、数値解析に基づくEq.(8)の第2項と槽壁への運動量移動の考察に基づくEq.(11)の第2項が同一の意味を持つこととなり、両式の第2項を等置し、Eq.(5)の代表長さの補正係数 η を導出し直すと次式となる。

$$\eta = \frac{0.711[0.157 + \{n_p \ln(D/d)\}^{0.611}]}{n_p^{0.52} \{1-(d/D)^2\}} \quad (12)$$

この関数を羽根枚数 n_p をパラメーターにして図示したのがFig. 3である。この図にはEq.(5)で与えられた補正係数 η も図示してある。Eq.(12)の補正係数 η は羽根枚数 n_p の影響をほとんど受けず、 $d/D \leq 0.95$ ではEq.(5)と良く一致していることが解る。しかし、翼と槽壁のクリアランスの小さい $d/D \geq 0.95$ では両式の間には大きな差異がみられ、これもEq.(10)を用いた場合の相関式の精度を悪くしている原因であると考えられる。従って、以後、この論文では、代表長さの補正係数 η の計算式として d/D の広い範囲で有効なEq.(12)を用いることとする。

層流域での $f \cdot Re_c$ の積 C_L はEq.(7)とEq.(11)を組み合わせると、次式で表される。

$$C_L = 0.215 \eta n_p \left(\frac{d}{H} \right) \left\{ 1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right\} + 1.83 \left(\frac{b}{H} \right) \left(\frac{n_p}{2} \right)^{1/3} \quad (13)$$

Fig. 3 Comparison of value of η defined by Eq.(5) with that defined by Eq.(12)

2.2 乱流域

邪魔板なし攪拌槽の乱流域での所要動力は、槽壁での条件が支配的となるため、槽壁での運動量の輸送現象に基づく次式で相関することを試みる。

$$f = C_t Re_G^{-m} \quad (14)$$

前述のように、平岡ら^{3,4)}は、寸法が大きな攪拌翼に対して $C_t = 0.242$, $m = 1/3$ を与えている(Eq.(1)参照)。しかし、広範囲の翼寸法に対して C_t , m は一定とはならず、平岡-伊藤²⁾が導出した槽壁での運動量の輸送現象に関する相似パラメーターに依存する。本論文では、平岡-伊藤が導出した相似パラメーターの羽根枚数に関する指数を修正した新しい相似パラメーター $\tau n_p^{0.7} b/D$ を用いることとする。この相似パラメーター中の変数 τ は翼寸法を用いて表現すると次式となる。(Appendix II)

$$\tau = \left\{ \frac{\eta \ln(D/d)}{(\beta D/d)^5} \right\}^{1/3} \quad (15)$$

$Re_G \geq 1000$ の範囲で実験により求めた C_t と m の値をFigs. 4, 5に示す。球形槽と円筒槽の実験値の間に有意の差異はなく、ここで与えられた相似パラメーターで良好に相関されることが解る。ここで、相似パラメーターが0.2以上では $C_t = 0.25$, $m = 1/3$ で一定となる。これらの値は平岡ら^{3,4)}の大型翼に対する値(Eq.(1))にはほぼ一致する。なお、ここでも球形槽に対して見かけ円筒槽直径 D_a が使用されている。Figs. 4, 5より、 C_t , m に対する実験式として次式が与えられる。

$$C_t = [1.96(\tau n_p^{0.7} b/D)^{1.19}]^{-7.8} + (0.25)^{-7.8}]^{-1/7.8} \quad (16)$$

$$m = [\{0.710(\tau n_p^{0.7} b/D)^{0.373}\}^{-7.8} + (0.333)^{-7.8}]^{-1/7.8} \quad (17)$$

2.3 広レイノルズ数領域での相関式の決定

広いレイノルズ数領域にわたって使用できる相関式をできるだけ簡便な関数形で表示するため、層流域のEq.

Fig. 4 Correlation of observed coefficient C_t in Eq. (14) with similarity parameter $\gamma n_p^{0.7} (b/D)$.

Fig. 5 Correlation of observed exponent m in Eq. (14) with similarity parameter $\gamma n_p^{0.7} (d/D)$.

(6) と乱流域の Eq. (14) を組み合わせて、次式のような関数表示を考える.

$$f = \frac{C_L}{Re_G} + C_t \left\{ \left(\frac{C_{tr}}{Re_G} + Re_G \right)^{-1} + \left(\frac{f_\infty}{C_t} \right)^{1/m} \right\}^m \quad (18)$$

ここで、 C_{tr} は層流から乱流への遷移に関する係数として定義され、遷移レイノルズ数を2乗した値に相当する。また、高レイノルズ数での所要動力の極限值に相当する極限摩擦係数 f_∞ も導入されている。

層流から乱流への遷移に関する係数 C_{tr} は、個々の翼に対する実験値と Eq. (18) の計算値との差が最小となるように決定された。その結果を次元解析して次式のような相関式を得た (Fig. 6 参照)。

$$C_{tr} = 38.9 \left(\frac{d}{D} \right)^{-3.94} \left(\frac{b}{D} \right)^{-1.95} n_p^{-0.58} \quad (19)$$

一方、極限摩擦係数 f_∞ は、永田¹⁴⁾ の $N_{p\infty}$ のデータを Eq. (2) に従って摩擦係数に変換し、相似パラメーターで相関したところ Fig. 7 のような相関を得た。これより、極限摩擦係数 f_∞ は Fig. 4 の係数 C_t の相似パラメーターに

Fig. 6 Correlation of coefficient C_{tr} in Eq. (18) with impeller sizes and the number of impeller blade

Fig. 7 Correlation of asymptotic value of friction factor f with similarity parameter $\gamma n_p^{0.7} (b/D)$.

対する依存性と良く似た傾向を示しており、図中の実線で示すように、Eq. (16) で表される C_t を用いて次式で良好に相関されることが解る。

$$f_\infty = 7.56 \times 10^{-3} (d/D) C_t^{0.308} \quad (20)$$

3. 攪拌所要動力の実測値と相関式の比較

本実験における球形槽での動力数の測定値と、Eq. (18) から求められる摩擦係数 f を Eq. (2) により変換した動力数の計算値を攪拌レイノルズ数 Re_d に対してプロットしたものを Fig. 8 に示す。これより、どの攪拌翼に対する実験結果も Eq. (18) で良好に相関されていることが解る。同図には永田の相関式¹⁵⁾に Eq. (9) の見かけ円筒槽直径

Fig. 8 Comparison of observed power consumption for spherical vessel with (a) the correlation Eq. (18), solid line, and (b) Nagata's correlation, dotted line.

D_a を用いて計算した結果を点線で示してあるが、大型翼に対して計算値が発散してしまうことが解る。これは、 $b/D=0.531$, $n_p=6$ の翼に対して、相当する2枚羽根バドル翼の翼高さ b' を求めると $b'/D=(6)(0.531)=1.59$ となり、液深さ $H=D$ を考慮する限りこの翼は液面から飛出していることになり、物理的に永田の相関式の使用条件を満たしていないためである。

Fig. 9には、永田ら¹⁴⁾およびHixson-Baum⁹⁾の円筒槽における動力数の実験値と、Fig. 8と同様の変換に従ってEq. (18)から求めた動力数の計算値の比較を示した。ここで、実線がEq. (18)、点線が永田の相関式¹⁵⁾である。永田の相関式が永田らの円筒槽の実験データを良好に相関できるのは当然として、Eq. (18)も永田らのデータを良好に相関できることを示している。また、Hixson-Baumのデータに対してはEq. (18)のほうが永田の相関式に比して良好に相関できることが解り、本研究で求めた相関式がより広範囲の撹拌条件に対して適用可能であることが確認された。

4. 完全邪魔板条件での撹拌所要動力の簡易推算法

永田ら¹⁴⁾は、邪魔板なしの所要動力相関式に、次式で与えられる臨界レイノルズ数を代入することにより完全邪魔板条件での撹拌所要動力が求められるとしている。

$$(Re_d)_c = \left[\frac{25}{(b/D)} \left(\frac{d}{D} - 0.4 \right)^2 + \frac{(b/d)}{0.11(b/D) - 0.0048} \right] \quad (21)$$

Eq. (3)を用いて $(Re_d)_c$ を $(Re_c)_c$ に変換し、Eq. (18)およ

Fig. 9 Comparison of observed power consumption for cylindrical vessel with (a) the correlation Eq. (18), solid line, and (b) Nagata's correlation, dotted line.

びEq. (2)を用いて得られた $N_{pmax}(cal)$ とこれまで報告されている実測値^{1, 11, 15, 18, 19)}との比較をFig. 10(a)に示す。

一方、本実験で与えられた遷移に関する係数 C_{tr} を用いて次式の様に臨界レイノルズ数 $(Re_c)_c$ を決定し、同様にEq. (18)およびEq. (2)を用いて求めた $N_{pmax}(cal)$ と実測値の比較をFig. 10(b)に示した。

$$(Re_c)_c = (C_{tr}/22)^{0.5} \quad (22)$$

ここで、Eq. (22)中の数値22は実験結果を良好に相関できるように試行錯誤法で決定された値である。この図より、右上の永田らの $b/D=0.7$ の翼幅の大きな翼に対する実測値の3点が推測値より大きく外れていることを除けば、全研究者のデータがほぼ正しく推算されていることが解る。これより、翼幅が極端に大きくなければEq. (22)の簡便な臨界レイノルズ数を用いた完全邪魔板条件下の撹拌所要動力の推算が有効であることが解る。

結 言

球形槽および円筒槽におけるバドル翼の撹拌所要動力を広いレイノルズ数領域で測定し、その実験データから両槽に共通する摩擦係数 f の相関式を以下のように決定した。

$$f = \frac{C_L}{Re_c} + C_t \left\{ \left(\frac{C_{tr}}{Re_c} + Re_c \right)^{-1} + \left(\frac{f_\infty}{C_t} \right)^{1/m} \right\}^m$$

この結果を用いて、実際に動力数の計算を行う場合、以下の式および手順に従うこととなる。

1) 翼レイノルズ数 Re_d から β (Eq. (4))と本報で新たに決定した η (Eq. (12))を用いて一般化レイノルズ数 Re_c

Fig.10 Comparison of observed power consumption in fully baffled condition for cylindrical vessel with calculated one with critical Reynolds number (a) by Eq.(21) and (b) by Eq.(22).

を求める。

$$Re_G = \left\{ \frac{\pi \eta \ln(D/d)}{4(d/\beta D)} \right\} Re_d$$

2) 一般化レイノルズ数 Re_G ，層流域の実験データより相関された C_L (Eq.(13))，乱流域の実験データによる C_t (Eq.(16))， m (Eq.(17)) と相似パラメーターの変数 r (Eq.(15))，遷移に関するデータからの C_{tr} (Eq.(19))，そして永田らの $N_{p\infty}$ のデータより相関した f_∞ (Eq.(20)) を用いて摩擦係数 f を求める。

3) 動力数 N_p は，求めた摩擦係数 f を用いて以下の関係より推算される。

$$N_p = \left\{ \frac{1.2 \pi^4 \beta^2}{8(d^3/D^2 H)} \right\} f$$

ここで，球形槽に対しては見かけ円筒槽直径 D_a を使用する。

$$D_a = (4V/\pi)^{1/3} = 0.874 D_s$$

完全邪魔板条件での搅拌所要動力 N_{pmax} は，次式で求められる臨界レイノルズ数 $(Re_G)_c$ を用いて，上記手順と同様に簡便に決定できる。

$$(Re_G)_c = (C_{tr}/22)^{0.5}$$

Appendix I 球形槽の見かけ円筒槽直径の有効性

本文中の層流域での搅拌所要動力の相関式 Eq.(8) に，球の直径 D_s と次式で求められる見かけ円筒槽直径 D_a を用いた場合の $N_p \cdot Re_d(cal)$ と $N_p \cdot Re_d(obs)$ の相関精度を Fig. A に示す。

Fig. A Comparison of standard deviations of observed power consumption with calculated one from the correlation, Eq.(8), for spherical vessel (a) by $D=D_s$ (diameter of sphere) and (b) by $D=D_a$ (apparent diameter of Eq.(A-1))

$$D_a = (4V/\pi)^{1/3} = 0.874 D_s \quad (A-1)$$

わずかな差ではあるが，球形槽の搅拌所要動力は見かけ円筒槽直径 D_a を用いた方が球形槽直径 D_s を直接用いるよりも円筒槽の所要動力の相関式と同一の相関式で良好に相関できることを示している。従って，本論文での相関式には見かけ円筒槽直径を使用する。

Appendix II 相似パラメーターの誘導²⁾

槽壁を無視した搅拌所要動力の相関式は次式で表すことができるものとする。

$$\frac{P}{P_{max}} = C_p \left(\frac{N_d^2 \rho}{\mu} \right)^{-m'} \quad (A-2)$$

一方，槽壁での輸送現象より搅拌所要動力は次式で表すこともできる。

$$f = C_t \left(\frac{L v_b \rho}{\mu} \right)^{-m} \quad (A-3)$$

ここで，搅拌所要動力 P と摩擦係数 f の間には次の力学関係が成立する。

$$\frac{P}{2\pi N} = \left(\frac{D}{2} \right) \left(\pi D H \right) \left(\frac{f}{2} \rho v_b^2 \right) (1+\alpha) \quad (A-4)$$

Eq.(A-4) と本文中の Eqs. (2)～(5) を用いて Eq.(A-3) を変形すると次式となる。

$$\begin{aligned} \frac{P}{P_{max}} = C_t \left\{ \frac{\pi^4 (1+\alpha)}{8 N_{pmax}} \right\} \left(\frac{H}{d} \right) \left(\frac{\beta D}{d} \right)^2 \\ \times \left\{ \frac{\pi \eta}{4} \left(\frac{\beta D}{d} \right) \ln \left(\frac{D}{d} \right) \right\}^{-m} \left(\frac{N d^2 \rho}{\mu} \right)^{-m} \end{aligned} \quad (A-5)$$

ここで，槽壁に輸送されてきた運動量は本来翼より放出された運動量に一致しなければならないことから，Eq.(A-2) と Eq.(A-5) は同一の式でなければならない。従って，Eq.(A-2) と Eq.(A-5) を比較することにより，両式の係数 C_p と C_t が関係づけられることが解る。一方，著者らの実測データの回帰分析

より $N_{p\max} = C(n_p^{0.7} b/d)$ が満足されると仮定し、また、 $m = m^* = 1/3$ の値で代表して、Eq.(A-5) より Eq.(A-2) の係数 C_p は次式の関係を満足する。

$$C_p = C_t \left\{ \frac{\pi^4 (1+\alpha)}{8 C n_p^{0.7} (b/d)} \right\} \left(\frac{H}{d} \right) \times \left\{ \frac{\pi \eta}{4} \cdot \frac{\ln(D/d)}{(\beta D/d)^5} \right\}^{-1/3} \quad (\text{A-6})$$

さらに、 $H=D$ とし、 C_p = 一定および C_t = 一定の条件を満たす攪拌翼の寸法条件を Eq. (A-6) より求めると次の関係式を得る。

$$\left\{ \frac{\eta \ln(D/d)}{(\beta D/d)^5} \right\}^{1/3} \left(\frac{n_p^{0.7} b}{D} \right) = \text{const.} \quad (\text{A-7})$$

これが相似パラメーターであり、上式左辺の前半部分を τ と記すと、本文中の Eq. (15) となる。((註) 平岡-伊藤²⁾の文献では、 n_p の指数は 1、 $\beta=1$ 、 $\eta=1$ として導いている。)

[謝 辞] 本研究に際し、実験およびデータ整理に協力頂きました田中敏宏氏、石塚弘司氏、桑原正治郎氏に謝意を表します。また、本実験を進めるに当り資金的な御援助を賜りましたダイセル化学工業(株)新井工場殿に厚く御礼申し上げます。

Nomenclature

b	= height of impeller blade	[m]
C_f	= coefficient in Eq.(6)	[-]
C_L	= constant defined by Eq.(6) and coefficient in Eq.(18)	[-]
C_t	= coefficient in Eqs.(14) and (18)	[-]
C_{tr}	= coefficient in Eq.(18) characterising the transition from laminar to turbulent flow	[-]
D	= vessel diameter for cylindrical vessel	[m]
D_a	= apparent vessel diameter for spherical vessel	[m]
D_s	= diameter of spherical vessel	[m]
d	= impeller diameter	[m]
f	= friction factor defined by Eq.(2)	[-]
f_∞	= asymptotic value of f when $Re_G \rightarrow \infty$	[-]
H	= height of liquid in vessel	[m]
L	= characteristic length defined by Eq.(5)	[m]
m	= exponent in Eq.(14)	[-]
N	= rotational speed	[s ⁻¹]
N_p	= power number (= $P/\rho N^3 d^5$)	[-]
$N_{p\infty}$	= asymptotic value of N_p when $Re_d \rightarrow \infty$	[-]
n_p	= number of impeller blade	[-]
P	= power consumption	[W]
Re_d	= impeller Reynolds number (= $N d^2 \rho / \mu$)	[-]
Re_G	= modified Reynolds number defined by Eq.(3)	[-]
$(Re_d)_c, (Re_G)_c$	= critical Reynolds number	[-]
V	= volume of spherical vessel	[m ³]

u_θ = characteristic velocity defined by Eq.(4) [m/s]

α = ratio of torque at bottom wall to that at side wall [-]

β = correction coefficient defined in Eq.(4) [-]

τ = parameter defined by Eq.(15) [-]

η = correction coefficient defined in Eq.(5) or by Eq.(12) [-]

μ = viscosity [Pa·s]

ρ = density [kg/m³]

τ_w = average shear stress at vessel wall [N/m²]

Literature cited

- 1) Bates, R.L., P.L. Fondy and R.R. Corpstein: *Ind. Eng. Chem. Process Design and Develop.*, **2**, 310-314 (1963)
- 2) Hiraoka, S. and R. Ito: *J. Chem. Eng. Japan*, **6**, 464-467 (1973)
- 3) Hiraoka, S., I. Yamada, K. Mizoguchi and A. Okajima: *Bull. Nagoya Inst. of Tech.*, **29**, 549-552 (1977)
- 4) Hiraoka, S., I. Yamada and K. Mizoguchi: *J. Chem. Eng. Japan*, **11**, 487-493 (1978)
- 5) idem: *ibid.*, **12**, 56-62 (1979)
- 6) Hiraoka, S., I. Yamada, A. Sato and K. Sato: *Bull. Nagoya Inst. of Tech.*, **33**, 279-282 (1981)
- 7) Hiraoka, S., I. Yamada, T. Aragaki, H. Nishiki, A. Sato and T. Takagi: *J. Chem. Eng. Japan*, **21**, 79-86 (1988)
- 8) Hiraoka, S.: "Kagaku Kogaku no Shinpo No.22" Chapter 8, p.133 (1988)
- 9) Hixson, A.W. and S.J. Baum: *Ind. Eng. Chem.*, **34**, 194-208 (1942)
- 10) Kaminoyama, M., K. Arai and M. Kamiwano: *J. Chem. Eng. Japan*, **27**, 17-24 (1994)
- 11) Kamiwano, M., K. Yamamoto and S. Nagata: *Kagaku Kogaku*, **31**, 365-372 (1967)
- 12) Kamei, N., S. Hiraoka, Y. Kato, Y. Tada, S. Kuwabara, Y.S. Lee, T. Yamaguchi and S.T. Koh: *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **20**, 595-603 (1994)
- 13) Kuriyama, M., H. Inomata, K. Arai and S. Saito: *AIChE J.*, **28**, 385-391 (1982)
- 14) Nagata, S., K. Yamamoto, T. Yokoyama and S. Shiga: *Memoirs Fac. Eng., Kyoto Univ.*: **19**, 274-290 (1957)
- 15) Nagata, S.: "Mixing, Principles and Applications" Kodansha-A Halsted Press Book (1975)
- 16) Papastefanos, N. and M. Stamatoudis: *Chem. Eng. Res. Des.*, **67**, 169-174 (1989)
- 17) Rushton, J.H., E.W. Costich and H.J. Everett: *Chem. Eng. Prog.*, **46**, 467-476 (1950)
- 18) Sano, Y. and H. Usui: *J. Chem. Eng. Japan*, **18**, 47-52 (1985)

- 19) Sasakura, T., Y. Kato, S. Yamamuro and N. Ohi:
Kagaku Kogaku Ronbunshu, **4**, 595–601 (1978)
- 20) Sato, K. and I. Inoue: *ibid.*, **2**, 160–164 (1976)
- 21) Tatterson, G.B.: "Fluid Mixing and Gas Dispersion
in Agitated Tanks", McGraw-Hill, Inc. (1991)
- 22) White, A.M., E. Brenner, G.A. Phillips and M.S.
Morrison: *Trans. Am. Inst. Chem. Engrs.*, **30**, 570–
596 (1934)

Power Correlation for Paddle Impellers in Spherical and Cylindrical Agitated Vessels

Noboru Kamei*, Setsuro Hiraoka, Yoshihiro Kato,
Yutaka Tada, Hirotaka Shida, Young-Sei Lee**,
Takao Yamaguchi*** and Seung-Tae Koh****

Department of Applied Chemistry, Nagoya Institute of Technology, Nagoya 466

Key Words: Power Correlation, Paddle Impeller, Spherical Agitated Vessel, Cylindrical Agitated Vessel, Critical Reynolds Number

Power consumption for paddle impellers in both spherical and cylindrical agitated vessels was measured over a wide range of Reynolds number from laminar to turbulent flow regions. By using the friction factor f and the modified Reynolds number Re_G , which were defined by Hiraoka and Ito, a power correlation was expressed as

$$f = \frac{C_L}{Re_G} + C_t \left\{ \left(\frac{C_{tr}}{Re_G} + Re_G \right)^{-1} + \left(\frac{f_\infty}{C_t} \right)^{1/m} \right\}^m$$

where C_L , C_t , C_{tr} , f_∞ and m were empirically correlated with impeller size and the number of impeller blades. The power correlation was applicable to both spherical and cylindrical vessels, when the apparent diameter of the spherical vessel was equal to the diameter of the cylindrical vessel which had a height equal to its diameter and had the same volume as the spherical vessel. The power consumption was well correlated with the experimental results of Nagata, *et al.* and Hixson-Baum. The critical Reynolds number, which was used for a simple estimation of power number in fully baffled conditions $N_{p, max}$ by Nagata, was directly related to the coefficient C_{tr} characterizing transition from a laminar to a turbulent flow region in the correlation proposed here.

---

* Daicel Chemical Industries, L.T.D.

** Keimyung Univ., Korea

*** Chubu Univ.

**** Toyo Engineering Co.