

角型攪拌槽の所要動力の相関

古川陽輝・加藤禎人^{††}・加藤史都・深津吉孝・多田豊

名古屋工業大学 生命・物質工学科, 466-8555 名古屋市昭和区御器所町

キーワード: 攪拌, 混合, 動力数, 角槽, 相関式

角型攪拌槽に設置されたパドル翼, ピッチドパドル翼およびRushtonタービン翼の攪拌所要動力が測定された。これまで見積もることができなかった角型攪拌槽の動力数は, 断面の正方形に外接する円筒槽にその内径の1/10の幅を持つ邪魔板を1枚設置した場合の動力数とほぼ同等であることがわかった。

結 言

工業的にも実験的にも攪拌槽として使用される大部分の槽は円筒槽である。攪拌槽の設計に必要で, 攪拌性能を評価する際にも必要な攪拌所要動力の推算方法は円筒槽を前提として開発されたものである。しかし, 工場で使用される攪拌槽の一部や液体を貯蔵するピットなどには, 設置のレイアウトの都合上, 槽が角型になる場合もある。また, 槽の洗浄を容易にするために邪魔板などを付けたくない場合は, 邪魔板付攪拌槽の役目をするといわれている角型槽を用いることがある。このような場合, 攪拌機のモーターを見積もるために必要な動力数を推算する方法はこれまで存在しておらず, 設計は経験的に行われてきたに過ぎない。

そこで本報では角型槽の動力推算の方法を開発することを目的とした。

一つの考え方として, 角型攪拌槽の動力相関式を新たに開発することは非効率的なので, 従来から実績のある **Table 1** に示す亀井らの邪魔板付き円筒槽の動力相関式(Kamei *et al.*, 1995,1996)を適用することを考えた。この考え方は筆者らがすでにドラフトチューブ付攪拌槽に対して適用した考え方で十分実用的なものである(Furukawa *et al.*, submitted)。攪拌所要動力がどの程度の邪魔板付き円筒槽のそれに匹敵するのかわ確認するために, 攪拌所要動力の推算に最も一般的なパドル翼を用いてサイズの異なる角型攪拌槽の攪拌所要動力を測定した。その場合, 角型槽に外接する円筒槽にどの程度のサイズの邪魔板が何枚設置された場合に相当するのかわかわい推算が容易になると考えた。予備実験により角型槽の攪拌所要動力は標準邪魔板条件の円筒槽より, 邪魔板無し円筒槽の動力数に近い値を取ったので, 自由度の少ない整数

値となる邪魔板枚数は1枚と固定し, 邪魔板幅がどの程度の値になるのかこの点を絞って検討することにした。

Table 1 Correlation of Kamei *et al.* for paddle impeller (Kamei *et al.*, 1995,1996)

Unbaffled condition

$$N_{P0} = \{[1.2\pi^4 \beta^2] / [8d^3 / (D^2 H)]\} f$$

$$f = C_L / Re_G + C_t \{[(C_r / Re_G) + Re_G]^{-1} + (f_{\infty} / C_t)^{1/m}\}^m$$

$$Re_d = nd^2 \rho / \mu$$

$$Re_G = \{[\pi \eta \ln(D/d)] / (4d/\beta D)\} Re_d$$

$$C_L = 0.215 \eta n_p (d/H) [1 - (d/D)^2] + 1.83 (b/H) (n_p/2)^{1/3}$$

$$C_t = [(1.96X^{1.19})^{-7.8} + (0.25)^{-7.8}]^{-1/7.8}$$

$$m = [(0.71X^{0.373})^{-7.8} + (0.333)^{-7.8}]^{-1/7.8}$$

$$C_r = 23.8 (d/D)^{-3.24} (b/D)^{-1.18} X^{0.74}$$

$$f_{\infty} = 0.0151 (d/D) C_t^{0.308}$$

$$X = \eta n_p^{0.7} b/H$$

$$\beta = 2 \ln(D/d) / [(D/d) - (d/D)]$$

$$\gamma = [\eta \ln(D/d) / (\beta D/d^2)]^{1/3}$$

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

Baffled condition

$$N_p = [(1+x^3)^{-1/3}] N_{Pmax}$$

$$x = 4.5 (B_w/D) n_B^{0.8} / N_{Pmax}^{0.2} + N_{P0} / N_{Pmax}$$

Fully baffled condition

$$= 10 (n_p^{0.7} b/d)^{1.3} \quad n_p^{0.7} b/d \leq 0.54$$

$$N_{Pmax} \quad \{ \begin{array}{l} = 8.3 (n_p^{0.7} b/d) \quad 0.54 < n_p^{0.7} b/d \leq 1.6 \\ = 10 (n_p^{0.7} b/d)^{0.6} \quad 1.6 < n_p^{0.7} b/d \end{array}$$

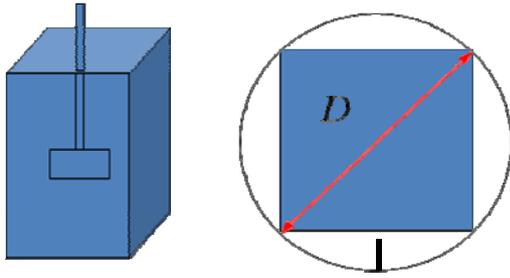


Fig.1 Dimension of rectangular mixing vessel

1. 実験方法

使用した攪拌槽はアクリル樹脂製の断面が正方形になる角型槽を用いた。角型槽内側の一辺の長さは、Figure 1 に示すように外接円の半径 D が 183mm および 240mm となるように設定した。液高さは角型槽内側の一辺と同じ長さとした場合および対角線とした場合の 2 通りとした。攪拌翼には翼径 $d = 76$ および 100 mm, 翼幅 $b/d = 0.2$ の 2,4 および 6 枚羽根パドル翼, 翼径 $d = 70$ および 100 mm, 翼幅 $b/d = 0.2$, 羽根角度 $\theta = \pi/3$ の 2,4 および 6 枚羽根ピッチドパドル翼, そして翼径 $d = 60$ および 100 mm の Rushton タービン翼を使用した。液はニュートン流体の代表である水飴水溶液を使用した。

攪拌所要動力は、最も一般的な軸トルク測定法を用いた。使用したトルクメーターは SATAKE ST-3000 である。軸トルクは、定常運転時でも一定値としては出力されないため、波形データとしてその平均値を求めた。攪拌所要動力はその平均トルクを用いて $P = 2\pi nT$ で求めた。動力測定法はこれまでの筆者らの一連の方法 (Kato *et al.*, 2010) と同じなので、そちらを参照されたい。

2. 結果と考察

2.1 幅広い Re 数領域での攪拌所要動力

幅広い Re 数領域で攪拌所要動力を測定した。Figures 2~4 はそれぞれ 4 枚パドル翼, 4 枚ピッチドパドル翼および Rushton タービン翼で測定された動力線図である。図中の破線は邪魔板無し円筒槽の動力相関線であり、●および黒実線が液高さを角槽の対角線としたときのそれぞれ動力数の測定値と相関線であり、●および赤実線が液高さを角槽の一辺としたときのそれぞれ動力数の測定値と相関線である。パドル翼および Rushton タービン翼に対しては亀井らの式 (Kamei *et al.*, 1995, 1996), ピッチドパドル翼に対しては平岡らの式 (Hiraoka *et al.*, 1997) を用いて角槽の動力数を

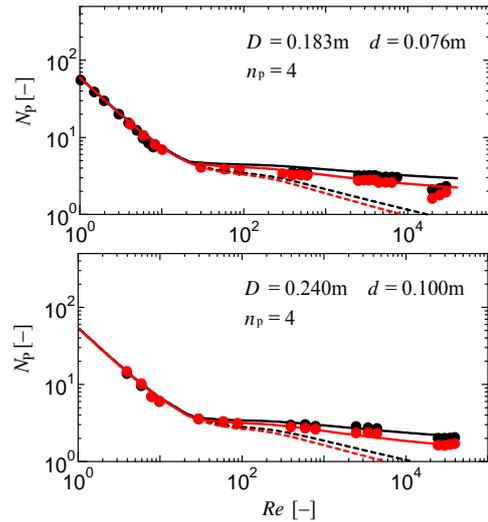


Fig.2 Correlation of power number for paddle impeller. Symbols are power number observed and lines are correlated ones. Broken line; non-baffled cylindrical vessel, Black symbols and solid line; rectangular vessel with liquid height equal to the diagonal. Red symbols and solid line; rectangular vessel with liquid height equal to the side.

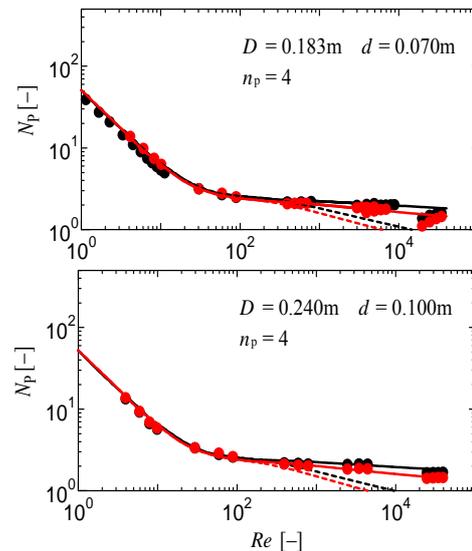


Fig.3 Correlation of power number for pitched paddle impeller. The symbols and lines are the same as in Fig.2.

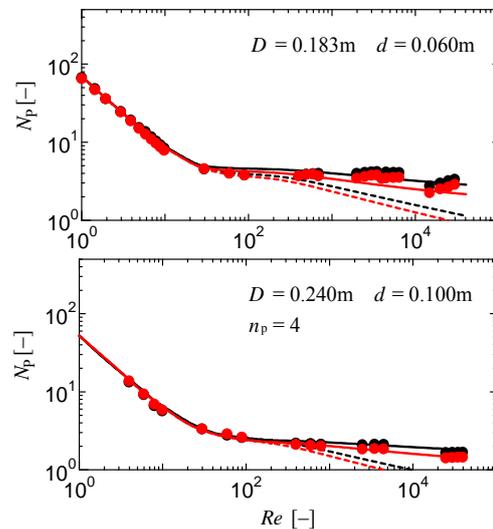


Fig.4 Correlation of power number for Rushton turbine. The symbols and lines are the same as in Fig.2.

推算した。角槽の代表長さについては次節で考察するが、ここでは角槽の対角線とした。いずれの翼も層流域から遷移域では邪魔板無し円筒槽の動力数と差異は生じていない。しかし、 Re 数が数百を超える遷移域から乱流域ではいずれの翼を用いても角槽の動力数は邪魔板無し円筒槽より大きくなった。ただし、これまで習慣的に考えられていた標準邪魔板条件の円筒槽の動力数よりかなり小さいことがわかる。このことから、角型槽の動力を検討する場合は乱流域の攪拌所要動力について注意すればよいということがわかる。幅広い Re 数で角型槽の動力数、いずれの翼も、式中のパラメータである邪魔板枚数 n_B を 1 に固定したところ、邪魔板幅 B_W を、 $B_W/D=0.1$ と設定した場合の相関値と実測値がよく一致した。

2.2 代表長さの決定

前節では角槽の代表長さとして対角線の長さを用いたが、相関式にて動力を計算する場合、何を相関式に代入する代表長さ D とするのかがきわめて重要である。角槽の代表長さとして次の 3 つが考えられる。①1 辺の長さ、②外接円の半径つまり対角線の長さ、③角槽内の液体積が槽径と同じ深さを持つ見かけ円筒槽直径である。①および③の相関結果はここでは示さないが、相関線は実測値とそれほど一致しなかった。前節で示したように角槽の場合の代表長さを②の対角線の長さとした場合が最も精度が良く、代表長さとして適切であることがわかった。

2.3 翼取付位置の影響

角型槽の動力数は緩い邪魔板条件とはいえ邪魔板付き攪拌槽のそれに相当することがわかったため、パドル翼の場合は翼取り付位置によって動力数が変化する可能性がある。そこで、翼取り付位置を $C/H = 0.1\sim 0.8$ まで変化させて攪拌所要動力を測定した。使用した攪拌翼は前述の 4 枚羽根パドル翼、4 枚羽根ピッチパドル翼および Rushton タービン翼である。Figure 5 にそれぞれの攪拌翼で得られた動力数を示した。横軸が翼取り付位置である。いずれの翼も翼取り付位置によらずほぼ一定の動力数であると解釈できる。翼取り付位置の影響を受けないのは円筒槽の邪魔板枚数が少ないときと同様、槽内の一次流れが旋回流主体であるからと考えられる。これは筆者らの前報(Kato *et al.*, 2010)で、邪魔板 1 枚の円筒槽に対して、翼取り付位置が動力数に影響を及ぼさなかった結果とよく一致した。ただし、旋回流主体とはいえ、角槽も邪魔板 1 枚の円筒槽もともに、強い固体的回転部は観察されない。

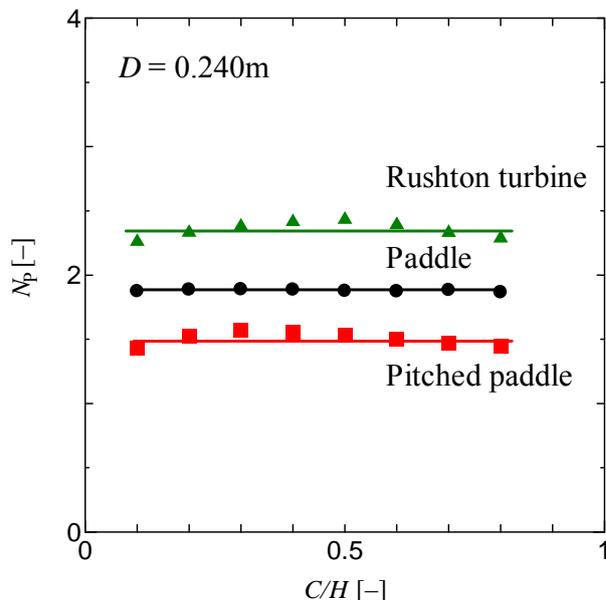


Fig.5 Effect of impeller position on power number

結 言

角型攪拌槽の所要動力をパドル翼、ピッチパドル翼および Rushton タービン翼を用いて測定した。いずれの翼でも層流域から遷移域までは対角線の長さを槽径 D とみなした邪魔板無し円筒槽の動力数と同じだったが、乱流域では角槽の方が動力数は大きくなった。また、その動力数は翼取付位置に影響を受けなかった。これらのデータを既往の相関式を用いて邪魔板付攪拌槽相当として推算できるか検討したところ、 $n_B = 1, B_W/D = 0.1$ とすれば十分に相関が可能であった。これにより、角型攪拌槽設計のための大きな指針が得られたと考えられる。

Nomenclature

b	= height of impeller blade	[m]
B_W	= baffle width	[m]
C	= clearance between bottom and impeller	[m]
D	= characteristic length, diagonal for rectangular and diameter for cylindrical diameter	[m]
d	= impeller diameter	[m]
H	= liquid depth	[m]
N_p	= power number ($=P/\rho n^3 d^5$)	[-]
N_{p0}	= power number at non-baffled condition	[-]
N_{pmax}	= power number at fully baffled condition	[-]
n	= impeller rotational speed	[s ⁻¹]
n_B	= number of baffle plate	[-]
n_p	= number of impeller blade	[-]

P	= power consumption	[W]
Re_d	= impeller Reynolds number ($nd^2\rho/\mu$)	[-]
T	= shaft torque	[N · m]
μ	= liquid viscosity	[Pa · s]
ρ	= liquid density	[kg · m ⁻³]
θ	= angle of impeller blade	[rad]

23, 969–975 (1997)

Kamei, N., S. Hiraoka, Y. Kato, Y. Tada, H. Shida, Y. S. Lee, T. Yamaguchi and S. T. Koh; “Power Correlation for Paddle Impellers in Spherical and Cylindrical Agitated Vessels,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **21**, 41-48 (1995)

Kamei, N., S. Hiraoka, Y. Kato, Y. Tada, K. Iwata, K. Murai, Y. S. Lee, T. Yamaguchi and S. T. Koh; “Effects of Impeller and Baffle Dimensions on Power Consumption under Turbulent Flow in an Agitated Vessel with Paddle Impeller,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **22**, 249-256 (1996)

Kato, Y., Y. Tada, K. Urano, A. Nakaoka and Y. Nagatsu; “Differences of Mixing Power Consumption between Dished Bottom Vessel and Flat Bottom Vessel,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **36**, 25–29 (2010)

Literature Cited

Furukawa H., Y. Kato, Y. Tada, S.T. Koh and Y.S. Lee i; “Power Consumption of Mixing Vessel with Draft Tube,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, (submitted)

Hiraoka, S., N. Kamei, Y. Kato, Y. Tada, H.G. Chun and T. Yamaguchi; “Power Correlation for Pitched Blade Paddle Impeller in Agitated Vessels with and without Baffles,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*,

Correlation of Power Consumption for Rectangular Mixing Vessel

Haruki FURUKAWA, Yoshihito KATO^{††}, Fumito KATO, Yoshitaka FUKATSU and Yutaka TADA

Department of Life and Materials Engineering, Nagoya Institute of Technology, Gokiso-cho, Showa-ku, Nagoya-shi, Aichi 466-8555, Japan

Keyword: Mixing, Agitation, Power Number, Rectangular Vessel, Correlation

Power consumption of rectangular mixing vessels with the paddle, pitched paddle impeller and Rushton turbine was measured. The power number data of those vessels haven't published. It was found that the power numbers of rectangular vessel with these impellers corresponded to those of cylindrical vessel with the diameter equal to the diagonal of the rectangular vessel and baffle of $B_W/D=0.1$ and $n_B=1$.

訂正のお知らせ

化学工学論文集39巻2号に掲載された以下の論文に誤りがありましたので、訂正します

角型攪拌槽の所要動力の相関

古川陽輝・加藤禎人・加藤史都・深津吉孝・多田豊

化学工学論文集, 39(2), 94-97 (2013)

p. 94, Table 1

(誤) p. 94

Table 1 Correlation of Kamei *et al.* for paddle impeller (Kamei *et al.*, 1995, 1996)

$$f = C_L / Re_G + \{[(C_t / Re_G) + Re_G]^{-1} + (f_\infty / C_t)^{1/m}\}^m$$

$$\gamma = [\eta \ln(D/d) / (\beta D / d^5)]^{1/3}$$

↓

(正)

Table 1 Correlation of Kamei *et al.* for paddle impeller (Kamei *et al.*, 1995, 1996)

$$f = C_L / Re_G + C_t \{[(C_t / Re_G) + Re_G]^{-1} + (f_\infty / C_t)^{1/m}\}^m$$

$$\gamma = [\eta \ln(D/d) / (\beta D / d^5)]^{1/3}$$