

# コンケーブタービン翼の攪拌所要動力の相関

古川陽輝・加藤禎人・南雲亮・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, コンケーブタービン翼, 相関式

平底円筒槽に設置されたコンケーブタービン翼の攪拌所要動力が測定された。これまで、コンケーブタービン翼の動力は類似形状であるタービン翼の攪拌所要動力と同程度であると考えられてきた。そのため、詳細な動力は測定されていない。本研究では、コンケーブタービン翼の無通気時動力を測定し、コンケーブタービン翼の動力数は亀井・平岡の式(Kamei *et al.*, 1995, 1996)を修正することで推算可能であることが明らかにされた。さらに、邪魔板有りの場合、Rushtonタービン翼と比較してコンケーブタービン翼の動力数は約0.5倍であった。

## 結 言

気液攪拌槽において、これまで主に使用されてきた攪拌翼は翼中央部にディスクを持つタービン翼である。攪拌槽下部から通気された気泡がディスクに捕らえられ、その後、攪拌羽根により気泡が攪拌槽内に分散される。しかし、この時、羽根背面にキャビティがしばしば生成され、攪拌所要動力の低下が起きる。この動力の低下は形状抵抗の減少によるものであることは実験的に明らかにされている(Mochizuki *et al.*, 2008)。そこで、形状抵抗による影響をふせぐためにスカパー翼が開発された(Saito *et al.*, 1992)。スカパー翼を使用することで、通気時の攪拌所要動力の低下は起きないが、その複雑な形状のために製作コストがかかる。そこで、コストを抑えるためにパイプを半割にした羽根を持つコンケーブタービン翼が開発された。この翼は、スカパー翼と同様に、通気時の攪拌所要動力の低下を防ぐことができる。しかし、コンケーブタービン翼の無通気時の攪拌所要動力はタービン翼と同程度であると考えられ、詳細には検討されてこなかった。そこで、本報では、まず無通気時のコンケーブタービン翼の詳細な動力を得るとともに、動力推算の方法を開発することを目的とした。

コンケーブタービン翼の動力数の推算式には従来から実績のある亀井らの動力相関式(Kamei *et al.*, 1995, 1996)を適用することを考えた。亀井らの動力相関式は、パドル翼だけでなく、プロペラ翼やファウドラ翼、アンカー翼や各種の2枚大型攪拌翼、さらには球型槽や角槽など種々の形式の攪拌所要動力を幅広いレイノルズ数で相関することが可能である(Furukawa *et al.*, 2013a, 2013b)。コンケーブタービン翼に対しては、亀井らの動力相関式中の遷移域と乱流域のパラメータを修正することにより、コンケ

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

### Unbaffled condition

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

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

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

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

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

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

$$m = [(0.71X^{0.375})^{7.8} + (0.333)^{7.8}]^{-1/7.8}$$

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

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

$$X = \eta_p^{0.7} b/H$$

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

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

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

### Baffled condition

$$N_P = [(1+x^{-3})^{-1/3}] N_{P_{\max}}$$

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

### Fully baffled condition

$$N_{P_{\max}} \begin{cases} = 10 (\eta_p^{0.7} b/d)^{1.3} & n_p^{0.7} b/d \leq 0.54 \\ = 8.3 (\eta_p^{0.7} b/d) & 0.54 < n_p^{0.7} b/d \leq 1.6 \\ = 10 (\eta_p^{0.7} b/d)^{0.6} & 1.6 < n_p^{0.7} b/d \end{cases}$$

—タービン翼の動力推算が可能になったので報告する。

## 1. 実験方法

使用した攪拌槽はアクリル樹脂製の内径  $D$  が 120, 185, 240 mm の平底円筒槽である。液高さ  $H$  は、 $H/D=1$  となるように設定した。

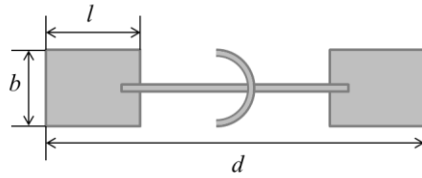


Figure 1 Dimension of concave turbine impeller

Table 2 Experimental conditions

| No.  | D[mm] | d [mm] | l [mm] | b[mm] | d/D[-] | $n_p$ [-] |
|------|-------|--------|--------|-------|--------|-----------|
| (1)  | 120   | 94     | 23     | 19    | 0.78   | 6         |
| (2)  | 120   | 78     | 19     | 15    | 0.65   | 6         |
| (3)  | 120   | 79     | 20     | 16    | 0.66   | 4         |
| (4)  | 120   | 55     | 14     | 10    | 0.46   | 6         |
| (5)  | 185   | 94     | 23     | 19    | 0.51   | 6         |
| (6)  | 185   | 78     | 19     | 15    | 0.42   | 6         |
| (7)  | 185   | 79     | 20     | 16    | 0.43   | 4         |
| (8)  | 185   | 55     | 14     | 10    | 0.30   | 6         |
| (9)  | 240   | 94     | 23     | 19    | 0.39   | 6         |
| (10) | 240   | 78     | 19     | 15    | 0.33   | 6         |
| (11) | 240   | 79     | 20     | 16    | 0.33   | 4         |
| (12) | 240   | 55     | 14     | 10    | 0.23   | 6         |

コンケーブタービン翼の幾何形状を Figure 1 に示す。コンケーブタービン翼は Rushton タービン翼を基に開発されているので、翼径  $d$  と羽根幅  $l$ 、翼高さ  $b$  の比が、 $d:l:b=20:5:4$  となるように作製し、羽根枚数  $n_p$  を  $n_p=4, 6$  とした。攪拌翼の取り付け位置  $C$  は  $C/H=0.5$  である。その詳細な寸法と攪拌槽との組み合わせを Table 2 に示す。攪拌液はニュートン流体である種々の濃度に調製した水飴水溶液(4.5~0.0071 Pa·s)および水道水を使用した。

攪拌所要動力は、最も一般的な軸トルク測定法を用い、邪魔板無しの場合と、邪魔板有りの場合で測定された。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 邪魔板無しの動力相関

2.1.1 層流域のパラメータ 攪拌レイノルズ数が小さい領域において、コンケーブタービン翼の動力数を Table 1 に示した亀井らの式で相関した結果、特に層流域のパラメータを修正することな

Table 3 Geometry of concave turbine

|     | d [mm] | l [mm] | b[mm] | $n_p$ [-] |
|-----|--------|--------|-------|-----------|
| (a) | 94     | 23     | 19    | 6         |
| (b) | 78     | 19     | 15    | 6         |
| (c) | 79     | 20     | 16    | 4         |
| (d) | 55     | 14     | 10    | 6         |
| (e) | 75     | 19     | 16    | 2         |
| (f) | 76     | 19     | 16    | 8         |

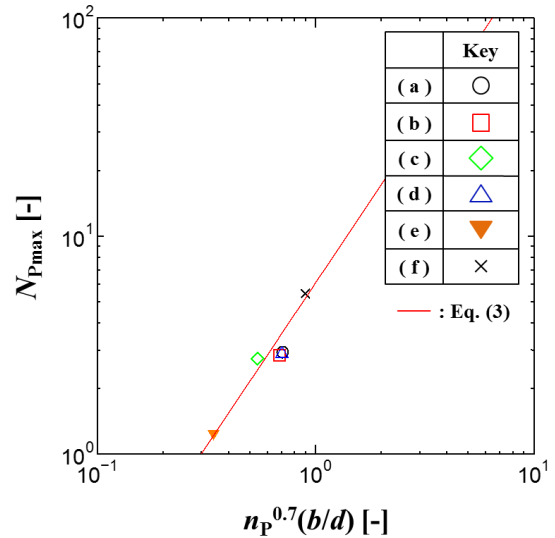


Figure 2 Power number at fully baffled condition

く相関可能であった。

2.1.2 乱流域のパラメータ 攪拌レイノルズ数が 1000 以上の領域において攪拌所要動力を測定し、摩擦係数  $f$  と修正レイノルズ数  $Re_G$  を計算した。この  $f$  と  $Re_G$  から乱流域のパラメータ  $G_1$  と  $m$  を求め、相似パラメータ  $X$  で相関式を修正した。その結果、次式が得られた。

$$G_1 = [(1.13 X^{1.07})^{-7.8} + (0.25)^{-7.8}]^{-1/7.8} \quad (1)$$

$$m = [(0.518 X^{0.235})^{-7.8} + (0.333)^{-7.8}]^{-1/7.8} \quad (2)$$

### 2.2 邪魔板有りの動力相関

2.2.1 完全邪魔板条件 完全邪魔板条件における動力数は攪拌翼一つに対してただ一つのみしか得られない。そこで、前述の 4 種類の攪拌翼に新たに 2 種類の攪拌翼を追加し、その寸法を Table 3 に示した。また 6 種類の攪拌翼に対して、完全邪魔板条件における動力を測定し、翼相似パラメータによる相関結果を Figure 2 に示した。図中の実線(—)は以下の式を示しており、実験値と上手く相関できた。

$$N_{pmax} = 6.1(n_p^{0.7} b/d)^{1.5} \quad (3)$$

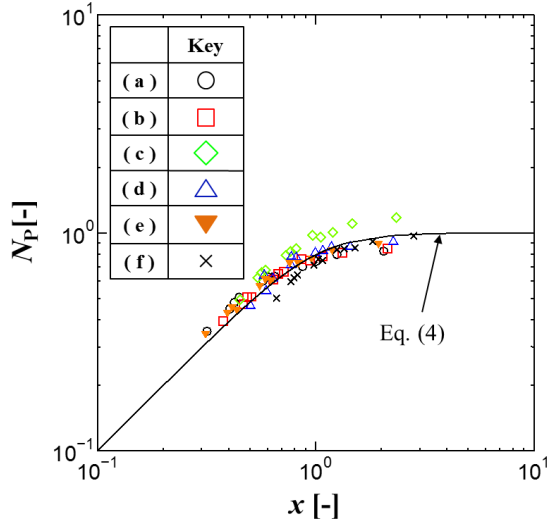


Figure 3 Power number at baffled condition

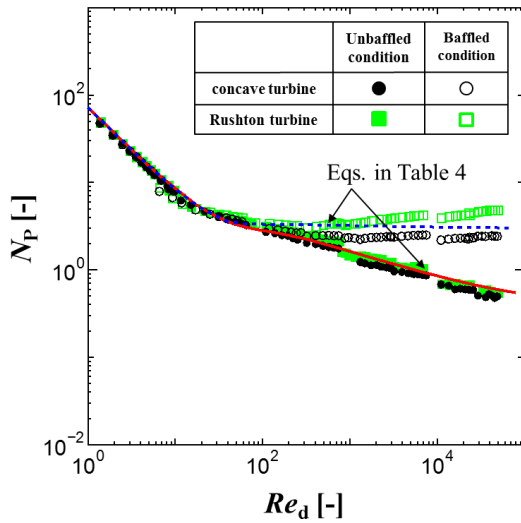


Figure 4 Correlation of power number for condition (5) in Table 2

2.2.2 緩い邪魔板条件の相関式 前述の6種類の攪拌翼に対して緩い邪魔板条件で動力を測定した。使用した邪魔板は  $n_B=1, 2, 4, B_w/D=0.04, 0.05, 0.08, 0.18$  である。邪魔板が動力に影響を与えるのは乱流域であるため、攪拌液には水道水を使用した。測定した結果を Figure 3 に示す。いずれの邪魔板条件においても Eq. (3) の完全邪魔板条件の動力数を用いた以下の Eq.(4) で相関できた。

$$N_P = [(1+x^{-3})^{-1/3}] N_{P_{\max}}$$

$$x = 4.5(B_w/D)n_B^{0.8}N_{P_{\max}}^{0.2} + N_{P0}/N_{P_{\max}} \quad (4)$$

タービン翼の動力相関式と同一式で相関できた理由としては以下のことが考えられる。コンケーブタービン翼の羽根はパイプを半割にしたものであり、その形状抵抗による動力低下は完全邪魔板条件の動力に影響を及ぼしている。Eq. (3) はその影響を抱合した相関式であるため、緩い邪魔板条件における動力相関式は Kamei *et al.*(1996) の相関式を修正することなく適用できると考えられる。

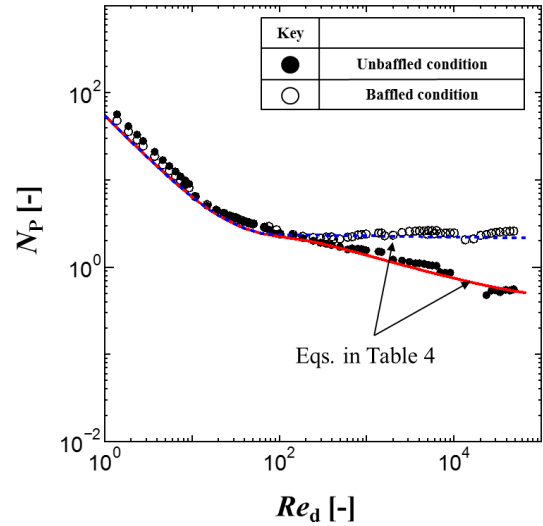


Figure 5 Correlation of power number for condition (7) in Table 2

Table 4 Correlation of concave turbine impeller

**Unbaffled condition**

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

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

$$Re_d = n d^2 \rho / \mu$$

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

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

$$C_t = [(1.13X^{1.07})^{-7.8} + (0.25)^{-7.8}]^{-1/7.8}$$

$$m = [(0.518X^{0.235})^{-7.8} + (0.333)^{-7.8}]^{-1/7.8}$$

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

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

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

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

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

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

**Baffled condition**

$$N_P = [(1+x^{-3})^{-1/3}] N_{P_{\max}}$$

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

**Fully baffled condition**

$$N_{P_{\max}} = 6.1(\eta n_p^{0.7} b/d)^{1.5}$$

2.3 幅広い  $Re_d$  での動力相関

幅広い  $Re_d$  での動力測定は Table 2 に示した全ての条件に対して行った。本報では代表して Table 2 に示した条件の内、条件(5)と(7)の測定結果をそれぞれ Figure 4 と Figure 5 に示した。なお、Fig. 4 には条件(5)で使用したコンケーブタービン翼と同寸法の Rushton タービン翼を用いて測定された動力数も示した。両図中の実線は邪魔板なし、破線は邪魔板有り ( $n_B=4, B_w/D=0.1$ ) のコンケーブター

ビン翼の相関式をそれぞれ示している。

邪魔板無しの場合、コンケーブタービン翼の動力数は同寸法の Rushton タービン翼と同程度あったが、邪魔板有りの場合は約 0.5 倍であった。一方で、コンケーブタービン翼の翼幾何形状および槽径を変化させてもその動力数は修正した相関式と±10%の差でよく一致した。ただし、遷移域付近での動力数がいったん減少した後には上昇する挙動を相関式で再現するのは難しいので若干の差が生じている。本報で提案した相関式を **Table 4** に示す。本研究により、亀井らの動力相関式の汎用性がよりいっそう高まったと考えられる。

## 結 言

本研究では、コンケーブタービン翼の動力数を邪魔板なしおよび邪魔板有りの平底円筒攪拌槽で測定した。邪魔板有りの条件では、完全邪魔板条件から緩い邪魔板条件まで幅広い条件で動力数を測定した。その結果、亀井らの動力相関式を一部修正することでコンケーブタービン翼の動力の相関が可能であることがわかった。さらに、同寸法の Rushton タービン翼と比較して、コンケーブタービン翼の動力は約 0.5 倍であった。

## Nomenclature

|            |   |                    |
|------------|---|--------------------|
| $b$        | = height of impeller blade                | [m]                |
| $B_w$      | = baffle width                            | [m]                |
| $C$        | = clearance between bottom and impeller   | [m]                |
| $D$        | = vessel diameter                         | [m]                |
| $d$        | = impeller diameter                       | [m]                |
| $f$        | = friction factor                         | [—]                |
| $H$        | = liquid depth                            | [m]                |
| $l$        | = impeller blade width                    | [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 <sup>-1</sup> ] |

|        |   |                         |
|--------|---|-------------------------|
| $n_B$  | = number of baffle plate  | [—]                     |
| $n_p$  | = number of impeller blade  | [—]                     |
| $P$    | = power consumption   | [W]                     |
| $Re_d$ | = impeller Reynolds number ( $=nd^2\rho/\mu$ )                          | [—]                     |
| $Re_G$ | = modified Reynolds number ( $=\{[\pi r \ln(D/d)]/(4d/\beta D)\}Re_d$ ) | [—]                     |
| $T$    | = shaft torque  | [N · m]                 |
| $x$    | = parameter in Eq. (4)  | [—]                     |
| $\mu$  | = liquid viscosity  | [Pa · s]                |
| $\rho$ | = liquid density  | [kg · m <sup>-3</sup> ] |

## Literature Cited

- Furukawa, H., Y. Kato, F. Kato, Y. Fukatsu and Y. Tada; "Correlation of Power Consumption for Rectangular Mixing Vessel," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **39**, 94-97 (2013a)
- Furukawa, H., Y. Kato, Y. Fukatsu and Y. Tada; "Correlation of Power Consumption for Eccentric Rectangular Mixing Vessel with Propeller Impeller," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **39**, 175-177 (2013b)
- 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)
- Mochizuki, M., H., Sato, Y. Doida, Y. Saita, T. Amanuma and T. Takahashi; "Pressure Distribution on the Blade Surface and Form Drag of Impeller in a Gas-Liquid Stirred Vessel with a Disc Turbine," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **34**, 557-561 (2008)
- Saito, F., A. W. Nienow, S. Chatwin and I. P. T. Moore; "Power, Gas Dispersion and Homogenisation Characteristics of SCABA SRGT Rushton Impellers," *J. Chem. Eng. Jpn.*, **25**, 281-287 (1992)

## Correlation of Power Consumption of Concave Turbine Impeller

Haruki FURUKAWA, Yoshihito KATO, Ryo NAGUMO 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, Concave turbine, Correlation

Since the power consumption of a concave turbine was thought to be the same as that of the Rushton turbine, it had not previously been studied. In this work, the power consumption of a concave turbine in a flat cylindrical vessel was measured, and the power number of the impellers could be correlated with the modified equations of Kamei *et al.* (1995, 1996). The power number of the concave turbine with baffle was found to be half that of the Rushton turbine.